

Das Differenzmaß aus dem Innendurchmesser des Mantelrohres und dem Außendurchmesser der Schraubenfeder ist ein funktionswichtiges Konstruktionsmerkmal für die Wirkpaarung Förderorgan/Tragorgan. Für Spiralförderer mit einem Außendurchmesser der Schraubenfeder bis 65 mm liegt das Differenzmaß im Bereich von 5 bis 9,5 mm; für Schraubenfedern mit einem Außendurchmesser von 70 bis 120 mm werden Differenzmaße zwischen 10 mm und 20 mm gewählt. Eingesetzt werden Rohre aus dünnwandigem Stahlrohr (Wanddicke 2,0 bis 3,6 mm) und PVC-Rohre. Die Länge der einzelnen Rohre wird durch Transport, Umschlag, Lagerung und Montage bestimmt. Für eine räumliche Linienführung werden Mantelrohre mit Krümmungsradien zwischen 1500 mm und 3000 mm genutzt. Mit Hilfe unterschiedlich gestalteter Verbindungsschellen werden die Rohre miteinander, mit einem Behälter und mit dem Antrieb verbunden. Horizontal verlaufende, gerade Förderstrecken werden bis zu einer Länge von rd. 120 m und Förderstrecken mit einem gekrümmten Teilabschnitt bis 20 m ausgeführt.

In der Schweineproduktion wird das Tragorgan und damit der Spiralförderer an der Standausrüstung, in der Geflügelproduktion mit Bodenhaltung frei hängend an Drahtseilen befestigt. In der Geflügelproduktion wird der Spiralförderer in den Futtertrog einbezogen.

Durch die Schraubenfeder des Spiralförderers wird das Trockenmischfutter aus einem Aufgabetrichter oder einem Vorratsbehälter aufgenommen und an einer oder an mehreren Gutabgabestellen abgegeben. Die Schraubenfeder wird im Drehzahlbereich von 300 bis 1000 min⁻¹ betrieben. Häufig ist der Antrieb stirnseitig an das Rohr angeflanscht. Die Abtriebswelle des Motors ragt zentrisch in das Rohr hinein und ist über ein

Kupplungselement mit der Schraubenfeder verbunden. Die Nennleistung der Elektromotoren liegt im Bereich von 0,3 bis 1,5 kW.

3. Ergebnisse funktioneller Untersuchungen

Der Einfluß ausgewählter Konstruktions- und Betriebsparameter auf Funktion, Durchsatz und Leistungsbedarf eines Spiralförderers wurde mit Hilfe unterschiedlicher Versuchsvarianten ermittelt.

Versuchsvariante 1

Förderorgan: Schraubenfeder aus Federstahldraht mit rundem Drahtquerschnitt (Durchmesser 6,3 mm), Außendurchmesser und Steigung der Schraubenfeder 45 mm. Tragorgan: Rohr aus PVC-h mit einem Innendurchmesser von 54,5 mm.

Versuchsvariante 2

Förderorgan und Tragorgan entsprechen der Versuchsvariante 1. Innerhalb der Schraubenfeder befindet sich im Gutaufgabebereich und in dem ansteigenden Rohrabschnitt ein PVC-Kernrohr mit einem Außendurchmesser von 20 mm.

Versuchsvariante 3

Förderorgan entspricht der Versuchsvariante 1.

Tragorgan: Stahlrohr mit einem Innendurchmesser von 66 mm.

Die genutzte Förderstrecke (Bild 3) entspricht der für die Gutförderung von einem Mischfuttersilo zu einem Vorratsbehälter im Stall. Gefördert wurde Legehennenmischfutter mit einer Schüttdichte von 660 kg/m³ und einer Gutfeuchte von 12,5 bis 12,8%. Aus den Untersuchungen folgt, daß es Drehzahlbereiche gibt, in denen durch Resonanz die Funktion eines Spiralförderers nicht mehr gewährleistet ist. Dieser kritische Drehzahlbe-

reich wurde im Leerlauf mit den Versuchsvarianten 1 und 2 bei 930 min⁻¹ und mit der Versuchsvariante 3 bei 640 min⁻¹ erreicht. Die Differenz aus dem Außendurchmesser der Schraubenfeder und dem Innendurchmesser des Rohres hat einen wesentlichen Einfluß auf das Schwingungsverhalten eines Spiralförderers.

