

# Der Leistungsbedarf von scheiben- und trommelartigen, rotierenden Teilen an Landmaschinen

Institut für Landtechnik, Budapest

Der im Leerlauf bestehende Antrieb-Leistungsbedarf wirkt sich beim Betrieb jeder Maschine als Belastungsposten auf die nützliche Arbeit aus. Die im Leerlauf aufgenommene Leistung wird zur Deckung der unvermeidlichen Reibungen verbraucht. Bei den meisten landwirtschaftlichen Maschinen entsteht der Leerlauf-Leistungsbedarf im allgemeinen aus Lagerreibung, Luftreibung und unerwünschter Luftförderung. Seine Größe hängt weitgehend von der Konstruktion der Maschine, und zwar beispielsweise von der Art der Kraftübertragung und von der Drehzahl ab.

In dieser Studie sind die bei der Messung der Leerlauf-Leistungsaufnahme von zahlreichen landwirtschaftlichen Maschinen gewonnenen Ergebnisse aufgearbeitet worden; es wurde versucht, den bei den Trommel- beziehungsweise Scheiben-artigen Zerkleinerungsvorrichtungen der verschiedenen Ernte- und Bearbeitungsmaschinen infolge Luftreibung auftretenden Leistungsbedarf auf der gleichen prinzipiellen Grundlage zu erklären und seinen Wert auch durch Berechnung bestimmbar zu machen.

Die Ausgangsgrundlage bildete — von einem ähnlichen Versuch von STODOLA [1] und PANTELL [2] ausgehend — die Theorie der Reibung von Scheiben.

## Luftreibung von Scheiben-artigen, rotierenden Trommeln

Der Luftwiderstand als Kraftwirkung errechnet sich aus der bekannten Beziehung der Aerodynamik

$$E = k_x \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2, \tag{1}$$

worin  $E$  den Luftwiderstand [kg];  
 $k_x$  einen Widerstandsfaktor;  
 $F$  die Oberfläche des sich bewegenden Körpers [m<sup>2</sup>];  
 $\rho$  die Dichte der Substanz [kg s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>] und  
 $v$  die Geschwindigkeit des sich bewegenden Körpers [m/s] bedeuten.

Wenn sich eine idealisierte Scheibe in einem geschlossenen Gehäuse dreht, dann beträgt die Reibungskraft, die zwischen der feststehenden Wand des Gehäuses und dem Oberflächenelement „ $dF$ “ der rotierenden Scheibe entsteht,

$$dE = k_x \cdot dF \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2. \tag{2}$$

Die Fläche des Kreisstreifens „ $dF$ “ ergibt sich aus der Formel

$$dF = 2 \cdot 2r \cdot \pi \cdot dr. \tag{3}$$

Hierin sind

$r$  der mittlere Radius des Kreisringes [m] und  
 $dr$  die Breite des Kreisringes [m].

Tafel 1: Technische Daten der untersuchten Hammermühlen

	Typ	
	W-12	D-24
Anzahl der Hämmer . . . . .	12	24
Durchmesser des von den Hämmer beschriebenen äußeren Kreises . . . . . [mm]	440	560
Drehzahl des Läufers . . . . . [U/min]	2880	2900
Umfangsgeschwindigkeit des Läufers . . . . . [m/s]	67	86
Durchmesser der Sieblochungen . . . . . [mm]	3; 5; 10	3; 5; 12
Breite der Siebe . . . . . [mm]	120	240
Entfernung zwischen Sieb und Hammerenden . . . . . [mm]	5—12	6—15
Schrotabsaugvorrichtung . . . . .	ohne	mit

Der Multiplikator „2“ in Gl. (3) weist darauf hin, daß an beiden Seiten der Scheibe eine Reibung entsteht.

Die elementare Reibungskraft ist also

$$dE = k_x \cdot 4r\pi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot dr. \tag{4}$$

Nehmen wir an, daß sich die Scheibe mit einer Drehzahl  $n$  dreht. Die Umfangsgeschwindigkeit eines Punktes am äußersten Scheibenrand beträgt dann

$$v_k = \frac{r_k \cdot 2\pi \cdot n}{60}. \tag{5}$$

Hierin sind

$r_k$  der äußere Radius der Scheibe und  
 $n$  die Drehzahl [U/min].

Die Geschwindigkeit eines beliebigen Punktes an der Scheibe ergibt sich aus der Gleichung

$$v = \frac{r \cdot 2\pi \cdot n}{60}.$$

Auf Grund des Gesagten kann das Moment der Reibungskraft wie folgt ausgedrückt werden:

$$dM = r \cdot dE = k_x \cdot \frac{|2\pi|^3}{60^2} \cdot \rho \cdot n^2 \cdot r^4 \cdot dr. \tag{6}$$

Integriert man Gl. (6) zwischen den Grenzen  $r = 0$  und  $r = r_k$ , so erhält man das Moment der an der ganzen Scheibe entstehenden Luftreibung beziehungsweise des Luftwiderstandes:

$$M_x = k_x \cdot \frac{|2\pi|^3}{60^2 \cdot 5} \cdot \rho \cdot n^2 \cdot r_k^5. \tag{7}$$

Die Leistung des Reibungsmomentes beträgt

$$N_x = \frac{M_x \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} = k_x \cdot \frac{|2\pi|^4}{60^3 \cdot 5 \cdot 75} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot r_k^5 \text{ [PS]}. \tag{8}$$

Der durch Luftreibung entstehende Leistungsverlust läßt sich also nach dem Ordnen der obigen Beziehung mit folgender Formel bestimmen:

$$N_x = \frac{1,925}{10^5} \cdot k_x \cdot \rho \cdot n^3 \cdot r_k^5 \text{ [PS]}. \tag{9}$$

Damit steht uns jene Beziehung zur Verfügung, auf Grund deren es möglich wird, die Größe des Leerlauf- beziehungsweise des Luftwiderstand-Leistungsbedarfes theoretisch zu berechnen, und die es erkennen läßt, welchen Einfluß die einzelnen Faktoren auf die Größe der Verlustleistung ausüben.

