

# Ketten und Kettengetriebe für Landmaschinen

Von H. THÖMKE, Leipzig

DK 63: 621.855

In der Landtechnik waren Ketten und Kettengetriebe seit jeher eine viel verwendete Antriebsart. Die Konstruktion landwirtschaftlicher Großmaschinen hat sie noch stärker in den Vordergrund gerückt. Deshalb sei hier einmal auf die Anwendung und Berechnung von Treibketten eingegangen.

Der Kettenbetrieb wird bei kleineren Achsabständen, wenn die Anwendung eines Zahnradtriebes zu große Durchmesser der Zahnräder erfordert, angewendet. Während man bei der Anwendung eines Riementriebes mit etwa 2% Schlupf rechnen muß, gewährleistet der Kettentrieb eine schlupffreie Kraftübertragung, die beim Anfahren oftmals besonders wichtig ist. Hinzu kommt, daß Kettentriebe ohne Vorspannung laufen, wodurch die Lager nicht unnötig belastet werden und doch ein genaues Übersetzungsverhältnis eingehalten wird. Wenn es sich notwendig macht, daß das Übersetzungsverhältnis später im Betrieb geändert werden muß, so kann dies durch einfaches Auswechseln des Ritzels geschehen, wobei der Wellenabstand völlig unverändert bleibt.

Kettentriebe sind leicht zu montieren, doch bedürfen sie einer periodischen und guten Wartung. Man erreicht bei einem richtig dimensionierten und einwandfrei beschaffenen Rollen- und Hülsekettentrieb Wirkungsgrade bis zu 98%. Je nach notwendigem Übersetzungsverhältnis verteilt sich die Belastung beim Kettentrieb bis auf 50% der Zähnezahler zum Trieb gehörenden Zahnrad. Dieser Vorteil wird durch das gleichzeitige Eingreifen mehrerer Kettenglieder in eine Reihe von Zähnen erzielt. Die spezifischen an den einzelnen Zähnen auftretenden Biegemomente sind daher gegenüber den von der Kette übernommenen Zugbeanspruchungen geringfügig.

Bild 1 zeigt, daß sich die Belastung bei einem Kettentrieb auf mehrere Zähne verteilt. Die Druckkräfte sind durch kleine Pfeile an den einzelnen Zähnen dargestellt.

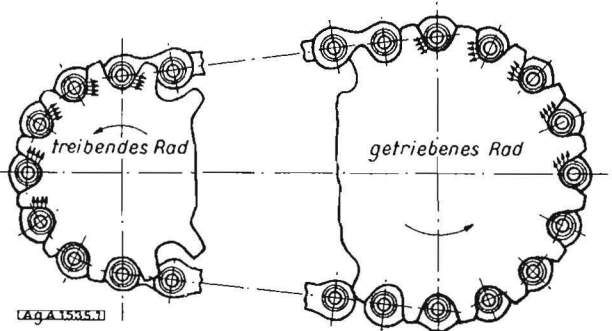


Bild 1. Druckkräfteverteilung auf die einzelnen Zähne

Wir unterscheiden Gelenk- und Zahnketten, erstere sind an Landmaschinen weit häufiger zu finden.

Gelenkketten verschiedener Ausführungen zeigt Bild 2. Bemerkenswert ist namentlich die in Bild 2d wiedergegebene Stahlblechkette wegen ihrer einfachen und zweckmäßigen Konstruktion. Die Stahlbolzenkette in Bild 2c ist höheren Ansprüchen gewachsen. Zur Verbindung der aus Temperguß gefertigten Glieder werden Durchsteckbolzen aus Stahl benutzt.