Der Einfluß der Drehzahl der Schraubenfeder auf den Massedurchsatz und den Leistungsbedarf der Versuchsvarianten ist Bild 4 zu entnehmen.

Der voneinander abweichende Anstieg der Kurven ist auf den unterschiedlichen Förderquerschnitt und den damit im Zusammenhang stehenden unterschiedlichen spezifischen Bewegungswiderstand zurückzuführen. Der lineare Kufenverlauf ermöglicht die Anwendung der bekannten Berechnungsansätze für Schneckenförderer [1] zur Bestimmung des Durchsatzes und des Leistungsbedarfs von Spiralförderern für Schraubenfederdrehzahlen bis 800 min⁻¹. Durch weitere experimentelle Untersuchungen sind die dafür erforderlichen Beiwerte zur Berücksichtigung der Neigung und der Krümmung einer Förderstrecke sowie der Reibung des Fördergutes zu ermitteln.

4. Zusammenfassung

Ausgehend vom Aufbau und von der Wirkungsweise von Spiralförderern werden Kennwerte wesentlicher Konstruktions- und Betriebsparameter dargestellt. Für ausgewählte Spiralförderer werden experimentell ermittelte Untersuchungsergebnisse zum Durchsatz und zum Leistungsbedarf angegeben.

Literatur

- [1] Pajer, G.: Stetigförderer. Berlin: Verlag Technik 1988. A 5958

Zur Berechnung und Dimensionierung von Stegkettenförderern in mobiler Grobfutterverteilterchnik

Dipl.-Ing. O. Muschner

Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mathematisch-naturwissenschaftliche und technische Grundlagen

Verwendete Formelzeichen

A_s	m ²	Gutstapelquerschnitt	m_M	kg	Masse eines Mitnehmers (Masse je m Mitnehmerprofil × Mitnehmerlänge, s. Tafel 4)	ρ_s	kg/m ³	Schüttdichte des Fördergutes
b_s	m	Breite des Gutstapels	P_A	kW	Leistung an der Antriebswelle	ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
F_{BR}	N	Bruchkraft der Kette (s. Tafel 3)	P_M	kW	Antriebsleistung des Motors			
F_l	N	Laufwiderstand der Stegkette	Q_m	kg/s	Massedurchsatz			
F_{max}	N	Maximalkraft	q_K	kg/m	Meterlast der Förderkette			
F_{RB}	N	Gutreibungswiderstand am Behälterboden	S		Kettensicherheit			
F_{RW}	N	Gutreibungswiderstand an den Behälterwänden	v_L	m/s	Fördergeschwindigkeit des Stegkettenförderers			
F_V	N	Vorspannkraft an einer Umlenkknäuel	z		Anzahl der Kettenstränge			
F_W	N	Gesamtbewegungswiderstand	μ_d		dynamischer Reibwert			
g	m/s ²	Erdbeschleunigung	μ_f		Reibwert Fördergut – Behälterboden bzw. Behälterwand			
h_s	m	Höhe des Gutstapels	μ_s		statischer Reibwert			
i		Anzahl der Mitnehmer im Ober- und Untertrum der Förderkette	μ_K		Widerstandsbeiwert, der Reibwiderstände der Förderkette am Boden, an den Zapfen der Umlenkkettennüsse und an den Kettenknickpunkten berücksichtigt ($\mu_K = rd. 0,9$)			
k_s		Schlupfkoeffizient (berücksichtigt den Schlupf von rd. 0,95 zwischen Vorschub- und Stegketten geschwindigkeit im Behälter)	η_u		Wirkungsgrad der Übertragungselemente			
l_K	m	Gesamtlänge der Förderkette (Ober- und Untertrum)	φ_s	°	innerer Reibungswinkel des Gutes (kann auch der Böschungswinkel verwendet werden)			
l_s	m	Länge des Gutstapels						
M_W	Nm	Widerstandsmoment						
m_K	kg/m	Meterlast der Rundstahlkette (s. Tafel 3)						