Wie aus Gl. (9) ersichtlich, ist der Durchmesser beziehungsweise der Halbmesser der Scheibe der wichtigste Faktor, da das Wachsen dieses Wertes ein Ansteigen der Reibung nach der fünften Potenz zur Folge hat. Wichtig ist ferner auch die Drehzahl. Deren Einfluß wird aber nur nach der dritten Potenz wirksam. Zum Erreichen einer gegebenen Umfangsgeschwindigkeit wird man daher — in dem Bestreben, die Luftreibungsverluste herabzusetzen — eher die Drehzahl erhöhen und den Scheibendurchmesser verringern, falls dies auf Grund anderer Gesichtspunkte möglich ist.

Von den landwirtschaftlichen Maschinen mit scheibenförmigen Zerkleinerungsorganen ist die Hammermühle am meisten verbreitet, deren Typen geringerer Leistung in der Regel mit ganz schmalen, der Scheibenform nahe kommenden Läufern hergestellt werden.

Vom Gesichtspunkt der Gestaltung dieser Verluste sind zweierlei, in ihrer Konstruktion wesentlich voneinander abweichende Hammermühlen untersucht worden. Der grundlegende Unterschied zwischen diesen Hammermühlen bestand darin, daß der größere Typ mit einem Ventilator zum Absaugen des Schrottes versehen war. Die wichtigeren Kenndaten der beiden Hammermühlen sind in Tafel 1 aufgeführt.

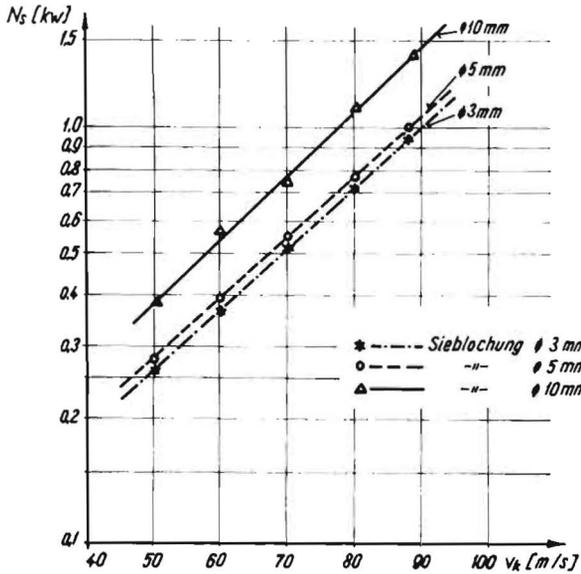


Bild 1: Der durch Luftreibung verursachte Leerlauf-Leistungbedarf der Hammerröhle W-12 mit zwölf Hämmer in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer

Im Rahmen der Untersuchungen sind Berechnungen und Messungen über die Gestaltung der Leistungsaufnahme in Leerlauf durchgeführt worden. Bei der kleinen Hammerröhle (W-12) wurde auch der Zusammenhang geprüft, der zwischen den Luftreibungs- und Ventilationsverlusten und der Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer besteht. Zur Durchführung des erwähnten Versuches bei diesem Maschinentyp boten sich nämlich günstige Möglichkeiten, da diese Maschine mit keiner pneumatischen Schrotabsaugvorrichtung versehen war. Die durch Luftreibung und Ventilation beanspruchte Leistung wurde nach einer mit dem Wirkungsgrad des Motors und des einfachen Keilriementriebs vorgenommenen Korrektur und nach dem Abziehen der Leerlauf-Leistungsaufnahme des Motors gewonnen.

Es wird absichtlich mit Nachdruck auf jene aus unerwünschter Ventilation entstehenden Verluste hingewiesen, die, über die Luftreibung hinausgehend, zusätzlich auftreten. Ein Trennen dieser beiden Erscheinungen ist ziemlich schwer und praktisch eigentlich gar nicht notwendig. Es muß immerhin berücksichtigt werden, daß die als primitive Lüfterschaukeln wirkenden Hämmer auch eine gewisse Luftförderwirkung haben, wodurch eine bestimmte Luftmenge durch die Siebe beziehungsweise durch die Absacköffnung gepreßt oder geblasen wird.

Die im Laufe der Messungen erhaltenen Daten sind in Tafel 2 sowie — zur besseren Veranschaulichung des Zusammenhanges — in den Bildern 1 und 2 aufgeführt.

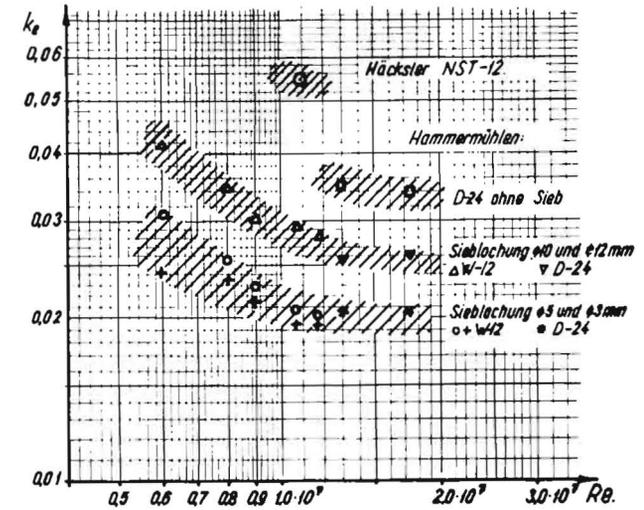


Bild 2: Änderung des aus Scheibenreibung resultierenden Luftwiderstandskoeffizienten von scheibenartigen rotierenden Teilen in Funktion der Reynolds-Zahl

