

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 93/94 (1929)  
**Heft:** 3

**Artikel:** Kraftbedarf der Förderleistung bei Transport-Anlagen für stetige Förderung  
**Autor:** Ruegger, U.R.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-43380>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 15.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

INHALT: Kraftbedarf und Förderleistung bei Transport-Anlagen für stetige Förderung. — Die Grossmarkthalle Frankfurt a. M. — Mitteilungen: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein und Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke. Das „Théâtre Pigalle“ in Paris. Herstellung von verbleiten Behältern und begehbaren „Bleidächern“.

Ausfuhr elektrischer Energie. Hochdruck-Dampfturbine von 25000 PS für die Pariser Elektrizitätsversorgung. Das neue Dornier-Flugschiff „Do. X“. Schweizer Bundesbahnen. Der Rhone-Rheinschiffahrt-Verband. Eidgen. Technische Hochschule. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine.

Band 94

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 3

### Kraftbedarf und Förderleistung bei Transport-Anlagen für stetige Förderung.

Von Dr. U. R. RUEGGGER, Ing., Dozent für Transportanlagen a. d. E. T. H.

Beim Vorentwurf von Transportanlagen für Massengüter und für die Abschätzung der jeweils nötigen Leistung für die Antriebsmotoren steht dem projektierenden Ingenieur meist nur wenig zulängliches Material zur Verfügung. Entweder muss er sich an vorhandene möglichst ähnliche Beispiele halten, oder es bleibt ihm nichts anderes übrig, als sich auf die in Handbüchern und Zeitschriften angegebenen Leistungs- und Kraftbedarfs-Formeln zu stützen. Die meisten dieser Formeln, die auf empirischen Untersuchungen beruhen, weisen den Mangel auf, dass sie nur auf ein sehr beschränktes Gebiet sich erstrecken, d. h. nur für eine bestimmte Reihe ähnlicher Ausführung Geltung haben. Um den Geltungsbereich möglichst auszudehnen, sucht man den verschiedensten Dimensionen und Ausführungen dadurch Rechnung zu tragen, dass man „Koeffizienten“ einführt, die bei den oft sehr einfach aufgebauten Faustformeln, in denen sie auftreten, naturgemäss den stärksten Veränderungen unterworfen sind.

Es sei die Aufgabe vorliegender Studie, auf Grund des bedeutendsten veröffentlichten Untersuchungsmaterials für das klassische Beispiel der stetigen Förderung, den Gurtförderer, eine in ihrem Aufbau einwandfreie Formulierung der Förderleistung und des Kraftbedarfes aufzustellen. Hierzu werden im folgenden die in Literatur und Handbüchern dargelegten Dimensionierungsformeln für Gurtförderer ihrem Wesen nach diskutiert, und auf Grund ihrer Elemente wird eine einfache Formel mit weitestem Geltungsbereich für Kraftbedarf und Förderleistung entwickelt. Diese Methode lässt sich sinngemäss auch auf andere Einrichtungen für stetige Förderung, wie Elevatoren, Kratzer, usw. anwenden. — Im folgenden bedeutet:

- $G$  die Förderleistung in t/h,
- $V$  die Förderleistung in  $m^3/h$ ,
- $L$  die Förderlänge in m,
- $B$  die Breite des Fördergurtes (Bandbreite) in m,
- $v$  die Bandgeschwindigkeit in m/sec,
- $N$  den Effektbedarf in PS und
- $\gamma$  das spezifische Gewicht des Fördergutes in  $t/m^3$ .

#### I. DIE FÖRDERLEISTUNG DER GURTFÖRDERER.

Die Förderleistung eines Gurtförderers ergibt sich aus dem Querschnitt der auf dem Bande transportierten Materialschicht und aus der Bandgeschwindigkeit. Der Querschnitt der Materialschicht ist in erster Linie eine Funktion der Bandbreite. Ferner ist bei Muldenbändern die Gestaltung der Mulde von grossem Einfluss auf den Materialschichtquerschnitt.

Nach Amme, Giesecke und Konegen, A.-G.<sup>1)</sup> in Braunschweig wird die Förderleistung ausgedrückt durch:

$$G = 200 \cdot (0,9B - 0,05)^2 v \gamma$$

Wie Hanffstengel näher ausführt<sup>2)</sup>, ergibt sich diese Formel unter Zugrundelegung einer Breite  $b = 0,9B - 0,05$  (Längeneinheit: m) der Materialschicht für den Fall, dass der Querschnitt des Fördergutes nach oben durch eine Parabel (von der Höhe des Scheitels  $h = b/12$  über dem Band), begrenzt wird (Abb. 1).

Bei Betrachtung von mittleren Werten für die Bandbreiten kann man zur grösseren Einfachheit näherungsweise  $b = 0,8B$  setzen<sup>3)</sup>, was als ein Durchschnittswert

<sup>1)</sup> Buhle, „Massentransport“ (Stuttgart u. Leipzig, 1908), S. 188, 189.