1. Einleitung

Im Rahmen der Weiterentwicklung mobiler Futterverteilterchnik besteht eine entscheidende Aufgabe darin, besonders hinsichtlich einer zukünftigen rechnergestützten Konstruktion und Entwicklung, Berechnungsgrundlagen für die einzelnen Hauptbaugruppen zu erarbeiten. Der Stegkettenförderer ist ein wichtiges Förderorgan im Gesamtsystem Futterverteilterwagen.

Die Vorausberechnung solcher Maschinenkonstruktionsgrößen, wie Massedurchsatz, Antriebsleistungsbedarf und Kettenzugkräfte, in Abhängigkeit verschiedener Konstruktions-, Betriebs- und Stoffparameter soll künftig sowohl die Unter- als auch die Überdimensionierung bestimmter Elemente und Baugruppen weitgehend verhindern helfen. Bekannte Berechnungsgrundlagen für Trog- und Stegkettenförderer aus Industrie und Bergbau können nicht ohne weiteres zur Be-

rechnung von Stegkettenförderern in mobiler Futterverteilterchnik verwendet werden, weil sie deren nachgenannte Besonderheiten nicht ausreichend berücksichtigen:

- sehr geringe Fördergeschwindigkeiten ($v_L \ll 0,1 \text{ m/s}$) bei pulsierender oder kontinuierlicher Bewegung
- Einbau in Behälter mit großen Breiten und Höhen
- Förderung gegen Dosierorgane (kein freier Auslauf des Fördergutes)
- Förderung von Gütern, deren Stoffeigenschaften sehr verschieden sind und sich schnell verändern (z. B. Schüttdichte, Reibwerte)
- Einwirkung verschiedener Beladetechnologien usw.

Durch die theoretische Analyse des Förderprozesses [1] und experimentelle Untersuchungen konnte die folgende Berechnungsmethode aufgestellt und überprüft werden. Für die Berechnung wichtige Stoffkenngrößen verschiedener Futtermittel wurden bestimmt.

2. Experimentelle Untersuchungen

Ziel der Untersuchungen, die in der Rinderstation Selchow des VEG Waßmannsdorf (Bezirk Potsdam) durchgeführt wurden, war es, das an der Stegkettenantriebswelle wirkende Drehmoment und die auftretenden Kettenzugkräfte sowohl bei kontinuierlicher als auch diskontinuierlicher Antriebsvariante für verschiedene Futtermittel, Belademassen, Fördergeschwindigkeiten und Beladetechnologien zu messen. Als Versuchsstand wurde ein Futterverteilerwagen L433 genutzt. Der Antrieb der Fräsorgane erfolgte durch die Zapfwelle des Traktors oder durch einen Drehstromasynchronmotor (Leistung 8 kW). Die Austragschnecke wurde durch einen Drehstromasynchronmotor (Leistung 5,5 kW) angetrieben. Für den Stegkettenförderer wurde ein spezieller Antrieb entwickelt und gefertigt (Bild 1).

Dabei realisiert ein stufenlos stellbarer Getriebemotor (Leistung 3 kW) einen Stellbereich von 1:8. Um die extrem niedrigen Drehzahlen der Antriebswelle der Stegkette zu erreichen, wurde dem Motor noch ein 2-stufiges Rollenkettengetriebe (kontinuier-

liche Antriebsvariante) nachgesetzt. Hinter die zweite Stufe dieses Getriebes kann im Bedarfsfall sehr schnell das im Futterverteiler übliche Knaggengetriebe (diskontinuierliche Antriebsvariante) eingesetzt werden. Die Drehzahl des Exzenterrades und damit auch die Vorschubgeschwindigkeit der einzelnen Schaltstufen lassen sich so in einem großen Bereich variieren. Durch eine Doppelkreuzgelenkwelle ist der Versuchsantrieb direkt mit der Drehmomentenmeßwelle verbunden, die auf die Antriebswelle der Stegkette aufgesteckt ist. Für die Erfassung des Antriebsdrehmomentes wurde die Drehmomentenmeßwelle mit Präzisionsdehnmeßstreifen in Vollbrückenschaltung bestückt. Zur Übertragung der Versorgungs- und der drehmomentenproportionalen Differenzspannungen kamen Schleifringübertrager zum Einsatz.