Tafel 1 und 2 enthalten die zahlenmäßigen Werte, auch was die aus der Mechanik der Flüssigkeiten beziehungsweise aus der Aerodynamik bekannten und in ähnlicher Weise wie dort erhaltenen Widerstandskoeffizienten  $k_c$  betrifft. Nachdem nämlich — beim Forschen nach dem Zusammenhang zwischen dem Luftreibungsverlust und dem Ventilationsverlust einerseits und der Trommel-drehzahl beziehungsweise der Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer andererseits — die erhaltenen Werte auch in einem Diagramm, dessen Ordinate nach logarithmischem Maßstab eingeteilt war, dargestellt worden waren, und nachdem es sich erwiesen hatte, daß dieser Zusammenhang mit einer Geraden dargestellt werden kann, wurden die Widerstandskoeffizienten  $k_c$  auf Grundlage des Prinzips der Scheibenreibung errechnet und in Funktion der REYNOLDS-Zahl auch diagrammatisch dargestellt.

Ebenfalls in Bild 2 wurden die Luftreibungsverlustdaten der Hammerröhle (D-24) aufgeführt, die in Tafel 3 detailliert sind. In Bild 2 ist ferner auch der Luftwiderstandskoeffizient der Häcklerscheibe des Scheibenradhäckslers (NST-12) aufgeführt, der bei einer REYNOLDS-Zahl von  $Re = 1,1 \cdot 10^7$  den Wert von  $k_c = 5,5 \cdot 10^{-2}$  ausweist (Kennwerte: Scheibendurchmesser = 1,10 m; Drehzahl = 660 U/min; Luftreibung = 1,5 PS).

Zum Vergleich sei bemerkt, daß auch in dem in der Aerodynamik für kugel- und zylinderförmige Körper gültigen Zusammenhang zwischen Widerstandskoeffizient und REYNOLDS-Zahl [3] ein Abschnitt vorliegt, der eine dem Kurvenverlauf in Bild 2 ähnliche Tendenz aufweist. Dieser Abschnitt tritt aber im Falle der erwähnten Körper in einem weitaus geringeren Bereich der REYNOLDS-Zahl ( $10^2$ — $10^4$ ) auf; zugleich ist auch der zahlenmäßige Wert des Widerstandskoeffizienten bedeutend größer (0,5—1,0).

Tafel 2: Leistungsaufnahme der Hammerröhle (W-12) durch Luftreibung und Ventilation bei betriebsmäßiger Luftmenge und beim Gebrauch von Sieben mit Lochungen von 3, 5 und 10 mm Durchmesser

Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer $v_k$	Läuferdrehzahl $n$	REYNOLDS-Zahl $Re$	3-mm-Sieb			5-mm-Sieb			10-mm-Sieb		
			Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation $N_s$	Widerstandskoeffizient $k_c$		Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation $N_s$	Widerstandskoeffizient $k_c$		Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation $N_s$	Widerstandskoeffizient $k_c$	
[m/s]	[U/min]		[kW]	[PS]		[kW]	[PS]		[kW]	[PS]	
50	2170	$0,60 \cdot 10^7$	0,26	0,35	0,0285	0,28	0,38	0,0307	0,38	0,51	0,0416
60	2610	$0,79 \cdot 10^7$	0,37	0,50	0,0233	0,40	0,54	0,0252	0,55	0,75	0,0347
70	3000	$0,90 \cdot 10^7$	0,52	0,71	0,0215	0,55	0,75	0,0227	0,75	1,00	0,0301
80	3470	$1,06 \cdot 10^7$	0,72	0,98	0,0192	0,77	1,05	0,0206	1,10	1,50	0,0294
87,8	3810	$1,16 \cdot 10^7$	0,95	1,29	0,019	1,00	1,36	0,020	1,40	1,90	0,0283

Das Abändern der Drehzahl erfolgte beim Antrieb mittels Gleichstrommotor durch Feldschwächung. Die verbrauchte Energiemenge wurde mittels Verbrauchszähler ermittelt.

Tafel 3: Leistungsaufnahme durch Luftreibung und sonstige Luftwiderstandskennwerte der Hammerröhle (D-24) bei Gebrauch von Sieben verschiedener Lochung und bei betriebsmäßiger Luftmenge

Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer $v_k$ [m/s]	Läuferdrehzahl $n$ [U/min]	Leistungsaufnahme wegen Luftreibung $N_k$		REYNOLDS-Zahl $Re$	Luftwiderstandskoeffizient auf Grund der Scheibenreibung $k_e$	Siebe
		[kW]	[PS]			
78,0	2650	1,20	1,63	$1,31 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	3 mm (rund) 12 mm (quadr.) ohne
		1,45	1,97		$2,53 \cdot 10^{-2}$	
		1,97	2,67		$3,43 \cdot 10^{-2}$	
94,0	3210	2,10	2,86	$1,76 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	3 mm (rund) 12 mm (quadr.) ohne
		2,60	3,54		$2,6 \cdot 10^{-2}$	
		3,40	4,62		$3,40 \cdot 10^{-2}$	

Um also das Wesen der aus den Meßergebnissen abgeleiteten Erkenntnisse zu wiederholen: Die Größe der aus Luftreibung und Ventilation resultierenden Leistungsverluste ändert sich mit der Drehzahl nach der dritten und mit dem Halbmesser nach der fünften Potenz. Die Richtigkeit des exponentiellen Zusammenhangs wird auch durch das semilogarithmische Diagramm 1 unterstützt. Die Herabsetzung des vom Gesichtspunkte des spezifischen Energieverbrauches so wesentlichen Leerlaufleistungsbedarfes — der durch Luftreibung und unerwünschte Ventilation in hohem Maße beeinflußt wird — läßt sich also in erster Linie im Wege der Verminderung des Trommeldurchmessers erreichen. Im Interesse der Sicherung der für die Zerkleinerung erforderlichen optimalen Umfangsgeschwindigkeit ist es vorteilhafter, die Drehzahl zu erhöhen.