Bei den Galketten (Bild 3) sind nur die Zapfen der Kettenbolzen in den Laschen gelagert. Sie wird angewendet als Lastkette oder als Übertragungskette bei Kettengeschwindigkeiten bis max. 0,3 m/s. Die Buchsenketten (Bild 4) sind für rauhe Antriebsverhältnisse besonders geeignet. Höchstgeschwindigkeiten bis 5 m/s. Bei den Rollenketten (Bild 5) sind die gehärteten und geschliffenen Rollen und Bolzen aus Einsatzstahl. Die Bolzen sind ganz in Innenrollen gelagert. Geschwindigkeiten siehe Diagramm (Bild 6).

Bei Kettenzerrung stimmt die „Teilung“ der Gelenkketten nicht mehr mit der des Treibrades überein und es kann leicht vorkommen, daß eine Kettenrolle statt in die entsprechende Zahnluke auf einen Zahnkopf auftrifft und dann natürlich zerrißt. Das kann auch ein-

treten, wenn man nicht für genügende Kettenspannung sorgt, sei es durch Kettenspanner – also ähnlich den als Riemenpannrollen wirkenden Kettenrädern – oder durch Vergrößerung des Achsabstandes. Sind erst einmal Dehnungen der einzelnen Kettenglieder eingetreten, so werden nicht mehr sämtliche Zähne innerhalb des Umfassungsbogens zum Tragen herangezogen, sondern nur ein einzelner Zahn sowie das entsprechende Kettenglied; die Abnutzung wird dabei verhältnismäßig groß. Man wird bei Kettenwechsel zugleich auch das Triebad auswechseln müssen, um nicht gleich wieder Überbeanspruchungen durch abgenutzte Zähne des Triebades zu bekommen

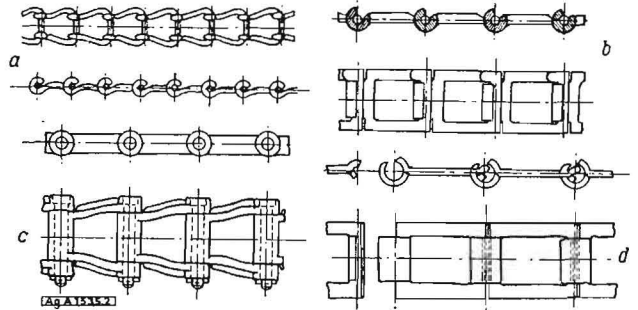


Bild 2. Gelenkketten  
a Drahtbügelkette, b Ewartskette, c Stahlbolzenkette, d Stahlblechkette

Die Wahl der geeigneten Kettenart und des richtigen Kettentriebs erfolgt nicht nur nach der Bruchlast, vielmehr müssen einige andere ausschlaggebende Faktoren berücksichtigt werden. Hierzu zählen die zu übertragende Zugkraft, die Zähnezahler des kleinen Rades, die Art der Belastung (stoßfreier oder stoßweiser, kurzzeitiger oder Dauerbetrieb), die Umgebungseinflüsse, Betriebstemperatur, Feuchtigkeit, Schmutz und Staub, chemische Angriffe sowie die Schmierungs- und Raumverhältnisse.

Bei der Wahl eines Ritzels mit besonders kleiner Zähnezahler ergeben sich durch höhere Winkelbewegungen Nachteile, durch die ein Kettentrieb frühzeitig unbrauchbar wird.

Nach Möglichkeit sollte man für das kleine treibende Kettenrad (besonders bei schnelllaufenden Trieben) nicht weniger als 17 Zähne wählen. Bei langsam laufenden Kettentrieben kann aber auch eine kleinere Zähnezahler genommen werden (das Minimum sind 7 Zähne). Es ist außerdem günstig, wenn die Zähnezahler eine Primzahl (z. B. 17, 19, 23, 29, 31 . . .) ist, weil dadurch ein dauernder Wechsel der Kettenradzahnengriffe in die Kette stattfindet. Für das große Kettenrad sollten 120 Zähne nicht überschritten werden, weil sich sonst die unvermeidlichen Toleranzen der Kettenteilung störend bemerkbar machen können.