Die Drehzahl der Antriebswelle wurde mit Hilfe eines an dem Versuchsantrieb befindlichen Schlitzinitiators bestimmt. Zur Ermittlung der Kettenzugkräfte wurden speziell angefertigte Zugglieder [2] (unter Verwendung von Dehnmeßstreifen in Vollbrückenschaltung) in die Rundstahlketten eingesetzt.

Entscheidenden Einfluß auf den Gesamtbewegungswiderstand hat das Reibverhalten des Gutstapels mit dem Grobfutterbehälter. Deshalb ist es nötig, die im speziellen Fall auftretenden Reibwerte möglichst genau zu kennen. Dazu wurde eine Meßmethode entwickelt, die die Ermittlung der Reibwerte unter Berücksichtigung der Bedingungen in Grobfutterverteileranlagen hinsichtlich Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung, Gleitflächenmaterial usw. ermöglicht (Bild 2).

Ein Kasten, in dem sich das zu untersuchende Gut befindet, wird über ein Seil von einem Getriebemotor auf der Gleitfläche bewegt. Über eine an einem Biegeträger befindliche Umlenkrolle wird das Seil umgelenkt. Die wirkenden Reibkräfte werden durch am Biegebalken aufgeklebte Dehnmeßstreifen aufgenommen. Durch verschiedene Seiltrommeln wird die Gleitgeschwindigkeit variiert. Die Meßspannungen der Drehmomentenmeßwelle, der Zugglieder, der Drehzahlmeßstelle und des Biegeträgers wurden

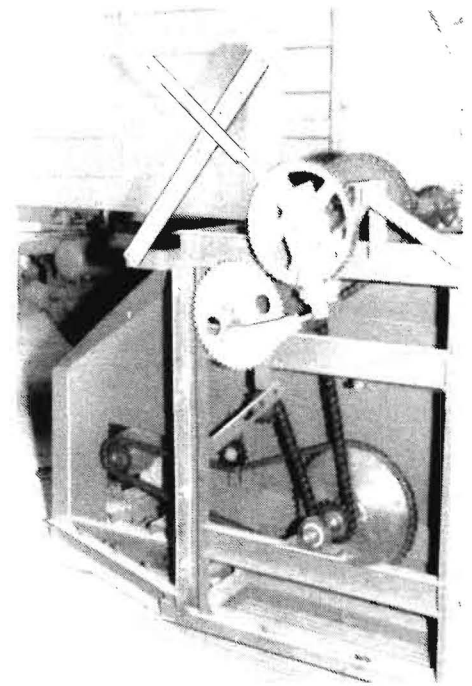


Bild 1. Versuchsantrieb für den Stegkettenförderer

durch Meßverstärker verstärkt und in ein rechnergestütztes elektronisches Meßwert-erfassungssystem [3] geleitet. Dieses Meßwertfassungssystem (Basis 16-bit-Mikrorechner) gestattet es, 16 Meßstellen gleichzeitig abzufragen (insgesamt bis zu 350 Werte je s) und auf Diskette abzuspeichern.