Die Prüfungen ließen ferner auch erkennen, in welcher Größe der Widerstandskoeffizient bei den Hammerröhlen und den Scheibenradhäckslern zu berücksichtigen ist. Mit diesen Werten wird es möglich, die Luftreibungs- und Ventilationsverluste bei der Konstruktion zu berechnen.

**Luftreibung an rotierenden, zylindrischen Trommeln**

Das Moment jener Luftreibung, die am Mantel einer rotierenden Trommel von der Breite  $b$  entsteht, kann ebenfalls auf Grund der obigen Überlegungen abgeleitet werden; dieses Moment ergibt sich auf folgende Weise:

Bezeichnet man den Reibungswiderstandskoeffizienten des Mantels mit  $k_k$ , so ist

$$M_k = r_k \cdot E_k = k_k \cdot \frac{2\pi}{60^2} \cdot b \cdot \frac{Q}{2} \cdot r_k^4 \cdot n^2 \quad (10)$$

Hiernach beträgt die Leistungsaufnahme infolge von Luftreibung an der Mantelfläche

$$N_k = \frac{4,82}{10^5} \cdot k_k \cdot b \cdot \frac{Q}{2} \cdot r_k^4 \cdot n^3 \text{ [PS]} \quad (11)$$

In dieser Gleichung ist der Widerstandskoeffizient  $k_k$  ebenfalls von der REYNOLDS-Zahl, ferner von der geometrischen Form der Begrenzung des Mediums (d. h. von der relativen Stärke der Luftschicht zwischen dem Gehäuse und der Trommelfläche usw.) und von der Rauigkeit der Oberflächen abhängig.

Die REYNOLDS-Zahl ergibt sich bei den Berechnungen aus dem Halbmesser der Scheibe oder Trommel  $r_k$  als charakteristischer Länge, aus der Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe oder Trommel  $v = \frac{2r_k \pi \cdot n}{60}$  und aus der kinematischen Viskosität  $\nu$  des Mediums

$$Re = \frac{n \cdot r_k^2}{\nu} \quad (12)$$

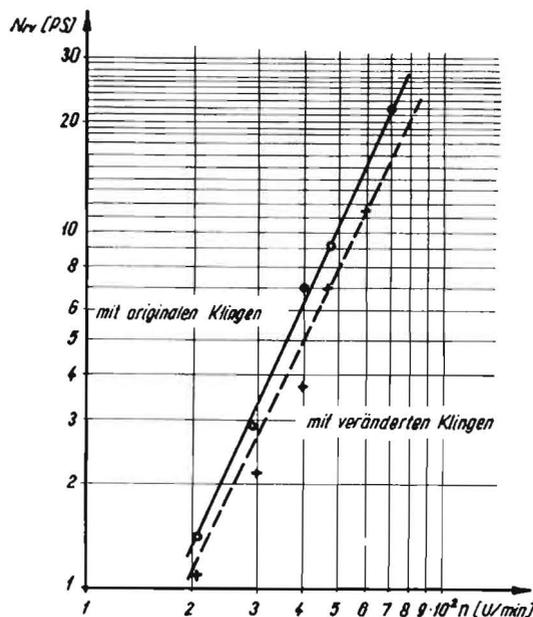


Bild 3: Änderung des aus Luftreibung und Ventilation resultierenden Leerlauf-Leistungsbedarfes der Häckslertrommel am Schlegelhäckslers Orkan-1,5 in Abhängigkeit von der Zapfwelldrehzahl bei Gebrauch der ursprünglichen Messer und von Messern abgeänderter Form

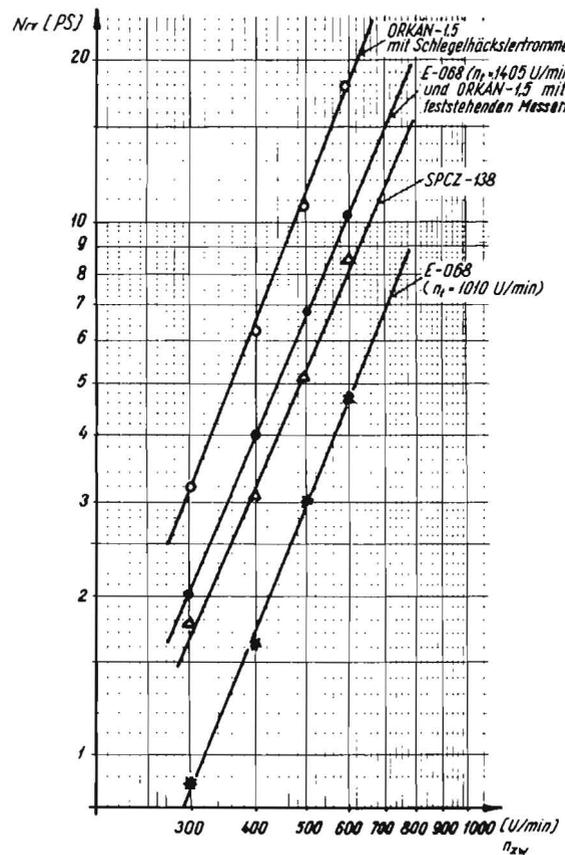


Bild 4: Aus Luftreibung und Ventilation resultierenden Leerlauf-Leistungsbedarf verschiedener Schlegelhäckslers in Abhängigkeit von der Zapfwelldrehzahl nach [5]

Die Werte der in den Beziehungen figurierenden, sich auf die Luft als Medium beziehenden Kenngrößen lassen sich, bei einer Temperatur von 15° C, aus folgenden Formeln errechnen:

$$\text{die Dichte: } \rho = 0,124 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^3},$$

$$\text{die kinematische Viskosität: } \nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

Von denjenigen landwirtschaftlichen Maschinen, deren rotierende Zerkleinerungsvorrichtung als Trommel betrachtet werden kann, stehen uns für die Schlegelhäcksler, für einen stationären Futterreißer, für die Häckslertrommel des Feldhäckslers und für die Dreschtrommel von drei Mähdreschern Meßdaten zur Verfügung.