Durch gute Schmierung kann die Lebensdauer eines Kettentriebs entscheidend beeinflußt werden. Die Art der Schmierung ist von der Kettengeschwindigkeit abhängig. Je größer die Kettengeschwindigkeit ist, um so intensiver muß die Schmierung erfolgen.

Kettengeschwindigkeit	Art der Schmierung
bis etwa 3 m/s	von Hand (mit Ölkanne und Bürste) mechanisch (durch Tropfvorrichtung)
bis etwa 7,5 m/s	Tropfschmierung oder Ölbad
über 7,5 m/s	Schnelltropf- oder Umlaufschmierung

## Berechnung von Kettentrieben

Für einen ausreichend bemessenen Kettentrieb muß man bei der Berechnung den Verschleiß der Gelenkflächen, von dem die Lebensdauer einer Kette abhängig ist, zugrunde legen.

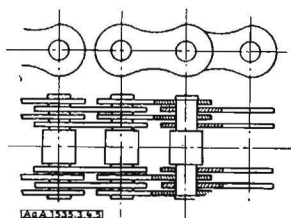


Bild 3. Gallsche Gelenkette

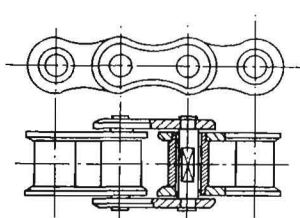


Bild 4. Buchsenkette

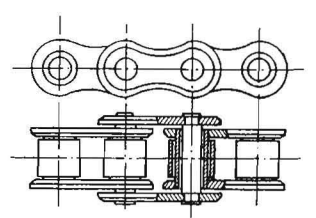


Bild 5. Rollenkette

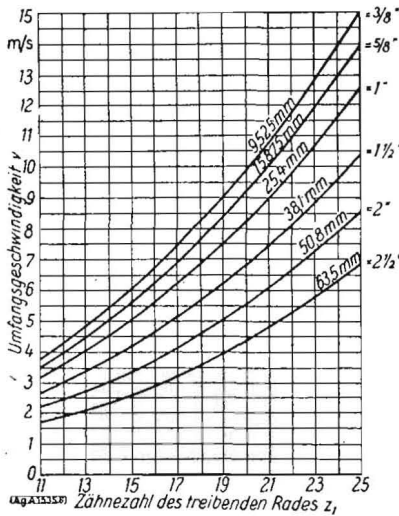


Bild 6. Geschwindigkeitsdiagramm für Rollenkette (normale Antriebsverhältnisse)

Kettengeschwindigkeit, [v]

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{6000} \quad [\text{m/s}] \quad \begin{matrix} d_1 = \text{Teilkreis-Dmr. in cm} \\ n_1 = \text{Drehzahl in min}^{-1} \end{matrix}$$

Kettenzugkraft, [Pz]

$$P_z = \frac{75 \cdot N}{v} \quad [\text{kg}], \text{ wenn } N = \text{Leistung in PS,}$$

oder

$$P_z = \frac{102 \cdot N}{v} \quad [\text{kg}], \text{ wenn } N = \text{Leistung in kW,}$$

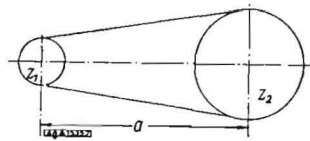


Bild 7. Berechnung der Kettenlänge

oder

$$P_z = \frac{2 \cdot Md}{d_1} \quad [\text{kg}], \text{ wenn } Md = \text{Drehmoment in cmkg.}$$

Das Drehmoment errechnet sich wie folgt:

$$Md = 71620 \frac{N}{n_1} \quad [\text{cmkg}], \text{ wenn } N = \text{Leistung in PS,}$$

oder

$$Md = 97400 \frac{N}{n_1} \quad [\text{cmkg}], \text{ wenn } N = \text{Leistung in kW.}$$

Wenn ein stoßweiser oder ein Dauerbetrieb vorliegt, dann wird die Leistung N mit einem Faktor multipliziert.