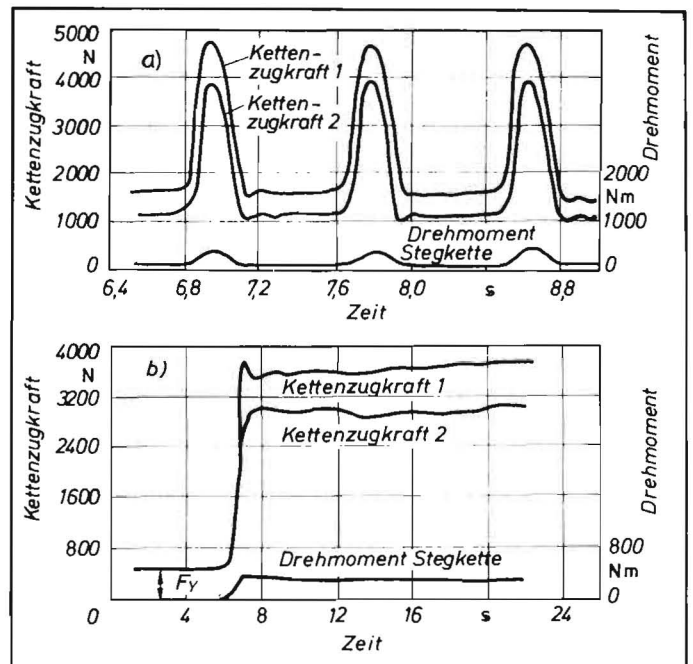
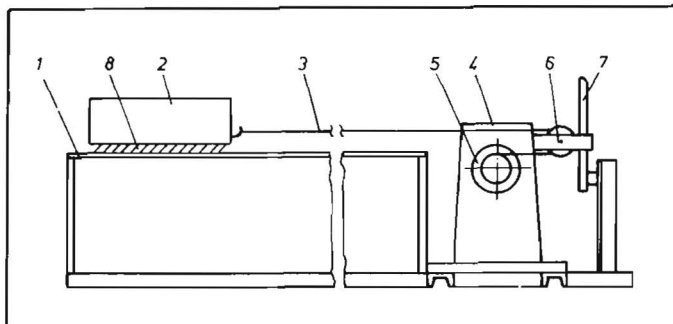
Vor Beginn der Messungen wurden die einzelnen Meßstellen kalibriert. Die Auswertung der Meßwerte erfolgte mit dem gleichen Rechner. Der Schlupfkoefizient (Stegkette-Gutstapel) wurde durch Wegdifferenzmessung bestimmt. Zur Ermittlung der mittleren Schüttdichte und von Dichteunterschieden im Behälter wurde die Gamma-Rückstreusonde DS-117 verwendet. Die Massestrombestimmung erfolgte mit Hilfe einer radiometrischen Massestromsonde.

In Auswertung dieser und auch vorher durchgeführter Versuche [4, 5] ist eine nahezu lineare Abhängigkeit des Antriebsdreh-

Bild 3. Darstellung des Drehmomentes an der Antriebswelle des Stegkettenförderers und der Kettenzugkräfte (1 Kette an der Antriebsseite, 2 Kette der vom Antrieb abgewandten Seite) bei einer Beladung von 1450 kg Maissilage ($\rho_s = 418 \text{ kg/m}^3$) und Vorspannkräften an den Kettensträngen von jeweils 500 N;

- a) diskontinuierlicher Antrieb (Knaggengetriebe), Schaltstufe 2 ($v_L = 0,015 \text{ m/s}$)
- b) kontinuierlicher Antrieb (2,6 U/min, $v_L = 0,014 \text{ m/s}$)

Bild 2. Versuchsstand zur Ermittlung von Reibwerten; 1 Reibfläche, 2 Gutbehälter mit Zusatzmasse, 3 Seil, 4 Getriebemotor, 5 Seiltrommel, 6 Umlenkrolle, 7 Biegeträger, 8 Probegut



Tafel 1. Stoffparameter einiger Grobfuttermittel nach [6]