In Bild 3 sind die bei einer Meßprüfung [4] des ungarischen Schlegelhäckslers (Orkán-1,5) gewonnenen Daten dargestellt, während in Bild 4 das von STOLZENBURG und EICHELBAUM in einer internationalen Vergleichsprüfung aufgenommene Diagramm zu sehen ist, in einer Darstellung, bei der auf beiden Achsen ein logarithmischer Maßstab zur Anwendung gelangte [5].

Der Schlegelhäcksler (Orkán-1,5) verfügt über löffelförmig zurückgebogene Häckselmesser; bei einer abgeänderten Ausführung dieses Häckslers war die Schneidplatte um etwa 20° weniger nach vorne geneigt als bei der ursprünglichen Ausführung.

Die vom Gesichtspunkte der Luftreibung wichtigen Kennwerte der Schlegelhäcksler sind in den Tafeln 4 und 5, diejenigen der Mähdrescher-, Feldhäcksler- und der Futterreißertrommeln mit feststehenden Messern in Tafel 6 zusammengestellt. Die mit diesen zahlenmäßigen Werten gewonnenen Widerstandskoeffizienten  $k_k$  wurden in Bild 5 wieder in Funktion der REYNOLDS-Zahl aufgetragen.

Tafel 4: Technische Daten der Schlegelhäcksler

	Schlegelhäcksler		
	E-068	SPCZ-138	Orkán-1,5
Trommeldurchmesser . . . [mm]	590	550	600
Nennzahl der Trommel (bei $n_{\text{Zapfw}} = 540$ U/min) . . . . . [U/min]	1405	1440	1440
Breite der Trommel . . . [mm]	1500	1380	1500
Anzahl der beweglichen Messer	26	28	28
Breite der Messer . . . [mm]	70	60	70
Umfangsgeschwindigkeit der Messer . . . [m/s]	45	41,5	45

Das Studium von Bild 5 und das Vergleichen dieses Bildes mit Bild 2 führt zu einem interessanten Ergebnis. Zunächst läßt sich feststellen, daß der hier zur Geltung kommende Zusammenhang den gleichen Charakter wie bei den Scheiben-artigen Zerkleinerungswerkzeugen hat. Auch bei den mit Zylinder-artiger Trommel versehenen Schlegelhäckslern geht der Widerstandskoeffizient in Funktion der REYNOLDS-Zahl in ähnlicher Weise zurück wie bei den Scheiben-artigen Werkzeugen. Die Größe des Leistungsverlustes ist aber stark abweichend, und zwar viel größer; die Differenz ist der Vergrößerung des Widerstandskoeffizienten zuzuschreiben. Ebenfalls wichtig und interessant ist, daß sich die mit

Tafel 5: Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation sowie Werte des aus der Mantelreibung resultierenden Luftwiderstandskoeffizienten bei verschiedenen Schlegelhäckslern

Maschine	Kennwert*)	Bei einer Drehzahl der Zapfwelle von					
		200	300	400	500	600	700 U/min
Orkán-1,5 mit ursprünglichen Klingen	$n_T$ [U/min]	574	860	1150	1435	1720	2000
	$Re$	$3,22 \cdot 10^6$	$4,83 \cdot 10^6$	$6,45 \cdot 10^6$	$8,05 \cdot 10^6$	$9,60 \cdot 10^6$	$1,13 \cdot 10^7$
	$N_{rv}$ [PS]	1,1	3,0	6,0	10,0	—	22,0
	$k_k$	0,158	0,125	0,105	0,090	—	0,074
Orkán-1,5 mit veränderten Klingen	$n_T$ [U/min]	574	860	1150	1435	1720	2000
	$Re$	$3,22 \cdot 10^6$	$4,83 \cdot 10^6$	$6,45 \cdot 10^6$	$8,05 \cdot 10^6$	$9,60 \cdot 10^6$	$1,13 \cdot 10^7$
	$N_{rv}$ [PS]	1,0	2,6	5,0	8,0	12,5	18,0
	$k_k$	0,141	0,109	0,088	0,072	0,064	0,060
E-068 $n_T$ [Nennw.] = 1405 U/min	$n_T$ [U/min]	—	780	1040	1300	1560	—
	$Re$	—	$4,37 \cdot 10^6$	$5,8 \cdot 10^6$	$7,3 \cdot 10^6$	$8,7 \cdot 10^6$	—
	$N_{rv}$ [PS]	—	2,1	4,0	6,7	10,0	—
	$k_k$	—	0,118	0,094	0,081	0,070	—
E-068 $n_T$ [Nennw.] = 1010 U/min	$n_T$ [U/min]	—	688	920	1145	1375	—
	$Re$	—	$3,75 \cdot 10^6$	$5,15 \cdot 10^6$	$6,40 \cdot 10^6$	$7,70 \cdot 10^6$	—
	$N_{rv}$ [PS]	—	0,8	1,7	3,0	4,6	—
	$k_k$	—	0,064	0,059	0,053	0,047	—
SPCZ-138	$n_T$ [U/min]	—	800	1070	1340	1600	—
	$Re$	—	$3,8 \cdot 10^6$	$5,1 \cdot 10^6$	$6,4 \cdot 10^6$	$7,6 \cdot 10^6$	—
	$N_{rv}$ [PS]	—	1,6	3,1	5,4	8,5	—
	$k_k$	—	0,138	0,106	0,093	0,086	—