<sup>2)</sup> G. von Hanffstengel, „Die Förderung von Massengütern“ (Zweite Auflage, Berlin, 1913), Bd. I, S. 108.

gelten kann, und man gelangt so zu der Beziehung:

$$G = 128 B^3 v \gamma \quad (1a)$$

Es wird nun auch eine andere Festlegung des Materialschichtquerschnittes angegeben<sup>4)</sup>. Hier wird der natürliche Böschungswinkel  $\eta$  des Fördergutes zu Grunde gelegt (Abb. 1). Es ergeben sich hier für verschiedene Stoffe verschiedene Werte für den Flächeninhalt des Materialschichtquerschnittes und somit auch für die Förderleistung. Für Getreide wird die Beziehung angegeben:

$$V = \sim 122 B^2 v$$

d. h.:

$$G = \sim 122 B^2 v \gamma \quad (1b)$$

Hierin zeigt sich ein sehr geringer Unterschied gegenüber der Beziehung in Gleichung (1a).

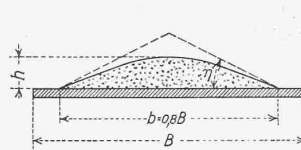


Abb. 1.

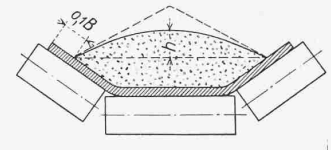


Abb. 2.

Im folgenden wird in der Tabelle I die Formel (1a) an Hand von Angaben von Zimmer<sup>5)</sup> nachgeprüft. Diese Angaben gelten für leichte Massengüter (Getreide usw.). Demnach dürfte das spezifische Gewicht  $\gamma$  des Materials etwa  $0,7 t/m^3$  betragen. Hiernach sind die Werte für die Förderleistung in der Tabelle I berechnet.

Tabelle I (G in t/h).

Bandbreite B in m	0,305	0,356	0,406	0,457	0,508	0,559	0,610	
G nach Zimmer für:	$v = 2,286$ m/sec	18	26	36	45	60	70	90
	$v = 2,64$ m/sec	20	30	40	50	65	80	100
	$v = 3,05$ m/sec	22	34	44	55	70	90	110
G nach Gl. (1a) berechnet für:	$v = 2,286$ m/sec	19	26	34	43	53	65	76
	$v = 2,64$ m/sec	22	30	39	50	62	74	88
	$v = 3,05$ m/sec	25	35	45	57	71	86	101

Wie man erkennt, ergibt sich im ganzen eine recht gute Uebereinstimmung.

Erheblich grössere Förderleistungen als bei den flachen Förderbändern sind durch Anwendung von Muldenbändern zu erzielen, da bei diesen letzten für die gleiche Bandbreite ein grösserer Materialschichtquerschnitt erreicht werden kann. Es ist jedoch schwierig, für die Förderleistung von Muldenbändern eine einheitliche Formel anzugeben, da der Materialschichtquerschnitt je nach der Konstruktion des Gurtförderers sehr verschieden gross ausfallen kann. Im „Handbuch der Ingenieurwissenschaften“<sup>6)</sup> wird eine Methode zur Ermittlung des Materialquerschnittes angegeben; ein berechnetes Beispiel ergibt eine Förderleistung

$$V = \sim 344 B^2 v$$

also  $\sim 2,8$  mal so viel als bei einem flachen Band. Dies erscheint etwas hoch gegriffen, schon deshalb, weil der Berechnung die Annahme zu Grunde liegt, dass das auf Stützen mit drei Rollen laufende Förderband (Abb. 2) in

<sup>3)</sup> Vergl.: „Handbuch der Ingenieurwissenschaften“, IV. Teil, III. Bd. (herausgegeben von F. Lincke), zweite Auflage, Leipzig, 1908, S. 304.

<sup>4)</sup> „Handb. d. Ing.-Wissenschaften“, IV. Teil, III. Bd., S. 304.

<sup>5)</sup> Buhle, „Massentransport“, S. 190, Zahlentafel 47.