Art der Belastung	Betriebsdauer 10 h	je Tag 24 h
gleichmäßig . . . . .	1,0	1,2
leicht stoßweise . . . . .	1,2	1,4
stark stoßweise . . . . .	1,2	1,7

Bei höheren Kettengeschwindigkeiten (über 4 m/s) sind die Fliehkräfte der Kette zu berücksichtigen. Die entstehenden Zentrifugalkräfte dürfen bei der Berechnung von Kettentrieben außer acht gelassen werden.

Fliehkraft [Pc]

$$P_c = G \frac{v^2}{g} \quad [\text{kg}] \quad \begin{matrix} G = \text{Gewicht der Kette m/kg} \\ g = \text{Erdbeschleunigung} = 9,81 \text{ m/s}^2 \end{matrix}$$

Die Gesamtbelastung der Kette wird nunmehr addiert.

Gesamtbelastung [Pg]

$$P_g = P_z + P_c \quad [\text{kg}]$$

Hieraus ergibt sich die erforderliche Gelenkfläche

$$F_{erf} = \frac{P_g}{p} \quad [\text{cm}^2] \quad p = \text{Gelenkflächenpressung in kg/cm}^2.$$

Als zulässige Flächenpressungen gelten die nachstehend aufgeführten Belastungen:

- 140 kg/cm<sup>2</sup> bei geringer Kettengeschwindigkeit [bis 4 m/s]
- 100 kg/cm<sup>2</sup> bei mittlerer Kettengeschwindigkeit [4 bis 8 m/s]
- 80 kg/cm<sup>2</sup> bei hoher Kettengeschwindigkeit [8 bis 15 m/s]

Die Sicherheit beträgt:

$$s = \frac{P_b}{P_g} \quad P_b = \text{Bruchlast der Kette.}$$

**Berechnung der Kettenlänge**

Die Gliederzahl:

$$x = 2 \cdot \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot t}{a}$$

$x$  Anzahl der Kettenglieder  
 $a$  Wellenabstand in mm  
 $t$  Teilung in mm  
 $z_1$  Zähnezahl des kleinen Rades  
 $z_2$  Zähnezahl des großen Rades  
 $C$  Werte hierfür siehe Tafel 1.

$$C = \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2$$

**Berechnung des Achsabstandes a bei gegebener Kettenlänge x (Bild 7)**

$$a = \frac{t}{8} \left[ 2x - (z_1 + z_2) + \sqrt{[2x - (z_1 + z_2)]^2 - 32C} \right]$$

Beispiel für die Berechnung eines Kettentriebes

Angenommen:

N = 8 PS; n<sub>1</sub> = 540 min<sup>-1</sup>; n<sub>2</sub> = 108 min<sup>-1</sup>; a = 480 mm;  
d<sub>1</sub> ≈ 90 mm; z<sub>1</sub> = 11 Zähne. Es soll mindestens eine zehnfache Sicherheit vorhanden sein.

Kettengeschwindigkeit:

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{6000} = \frac{9,0 \cdot \pi \cdot 540}{6000} = 2,54 \text{ m/s.}$$

Kettenzugkraft:

ohne Sicherheit für 10 h Betriebsdauer,

$$P_z = 1,0 \cdot \frac{75 \cdot N}{v} = 1,0 \cdot \frac{75 \cdot 8}{2,54} = 236 \text{ kg}$$