Gutart	Trockensubstanz- gehalt %	Häcksellänge mm	Schüttdichte kg/m³	Böschungswinkel °	Reibwert		Reibfläche
					statischer	dynamischer	
Heu			50...75	53...57	0,18...0,42	0,30...0,44	Stahl
Heu (nach dem Setzen)			80		0,44...0,53		Stahl
			90		0,40...0,60		Gummi
Stroh Strohhäcksel			40...45				
		20	50...80		0,18...0,42		Stahl
		40 60	40...60 35...50	35...45 ¹⁾ 25...40 ²⁾			
Wiesengras	< 20		270		0,42...1,43		Holz
	20...30		210		1,10...1,54	0,51...1,88	Stahl
	30...40		170	50...54	0,67...1,10	0,34...0,84	Stahl
	40...50		150	45...50	0,62...1,48	0,40...0,60	Stahl
Luzerne	20...30		270		0,84...0,90		Gummi
			310		0,84...0,90		Stahl
	30...40		220		0,75...0,84		Beton
			250		0,84...0,90		Aluminium
			190		0,75...0,81		Holz
40...50		220		0,65...0,75		Novodur	
Maissilage	hoch		350...600	45...54	0,58...0,73		Stahl
Gras- Welksilage	34		140...180	50...56	0,7...0,9	0,58...0,73	verzinktes Stahlblech Beton
		1,11			0,62		

1) mechanische Einlagerung, 2) pneumatische Einlagerung

momentes von der Belademasse feststellbar. Der Anstieg der Geraden wird dabei vor allem vom Reibwert Futtermittel – Behältermaterial bestimmt. Weiterhin wurde festgestellt, daß mit wachsender Gleitgeschwindigkeit das Drehmoment kleiner wird. Diese Er-

scheinung läßt sich durch einen Übergang des Reibverhaltens von Haftreibung (wegen der geringen Geschwindigkeit) zur Gleitreibung erklären. Einige für diesen Geschwindigkeitsbereich zutreffende Reibwerte sind in den Tafeln 1 und 2 aufgeführt. Durch

gleichzeitige Messung des Drehmomentes an der Antriebswelle und der Zugkräfte in den beiden Rundstahlketten konnte die Aufteilung des Gesamtbewegungswiderstandes auf die Kettenstränge ermittelt werden.

Zwei Beispiele sind dazu im Bild 3 dargestellt. Besonders bei diskontinuierlichem Antrieb wird der Belastungsunterschied der beiden Kettenstränge bei wachsender Belademasse größer und kann nach Untersuchungen [2] bis zu 40 % betragen.

Bisher noch ungeklärt war der Einfluß der Rückstaukräfte der Frästrommeln auf den Drehmomentenbedarf. Deshalb wurde das wirkende Drehmoment bei verschiedenen Frästrommeldrehzahlen und Stegkettenvorschubgeschwindigkeiten beim Hineinlaufen des Gutstapels in die Fräsrollen aufgezeichnet. Es konnte keine Drehmomentenerhöhung festgestellt werden.

3. Berechnungsmethode

3.1. Massedurchsatz

Der Massedurchsatz des Stegkettenförderers läßt sich aus folgender Beziehung errechnen:

$$Q_m = A_s v_L k_s \rho_s \quad (1.1)$$

$$Q_m = h_s b_s v_L k_s \rho_s \quad (1.2)$$

3.2. Antriebsleistungsbedarf

Unter Antriebsleistung versteht man i. allg. die Leistung, die einem Förderer an der Antriebswelle zugeführt wird. Sie unterscheidet sich von der Leistung des Antriebsorgans nur durch den Wirkungsgrad der Übertragungselemente zwischen Motor und Antriebswelle:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_{ü}} \quad (2.1)$$

Die Antriebsleistung läßt sich aus dem Produkt des Gesamtbewegungswiderstandes und der Fördergeschwindigkeit

$$P_A = F_w V_L \quad (2.2)$$

Tafel 2. Stoffparameter einiger Grobfuttermittel (nach Versuchen von Muschner)