\*)  $n_T$  - Trommeldrehzahl [U/min];  $Re$  - Reynoldssche Zahl;  $N_{rv}$  - Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation [PS];  $k_k$  - aus Mantelreibung resultierender Luftwiderstandskoeffizient

Tafel 6: Luftreibungs- und Ventilationskennwerte von Mähdrescher-, Feldhäcksler- und Futterreißertrommeln mit festen Messern

Kennwert	Mähdrescher			Feldhäcksler SzJS-1,8	Futterreißer NSZT
	SzK-4	Kalász	B-62		
Breite der Trommel . . . . . [m]	1,19	1,18	0,888	1,80	0,878
Durchmesser der Trommel . . . . . [m]	0,55	0,55	0,55	0,40	0,536
Nennzahl der Trommel . . . . . [U/min]	1200	1200	1300	890	1200
Umfangsgeschwindigkeit der Schlagleisten beziehungsweise Klingen . . . . . [m/s]	34,3	34,3	37,3	18,60	33,5
REYNOLDS-Zahl $Re$ . . . . .	$5,7 \cdot 10^6$	$5,7 \cdot 10^6$	$6,2 \cdot 10^6$	$2,2 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$
Leistungsaufnahme durch Luftreibung und Ventilation $N_{rv}$ . . . . . [PS]	3,0	1,8	2,0	0,95	3,0
Aus Mantelreibung resultierender Luftwiderstandskoeffizient $k_k$ . . . . .	0,089	0,053	0,059	0,158	0,123

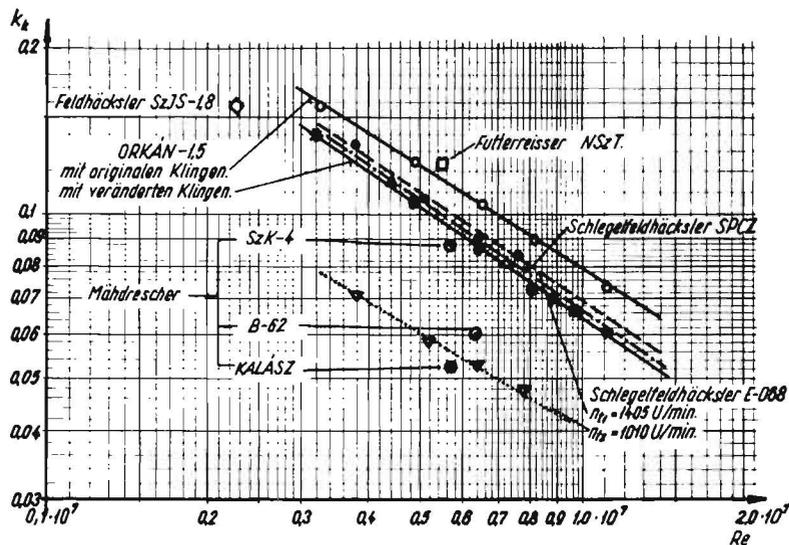


Bild 5: Änderung des aus Mantelreibung resultierenden Luftwiderstandskoeffizienten von zylindrischen, rotierenden Trommeln in Funktion der Reynolds-Zahl

feststehenden Messern versehenen Trommeln der Feldhäcksler [6] und Futtermischer sowie — weitergehend — die Schlagleisten-trommeln der Dreschmaschinen [7] gut in den Variationsbereich der ähnlichen Kennwerte der Zerkleinerungsorgane der Schlegel-häcksler einreihen.

Der Variationsbereich der Widerstandskoeffizienten der Häcksler-, Futtermischer- und Dreschtrommeln — die als Trommeln mit einer größeren Oberflächenrauigkeit betrachtet werden können — liegt in seiner Gänze mit einer proportional erscheinenden Verschiebung über dem Feld der Widerstandskoeffizienten der Hammermühlen, deren Läufer ihrerseits einen viel geschlosseneren Charakter aufweisen. Auch der ähnliche Kennwert der Häcksler-scheibe fällt bereits vollständig in den Bereich der Widerstands-koeffizienten der zylindrischen Trommeln.

Demnach kann also der aus Luftreibung resultierende Leerlauf-leistungsbedarf nicht nur bei der Hammermühle [8] und beim Häcksler, sondern auch bei den Dreschtrommeln auf der gleichen theoretischen Grundlage (auf Grund des Luftwiderstandes) errechnet werden. Auch seine Größe wird von denselben Faktoren (in erster Linie vom Durchmesser und von der Drehzahl) bestimmt, wie bei den Läufern der Hammermühlen und den Trommeln der Häcksler. Mit den zahlenmäßigen Werten der ermittelten Widerstands-koeffizienten wird auch die vorherige Berechnung des infolge Luft-reibung entstehenden Leistungsbedarfes von Mährescher-trommeln möglich.

#### Zusammenfassung

Der im Leerlauf bestehende Leistungsbedarf wirkt sich bei jeder Maschine als Belastungsposten auf die nützliche Arbeit aus. Die Herabsetzung dieses Leistungsbedarfes ist auch bei den Land-maschinen ein wichtiges Problem, das aber nur dann gelöst werden kann, wenn der Zusammenhang bekannt ist.

Es ist durch Messungen und Berechnungen geprüft worden, wie der Leerlauf-Leistungsbedarf der in Ernte- und Fruchtverarbeitungs-maschinen eingebauten Scheiben- beziehungsweise Zylinder-artigen, rotierenden Zerkleinerungsorgane mit den geometrischen Abmessungen und den kinematischen Parametern zusammen-hängt. Es ist in erster Linie die Gestaltung des Leistungsbedarfes der Hammermühle und des Schlegelhäckslers sowie der Mäh-dreschertrommel kontrolliert worden.