mit Sicherheit

$$s \cdot P_z = 10 \cdot 236 = 2360 \text{ kg.}$$

Tafel 1

Werte für „C“ =  $\left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2$

z <sub>2</sub> -z <sub>1</sub>	C	z <sub>2</sub> -z <sub>1</sub>	C	z <sub>2</sub> -z <sub>1</sub>	C	z <sub>2</sub> -z <sub>1</sub>	C
1	0,03	41	42,60	81	166,29	121	370,86
2	0,10	42	44,71	82	170,42	122	377,02
3	0,23	43	46,86	83	174,60	123	383,22
4	0,41	44	49,07	84	178,83	124	389,48
5	0,63	45	51,32	85	183,12	125	395,79
6	0,91	46	53,63	86	187,45	126	402,14
7	1,24	47	55,91	87	191,83	127	408,55
8	1,62	48	58,39	88	196,27	128	415,01
9	2,05	49	60,85	89	200,75	129	421,52
10	2,53	50	63,36	90	205,29	130	428,08
11	3,07	51	65,92	91	209,88	131	434,69
12	3,65	52	68,53	92	214,52	132	441,36
13	4,28	53	71,18	93	219,21	133	448,07
14	4,97	54	73,91	94	223,95	134	454,83
15	5,70	55	76,67	95	228,74	135	461,64
16	6,49	56	79,48	96	233,58	136	468,51
17	7,32	57	82,34	97	238,47	137	475,42
18	8,21	58	85,26	98	243,41	138	482,39
19	9,15	59	88,22	99	248,40	139	489,41
20	10,14	60	91,24	100	253,45	140	496,47
21	11,18	61	94,31	101	258,54	141	503,59
22	12,27	62	97,42	102	263,69	142	510,76
23	13,41	63	100,59	103	268,88	143	517,98
24	14,60	64	103,81	104	274,13	144	525,25
25	15,84	65	107,08	105	279,42	145	532,57
26	17,13	66	110,40	106	284,77	146	539,94
27	18,48	67	113,77	107	290,17	147	547,36
28	19,87	68	117,19	108	295,62	148	554,83
29	21,31	69	120,67	109	301,12	149	562,36
30	22,81	70	124,19	110	306,67	150	569,93
31	24,36	71	127,76	111	312,27		
32	25,95	72	131,39	112	317,92		
33	27,60	73	135,06	113	323,63		
34	29,28	74	138,79	114	329,38		
35	31,05	75	142,56	115	335,18		
36	32,85	76	146,39	116	341,04		
37	34,70	77	150,27	117	346,94		
38	36,60	78	154,20	118	352,90		
39	38,55	79	158,18	119	358,90		
40	40,55	80	162,21	120	364,96		

Die Fliehkraft der Kette braucht bei der niedrigen Drehzahl nicht berücksichtigt zu werden.

Erforderliche Gelenkfläche:

$$F_{erf} = \frac{P_z}{p} = \frac{236}{140} = 1,69 \text{ cm}^2.$$

Es wird eine Einfach-Rollenkette 1 Zoll = 25,4 mm nach DIN 8180 gewählt. Diese Kette hat lt. Katalog eine Gelenkfläche von 2,10 cm<sup>2</sup> und eine Mindestbruchlast von 4500 kg. Somit wird die vorhandene Zugkraft:

$$P_z = 71\,620 \cdot \frac{2 \cdot N}{d_1 n_1} = 71\,620 \cdot \frac{2 \cdot 8}{90,15 \cdot 540} = 235 \text{ kg.}$$

Die vorhandene Gelenkflächenpressung:

$$p = \frac{P_z}{F} = \frac{235}{2,10} = 112 \text{ kg/cm}^2,$$

die vorhandene Sicherheit:

$$s = \frac{P_b}{P_z} = \frac{4500}{235} \approx 19 \text{ fach,}$$

die Übersetzung:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2}; \quad d_2 = \frac{d_1 \cdot n_1}{n_2} = \frac{90,15 \cdot 540}{108} = 450 \text{ mm Dmr.};$$

somit die Zähnezahle:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}; \quad z_2 = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{11 \cdot 540}{108} = 55 \text{ Zähne,}$$