Gutart	Trockensubstanz- gehalt %	Häcksel- länge mm	Schüttdichte kg/m³	Gleitschwin- digkeit m/s	Reibwert		Reibfläche
					stati- scher	dynami- scher	
Grassilage	32	150	440	0,02	0,86	0,83	Stahl
				0,03			
				0,041	0,81	0,78	Stahl mit Anstrich
				0,007			
				0,02			
0,03	0,79	0,79					
0,041							
Grünfutter	21,9	200	280	0,007	0,74	0,67	Stahl
				0,041			
				0,007	0,69	0,64	Stahl mit Anstrich
0,041							
Broilertiefstreu	74,3	100	530	0,007	0,75	0,68	Stahl
				0,041			
				0,007	0,78	0,73	Stahl mit Anstrich
0,041							
Trockengrün- gutpellets (Luzerne)	92	23	430...500	0,007	0,69	0,64	Stahl
				0,041			
				0,007	0,74	0,66	Stahl mit Anstrich
0,041							
Maissilage	26,9	40	440	0,007	0,73	0,69	Stahl
				0,02			
				0,03	0,58	0,48	Ekadur
				0,041			
				0,007			
0,02	0,49	0,53					
0,03							
0,04	0,54						
0,04							

Tafel 3. Auszug aus dem Standard TGL 12 969 (Rundstahlketten mit garantierten Festigkeitseigenschaften Normalgüte)

Nennstärke mm	Breite mm	Tragfähigkeit kg	Prüfkraft kN	Bruchkraft kN	Masse je m kg
9,5	31	850	17	34	1,9 ¹⁾
11	36	1 120	22,4	44,8	2,7
13	44	1 600	32	64	3,8
16	54	2 500	50	100	5,8

1) im Futterverteiltwagen L433 eingesetzt

bzw. aus dem Widerstandsmoment und der Winkelgeschwindigkeit errechnen:

$$P_A = M_W \omega. \quad (2.3)$$

Die Berechnung des Gesamtbewegungswiderstandes erfolgt nach der Methode der Summierung der Einzelwiderstände:

- Gutreibungswiderstand am Behälterboden
- Gutreibungswiderstand an den Behälterwänden
- Laufwiderstand der Stegkette infolge Reibung von Rundstahlkette und Mitnehmern am Behälterboden und an den Stützvorrichtungen im Untertrum sowie Zapfenreibung an den Umlenkkettennüssen und Reibung der Kettenglieder bei Knickung an den Umlenk- und Antriebskettennüssen.

Somit ergibt sich für den Gesamtbewegungswiderstand:

$$F_W = F_{RB} + F_{RW} + F_L. \quad (2.4)$$

Der Gutreibungswiderstand läßt sich berechnen aus:

$$F_{RB} = h_s b_s l_s \rho_s g \mu_f. \quad (2.5)$$

Für die Berechnung der Reibwiderstände an den Seitenwänden wurde der Rankinsche Sonderfall (Stützwand vollkommen glatt und senkrecht, Reibwert zwischen Wand und Fördergut in vertikaler Richtung gleich 0) zugrunde gelegt:

$$F_{RW} = h_s^2 \tan^2(45^\circ - \frac{\varphi_s}{2}) l_s \rho_s g \mu_f. \quad (2.6)$$

Der Laufwiderstand der Stegkette wird berechnet nach:

$$F_L = q_K l_K g \mu_K. \quad (2.7)$$

Wenn die Meterlast der Förderkette nicht bekannt ist, wird sie nach folgender Gl. bestimmt:

$$q_K = \frac{i m_M}{l_K} + z m_K. \quad (2.8)$$

Im Leerlauf sind die Gutreibungswiderstände nicht vorhanden. Folglich sind die Gutreibungswiderstände am Behälterboden und an den Behälterwänden in Gl.(2.4) gleich 0 zu setzen.

3.3. Kettentragfähigkeit

Rundstahlketten werden nur nach der Nenn-

zugspannung im Querschnitt auf ihre Festigkeit überprüft. Die Sicherheit läßt sich aus dem Quotienten der Bruchkraft und der Maximalkraft errechnen:

$$S = \frac{F_{BR}}{F_{max}}. \quad (3.1)$$

Die Kettenbruchkraft ist in Standards angegeben. Die in den Ketten auftretende Maximalkraft läßt sich überschlägig aus dem Gesamtbewegungswiderstand und der Vorspannkraft der Förderkette berechnen:

$$F_{max} = \frac{F_W}{z} + \frac{F_V}{2}. \quad (3.2)$$

Einschränkend muß betont werden, daß bei dieser Berechnung von der Annahme gleicher Belastung der einzelnen Kettenstränge ausgegangen wird.