Es wurde festgestellt, daß die durch Luftreibung und Ventilation entstehenden Leistungsverluste bei den genannten Maschinen, von dem bekannten aerodynamischen Grundzusammenhang des Luft-widerstandes ausgehend, ermittelt werden können. Die Herab-setzung dieser Leistungsverluste ist in erster Linie durch Ver-minderung des Durchmessers des rotierenden Teils und in zweiter Linie durch die Verminderung seiner Drehzahl möglich. Zum Erreichen einer optimalen Umfangsgeschwindigkeit ist es zweck-mäßiger, den Durchmesser zu vermindern und die Drehzahl zu erhöhen.

Mit Hilfe der im Wege von Messungen und Berechnungen erhal-tenen Widerstandskoeffizienten wird es möglich, den aus Luft-reibung und Ventilation resultierenden Leerlauf-Leistungs-bedarf im vorhinein zu errechnen. Diese Möglichkeit ist besonders bei der Berechnung von modernen Einrichtungen mit hohen Dreh-zahlen von Bedeutung.

#### Schrifttum

- [1] STODOLA, A.: Dampf- und Gasturbinen. 5. Aufl. Berlin 1962
- [2] PANTELL, K.: Versuche über die Scheibenreibung. Forschung, Düsseldorf, 1949/50; No. 4.; Seite 97; Deutscher Ingenieur Verlag
- [3] GRUBER, I. und M. BLAHÓ: Mechanik von Flüssigkeiten. Tankönyvkiadó, Budapest 1963
- [4] BÁNHÁZI, Gy., I. BÖLÖNI und J. MAJKUTH: Energetische Prüfungen mit dem Schlegelhäcksler Orkán-1,5. Mg. Gépesítési Tanulmányok, X. évf. No. 6. Mg. Gépkísérleti Intézet, Budapest 1963
- [5] STOLZENBURG, W. L. und H. EICHELBAUM: Ergebnisse der internationalen Vergleichsprüfung von Schlegelhäckslern vom Jahre 1962. Järművek, Mezőgazdasági Gépek, Budapest 1964. No. 3. Seite 98—105
- [6] ANTAL, G. und I. BODOLAO: Prüfung des Antriebsleistungsbedarfes von Mähreschern. Mg. Gépesítési tanulmányok, X. évf. Mg. Gépkísérleti Intézet, Budapest 1963. No. 9
- [7] MIKLÓS, I. und B. MIHALICS: Meßprotokoll des Feldhäckslers SzJS-1,8. Budapesti Mezőgazdasági Gépgyár, Budapest 1957. (Nicht veröffentlicht)
- [8] BÖLÖNI, I.: Leerlauf-Leistungsbedarf von Hammermühlen. Järművek, Mezőgazdasági Gépek, Budapest, 1962. 9. évf. No. 12. 461—465 old

#### Résumé

István Bölöni: "Power Requirement of Disk or Drum-Type Rotating Parts of Agricultural Machinery Owing to Air Friction and Ventilation"

With every machine the power required during idling means a waste of energy for the useful work. The reduction of this power requirement is an important problem also with agricultural machinery, which, however, can be solved only when the relations are known.

By means of measurements and calculations it has been examined in how far the power requirement during idling of disk or cylindertype rotating chopping organs in harvesting and fruit processing machines is related with geometrical dimensions and kinematic parameters. First of all power requirement of the hammer mill and flail-type chopper as well as of the combine drum has been examined.

It was found that the loss of power owing to air friction and ventilation in said machines can be determined on the basis of the known aerodynamic basic concept of the air resistance. These power losses can primarily be reduced by a smaller diameter of the rotating part and, secondly, by decreasing the number of revolutions. For obtaining an optimum circumferential speed it is advisable to decrease the diameter and to increase the number of revolutions.

By means of the coefficients of resistance obtained from measurements and calculations, the power required during idling owing to air friction and ventilation can be calculated beforehand. This possibility is especially important for the calculation of modern equipment with high number of revolutions.

*István Bölöni: «Puissance requise par suite du frottement de l'air et de la ventilation par les poulies respectivement les pièces rotatives comme les tambours incorporées dans les machines agricoles»*

*La puissance requise à la marche à vide influe comme facteur de charge dans chaque machine sur le travail utile. La diminution de ces besoins de puissance est un problème important également pour les machines agricoles, mais qui ne peut être résolu que si les relations sont connues.*

*On a étudié par des mesures et des calculs les relations qui existent entre la puissance absorbée à la marche à vide par les poulies respectivement les organes de broyage cylindriques rotatifs des machines de récolte et de transformation des fruits et les dimensions géométriques et les paramètres cinétiques.*

*On a constaté que les pertes de puissance provenant du frottement de l'air et de la ventilation dans les machines mentionnées peuvent être déterminées en partant des relations fondamentales aérodynamiques connues de la résistance de l'air. La diminution de ces pertes de puissance est possible premièrement par la diminution du diamètre des pièces en rotation et deuxièmement par la diminution de leur nombre de tours. Pour obtenir une vitesse circonférentielle optimum, il est plus utile de diminuer le diamètre et d'augmenter le nombre de tours.*

*A l'aide du coefficient de résistance déterminé par des mesures et des calculs, il est possible de calculer d'avance la puissance absorbée à la marche à vide par le frottement de l'air et la ventilation. Cette possibilité a une importance particulière pour le calcul d'installations modernes à nombre de tours élevé.*

*István Bölöni: «Potencia necesaria para vencer el roce del aire y de la ventilación con elementos rotativos en forma de discos, resp. de tambores en las máquinas agrícolas»*

*El consumo de fuerza que requiere toda máquina para su marcha en vacío, va siempre a cargo del trabajo útil, siendo por lo tanto la reducción de este factor un problema importante, también en las máquinas agrícolas, pero este problema sólo puede resolverse, cuando se conozcan las causas.*