Kettenlänge:

$$x = 2 \cdot \frac{a}{l} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot l}{a},$$

$$x = 2 \cdot \frac{180}{25,4} + \frac{11 + 55}{2} + \frac{49,07 \cdot 25,4}{480},$$

$$x = 37,8 + 33 + 2,6 \approx 74 \text{ Glieder.}$$

AK 1535

## Künstliche Trocknung der Maiskolben

Von G. HOFFMANN, Wutha (Thüringen)

DK 631.362.7

*Der Anbau von Körnermais wird durch die unzuverlässige natürliche Trocknung der Kolben in unserem Klima erschwert. Mais ist jedoch für die Viehwirtschaft ein kostbares Kraftfutter. Daraus ergibt sich für uns die Notwendigkeit, praktisch einwandfrei arbeitende Trocknungseinrichtungen zu schaffen, die auch unseren VEG und LPG den Maisanbau in größerem Maßstab ermöglichen.*

Zur Begründung der künstlichen Trocknung von Mais muß angeführt werden, daß völlig gleichmäßige und tiefe Trockenheit von Saatmais eine Grundforderung ist, und zwar nicht allein im Hinblick auf die Gefahr der Frühfröste, sondern auch in bezug auf die sichere Lagerfähigkeit in Säcken ohne Gefahr von Schimmelbildung oder irgendwelchen Güteminderungen. Sicherheit hiergegen gewährt die richtig geleitete künstliche Trocknung. Wir erreichen eine planmäßige Ernte und Einlagerung, einen gefahrlosen Versand und damit eine Sicherung der Ablieferungsmenge und der Termine.

Saatmais sollte nur in Kolben künstlich getrocknet werden. Für Futtermais sieht man auf Grund der bisher durchgeführten Versuche die Möglichkeit, den Kolben schon im nassen Zustand zu rebbeln und die Körner zu trocknen. Jedoch verfügen wir vorläufig über keine geeignete Rebbelmaschine, die ohne Verluste an Körnern die nassen weichen Körner von der Spindel löst. Deshalb beschäftigen wir uns nachstehend mit der künstlichen Trocknung der Maiskolben. Die Spindel mit den Körnern besitzt einen hohen Wassergehalt, dessen Entzug ohne Gefahr für die Körner ein langwieriger Arbeitsprozeß ist. Die Technik muß daher eine Einrichtung schaffen, die in wirtschaftlicher und praktischer Weise allen Forderungen gerecht wird.

Man hat anfangs vorhandene künstliche Wärmequellen und Trocknungsanlagen benutzt. Sie erwiesen sich aber sämtlich als unwirtschaftlich. Am geeignetsten erschien die bekannte Darre. Man paßte die Anordnung den Eigenarten der Maiskolben an (in bezug auf höhere Abluftsättigung, 1½ m Schütthöhe, daher höhere Wände usw.). Auch die für Getreide bekannte Bodenbelüftungsanlage mit Warmluft wurde für Maiskolben verwendet. Diese Verfahren erreichten jedoch nicht die geforderte Wirtschaftlichkeit. Deshalb mußten neue Wege gesucht werden.

Saat-, Industrie- und Futtermais fordern jeder für sich eine andere Trocknungstemperatur, die während des gesamten Entfeuchtungsprozesses nicht überschritten werden darf. Saatmais verträgt 50° C, Industriemais etwa 70° C und Futtermais bis 100° C. Es ist daher natürlich, daß die Leistung der künstlichen Trocknung von der Einhaltung dieser Temperaturen abhängt.

Bei der Projektierung des Maiskolben-Trockners ist also bereits an die künftige Verwendung des Mais zu denken.

Es empfiehlt sich, die entlieschten Maiskolben vor der künstlichen Trocknung zu brechen, weil die Trocknung dann schneller vor sich geht und billiger ist.

Das verlustlose Brechen der Kolben unmittelbar vor der Trocknung geschieht mit der Häckselmaschine oder dem Brecher. Dieser Arbeitsaufwand macht sich durch die Verbilligung der Trocknung bezahlt, vor allem wird die Leistungsfähigkeit der Trocknungsanlage gesteigert.