Bei diskontinuierlichen Antriebsvarianten, die besonders eine ungleichmäßige Belastung der Kettenstränge hervorrufen, muß deshalb eine höhere Kettensicherheit vorgesehen werden.

3.4. Hinweise zur Berechnung

Konstruktions- und Betriebsparameter, wie Behälterabmessungen, Meterlast der Förderkette (bzw. Angaben über eingesetzte Rundstahlkette und Mitnehmer), Fördergeschwindigkeiten usw., sind aus den Konstruktionsunterlagen vorhandener Modelle zu entnehmen oder festzulegen. Angaben zu Kettenparametern sind aus den Standards TGL 12 968 sowie 12 969 und zu möglichen Mitnehmervarianten aus den Standards TGL 7967 sowie TGL 7969 zu entnehmen (Tafeln 3 und 4).

Die Gutstapelabmessungen sind entweder durch Messen oder über die Behälterabmessungen unter Berücksichtigung der Ausfüllung zu bestimmen. Einige wichtige Stoffparameter verschiedener Güter sind in den Tafeln 1 und 2 zusammengestellt. Für Berechnungen bei diskontinuierlichem Antrieb sowie bei kontinuierlichem Antrieb mit Fördergeschwindigkeiten < 0,02 m/s oder im Anfahrfall ist für den Reibwert Fördergut - Behälterboden (bzw. Fördergut - Behälterwand) der statische Reibwert auszuwählen. Anderenfalls ist der dynamische Reibwert einzusetzen.

Tafel 4. Auszug aus den Standards TGL 7979 und TGL 7967

Mitnehmerprofil	Masse je m			
	h mm	b mm	s mm	kg
U	63	25	3	2,43
U	63	32	2	1,89
U	63	32	2,5	2,33
U	63	32	3	2,76
U	63	32	4	3,57 ¹⁾
L	32	20	3	1,1
L	40	16	3	1,2

1) im Futterverteiltwagen L433 eingesetzt

4. Zusammenfassung

Die Kenntnis des erforderlichen Drehmomentenbedarfs und der auftretenden Kettenzugkräfte ist bei der Gestaltung und Dimensionierung des Stegkettenförderers und dessen Antrieb eine wichtige Grundlage. Durch umfangreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen konnten für die Konstruktion grundlegende Zusammenhänge geklärt werden. Mit der Schaffung einer Berechnungsmethode lassen sich wichtige Maschinenkenngrößen hinreichend genau vorausberechnen. Im weiteren muß durch Versuche ermittelt werden, ob die beschriebene Berechnungsmethode auch für stationäre Grobfutterdosierer verwendbar ist.

Literatur

- [1] Muschner, O.: Untersuchung der Förderorgane an mobilen Verteilrichtungen für Grobfutter. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1987 (unveröffentlicht).
- [2] Werner, R.; Gröning, H.; Strömer, U.: Landwirtschaftlich-technologische Untersuchungen zur Präzisierung der Anforderungen an die technische Weiterentwicklung mobiler Futterverteilttechnik Rind. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Studie 1989 (unveröffentlicht).
- [3] Schieck, A.: Untersuchungen zum Antriebssystem. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Teilabschlußbericht G4 1989 (unveröffentlicht).
- [4] Daniel, U.; Muschner, O.: Untersuchungen am Kratzerkettenantrieb eines Futterverteiltwagens L433. agrartechnik, Berlin 39 (1989) 8, S. 363.
- [5] Muschner, O.: Untersuchungen zum Zuführorgan. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Teilabschlußbericht G4 1989 (unveröffentlicht).
- [6] Mührel, K.: Transport, Umschlag und Lagerung in der Landwirtschaft. Berlin: Verlag Technik 1983. A 5913

Fachleute lesen „agrartechnik“!
Ein Abonnement bringt Vorteile!