*La relación de este consumo de fuerza en marcha en vacío se ha comprobado para los elementos que tienen forma de disco, resp. para elementos de trituración y de desmenuzar rotativos de dimensiones geométricas, y con los parámetros cinéticos, por mediciones y por cálculos. Estas comprobaciones se hicieron principalmente para determinar el consumo de fuerza en el molino de martillos, en el cortapajas de mazos, así como en el tambor de la cosechadora — trilladora.*

*Se ha podido comprobar que las pérdidas de rendimiento, producidas por el roce del aire y de la ventilación de dichas máquinas pueden conocerse, sabiendo de la conocida relación fundamental aerodinámica de la resistencia del aire. La reducción de estas pérdidas de rendimiento puede conseguirse en primer lugar por reducción del diámetro de las piezas rotativas y en segundo lugar por reducción del número de rotaciones. Para llegar a la velocidad periférica óptima resulta más conveniente reducir el diámetro, aumentando al mismo tiempo el número de rotaciones.*

*Con los coeficientes de resistencia encontrados por mediciones y por cálculo, es posible encontrar de antemano la fuerza necesaria en marcha en vacío que corresponda al roce con el aire y con la ventilación, lo que tiene importancia para el cálculo previo de instalaciones con número de rotaciones elevado.*

**Heinrich Dupuis:**

## **Bewertung der Schwingbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz**

*Max-Planck-Institut für Landarbeit und Landtechnik, Bad Kreuznach*

Schwingungsuntersuchungen verschiedenster Art, die bei Kraftfahrzeugen allgemein und besonders bei landwirtschaftlichen Schleppern erfolgten, sind während der vergangenen Jahre zunehmend von in- und ausländischen Instituten und Versuchsabteilungen der Herstellerwerke durchgeführt worden. Da die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen sowohl deren physikalische Messung als auch ihren physiologischen Einfluß einschließt, lassen sich zwei Gruppen von Aufgabenstellungen unterscheiden: Physikalisch-technische und arbeitsmedizinische Untersuchungen. Obgleich in der „Landtechnischen Forschung“ schon häufig auf diese Fragen eingegangen wurde, erscheint es sinnvoll, einen Überblick über die vielen neueren Arbeiten zu geben, die in den vergangenen fünf Jahren erschienen sind.

### **Arbeitsmedizinische Untersuchungen**

Der Einfluß mechanischer Schwingungen auf den Menschen ist außerordentlich vielfältiger Art. Eine gewisse Analogie mag zu den Problemen der Geräuscheinwirkung bestehen, über deren Folgen man heute schon recht viel, wenn auch längst noch nicht genug weiß. So hat man auch hier verschiedene Bewertungsmaße (z. B. dB, dB (A), dB (B), Phon, DIN-Phon, sone) für die Lärmbelastung eingeführt, wobei man oft auf subjektive Maßstäbe angewiesen war und Vereinfachungen vornehmen mußte. Trotz aller Schwierigkeiten hat die Geräuschemessung und -bewertung aber schon seit einiger Zeit ihre praktische Anwendung im technischen Leben gefunden und Zumutbarkeitsgrenzen sind bereits — zum Teil sogar international abgestimmt — gesetzlich verankert (z. B. in der StVZO).

Mechanische Schwingungen wirken sich jedoch offensichtlich in noch viel umfassenderer Weise auf den menschlichen Körper aus. Während man lange Zeit glaubte, auf subjektive Bewertungen der Fahrer angewiesen zu sein, verstärken sich ständig die Be-

mühungen, den Schwingungseinfluß auf den Menschen möglichst durch objektive Methoden zu erfassen. Da es nicht Aufgabe dieses Berichtes sein kann, einzelne arbeitsmedizinische Ergebnisse aufzuzählen und zueinander in Beziehung zu setzen, sollte wenigstens eine Übersicht über die wichtigsten bekannten Arbeiten gegeben und die Literatur zusammengestellt werden.

Häufig versucht man, die Schwingungsauswirkung auf den Menschen indirekt durch dessen Reaktionen auf bestimmte Arbeitsaufgaben zu erfassen. So haben HORNICK [1] und COERMANN [2] psychologische Tests (Reaktionszeit, Sehschärfe, peripheres Gesichtsfeld, Steuergenauigkeit, Pedaldruckkonstanz) und GURGNARD und IRVING nach COERMANN [3] die Erkennbarkeit bewegter Gegenstände als Maßstäbe des Schwingungseinflusses benutzt.

Zahlreiche Autoren haben sich mit der Schwingübertragung auf den sitzenden Menschen, mit dessen besonderer Empfindlichkeit gegenüber bestimmten Frequenzen und seinem Resonanzverhalten beschäftigt. So wurden Schwingungsmessungen äußerlich am Körper von DIECKMANN [4], RADKE [5; 6], WISNER [7], GOLDMAN und VON GIERKE [8], COERMANN [9] und DUPUIS [10; 11] durchgeführt. Bei einiger dieser Arbeiten konnte das gleichzeitige Verhalten verschiedener Körperabschnitte (z. B. Becken, Rücken, Kopf) in Frequenzabhängigkeit festgestellt werden. Schwieriger sind alle Untersuchungen zur Ermittlung des Schwingungsverhaltens im menschlichen Körper. Bei Tierversuchen pflanzten NICKERSON und COERMANN [12] Kontrastkörper ein, die durch Röntgenaufnahmen sichtbar gemacht werden. Schließlich wurde das schwingungsmechanische Verhalten der Wirbelsäule äußerlich von KRAUSE [13] studiert und durch Röntgenkinoaufnahmen direkt von CHRIST und DUPUIS [14; 15; 16] beobachtet. Blutdruckmessungen in Abhängigkeit von verschiedenen erregenden Schwingungsfrequenzen wurden von SCHMITZ und BOETTCHER [17] durchgeführt.