Die wirtschaftliche Trocknung der gebrochenen oder ganzen Maiskolben (Saatmais) erfolgt im Fließbetrieb im Schachttrockner mit entsprechenden Förderelementen. Der wesentliche Vorzug des Trocknungsablaufs ist die dauernde und bessere Wärmeausnutzung und ein gleichmäßiger Feuchtigkeitsentzug.

Fließend betriebene Schachttrockner, bei denen in einfacher Weise die Trockengase das Trockengut im Gegenstrom von unten nach oben durchstreichen und das Trockengut auf verschiedene Weise von oben nach unten im Gefälle im Trockner herabläuft, sind z. B. im Hopfenbau bekannt. Es ist also lediglich notwendig, den sperrigen Maiskolben mit ihrem hohen Feuchtigkeitsgehalt und der langen Trockenzeit von vielen Stunden eine ähnliche Trocknung zu geben, die in wirtschaftlicher Weise den Hauptforderungen gerecht wird:

gleichmäßiger Durchgang des Gutes,  
gleichmäßiger Durchtritt der Luft,  
bequemes Abnehmen der trockenen Kolben,  
dauernd hohe Abluftsättigung.

Es kann sich auf die Dauer nur ein Schachttrockner (Bild 1 und 2) als wirtschaftlich tragbar erweisen, der leicht und billig herzustellen ist und sich äußerst einfach bedienen läßt. Dieser Schachttrockner besteht aus einem Schacht von 2 m<sup>2</sup> Grundfläche und 3 m Höhe. Die Wände bestehen aus gut getrocknetem Holz, das mit Nut und Feder verarbeitet ist und außen mit einem Packfurnier benagelt wird. Die Ecken des Schachtes sind durch Blechbeschläge zu verdichten. Der gesamte Schacht ist ohne Einbauten und verjüngt sich. Die Ausschleusung der Kolben erfolgt direkt in Kippkarren durch eine besondere Zusammenfassung von Abfüllvorrichtung und Einführung der Trockengase.

Bei der Trocknung von Saatmais in Kolben dürfen 50° C im Schacht nicht überschritten werden. Bei Futtermais wird die Temperatur bis 100° C gesteigert. Bei dieser Temperatur leidet der Trocknungsprozeß unter der entstehenden Undichtigkeit des Holzschachtes. Es wird deshalb notwendig, den unteren Teil des Schachtes (heiße Zone) durch Mauerwerk zu ersetzen.

Als Wärmequelle ist ein Ofen mit Rost und Feuergeschränk geeignet. Dieser gemauerte Ofen hat eine kräftig gebaute und gegen Strahlung geschützte Feuertür zum Füllen und Entschlacken sowie eine leichtere Aschentür. Der Ofen wird vom örtlichen Fachmann nach einer gelieferten Zeichnung gebaut. Er hat die normale Planrostfeuerung mit Sturzug und Abscheidekammer für den groben Flugkoks und einen Notschornstein für unfreiwillige Betriebsunterbrechungen. Gebäudemauern dürfen niemals als Ofenwände benutzt werden. Der Ofen muß frei stehen und in sich verankert sein. Das Anheizen erfolgt durch den Notschornstein. Koks ist wegen seiner Rauch- und Rußfreiheit der geeignetste Brennstoff für die Maiskolbentrocknung.

Der Entwurf einer solchen Anlage sollte durch einen Spezialbetrieb erfolgen, wenn der Bau auch zum großen Teil vom örtlichen Handwerk nach gelieferten Zeichnungen durchgeführt werden kann.

Die wirtschaftliche praktische Arbeit der künstlichen Trocknung erfordert eine Arbeitsmethode und gewisse Vorbereitungen. Für das Naßgut der Maiskolben soll eine Zwischenlagerung vorgesehen sein, die entsprechend groß und regengeschützt ist und bei längerer Lagerzeit unter Umständen belüftet werden kann. Auch für die Zwischen-