<sup>6)</sup> Zweite Auflage, IV. Teil, III. Bd., S. 305.

scharfen Ecken sich den Rollen anpresst. Tatsächlich wird aber das Band sich nach einer stetigen Kurve ausbauchen<sup>7)</sup>. Nach Hanffstengel<sup>8)</sup> ergibt sich für gleiche Bandbreite und gleiche Bandgeschwindigkeit bei Muldenbändern, ungefähr eine 2- bis 2,6-fache Förderleistung gegenüber flachen Bändern (Steinkohle,  $\gamma = 0,8 \text{ t/m}^3$ ). Baumgartner<sup>9)</sup> gibt für die Förderleistung von Gurtförderern für Getreide folgende Formeln an:  
für flache Bänder:

$$V = 108 B^2 v, \text{ d. h.: } G = 108 B^2 v \gamma \quad (1c)$$

für Muldenbänder:  $V = 252 B^2 v$

Bei gleicher Bandbreite und gleicher Bandgeschwindigkeit ergibt demnach das Muldenband eine 2,34 mal grössere Förderleistung als das flache Band. Robins gibt nach einer im „Génie civil“<sup>10)</sup> erschienenen Abhandlung für Muldenbänder sogar eine 3 mal grössere Förderleistung an, als mit flachen Bändern bei gleicher Breite und gleicher Bandgeschwindigkeit zu erzielen ist. — Diese Angaben stehen alle in einem auffallenden Gegensatz zu den Werten für die Förderleistung bei Kruppschen Bandförderern<sup>11)</sup> für Kohlentransport, bei denen Muldenbänder zur Anwendung kommen. In Tabelle II werden für diesen Gurtförderer die angegebenen Werte für die Förderleistung mit den Werten verglichen, die in Einklang mit der Formel (1a) berechnet wurden, die also bei flachen Bändern zu erwarten wären. Es ergibt sich hierbei eine sehr nahe Uebereinstimmung.

Tabelle II (V in m<sup>3</sup>/h für v = 1,25 m/sec)

Bandbreite in m	0,30	0,46	0,60	0,80	1,00
Angegebene Leistung	11,5	34	60	100	150
Berechnete Leistung (Gl. 1a) (für flache Bänder)	14,4	34	57,5	102	160

Freilich ist zu beachten, dass es sich um ein schwach gewölbttes Muldenband handelt<sup>12)</sup>; ferner ist die besondere Beschaffenheit des Fördergutes, besonders wenn es sich um grobstückige Kohle handelt, von Einfluss auf die in relativ kleinen Materialquerschnitten zu erzielende Völligkeit, womit Abweichungen von den Formeln zu erklären sind.

Aus dem Vorangegangenen ist der Schluss zu ziehen, dass, abgesehen von der Stellung der Tragrollen, die Beschaffenheit und die Stückgrösse des Fördergutes auf die Förderleistung von grossem Einfluss sind, zumal diese Faktoren schon bei ruhenden Materialhaufen in den natürlichen Böschungsverhältnissen eine bedeutende Rolle spielen. Unter diesen Umständen dürfte es recht schwierig sein, allgemein gültige Formeln aufzustellen, in denen die Förderleistung einwandfrei zur Darstellung gelangt, und zwar wird in Anbetracht der verschiedenen Anordnungen der Tragrollen bei den Muldenbändern diese Schwierigkeit noch erheblich grösser sein, als bei den flachen Bändern. Die Aufstellung von praktisch brauchbaren Formeln erfordert die Kenntnis einer grossen Anzahl von Versuchsergebnissen; es sind in der Literatur hierüber zahlreiche Angaben zu finden, die mehr oder minder verallgemeinerungsfähig erscheinen. Besondere Aufmerksamkeit verdienen die Angaben von Lincoln<sup>13)</sup>. In erster Linie ist hier die in einer Kurvendarstellung wiedergegebene Abhängigkeit der Förderleistung von der Ausbauchung des Muldenbandes hervorzuheben:  $\psi$  ist hier der Koeffizient, mit dem (bei gleicher Bandbreite und gleicher Bandgeschwindigkeit) die

Förderleistung eines flachen Bandes zu multiplizieren ist, um die eines Muldenbandes mit dem Ausbauchungswinkel  $\epsilon$  (Abb. 3) zu erhalten. In Abb. 4 (nach Lincoln) ist  $\psi$  als Funktion von  $\epsilon$  in einer Kurve dargestellt. Der grösste Wert von  $\psi$  von ungefähr 1,7 ergibt sich für  $\epsilon = \sim 30^\circ$ .

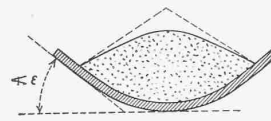


Abb. 3.

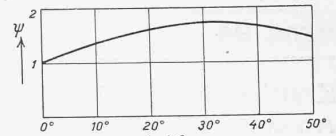


Abb. 4.

Diese Werte von  $\psi$  sind erheblich kleiner als die in den obigen Beispielen angeführten (2 bis 2,6, bzw. 2,34 und 3). Es ist jedoch zu beachten, dass Lincoln schon für die flachen Bänder eine höhere Leistungsfähigkeit angibt, als den Formeln (1a), (1b) und (1c) entspricht. Dies ist aus den von Lincoln aufgestellten Kurven (Abb. 5) ersichtlich, die Förderleistung und Effektbedarf als Funktionen der Bandbreite darstellen, und zwar für Materialien von einem spezifischen Gewicht von 50 und 100 lbs/cub. ft ( $\gamma = 0,8$  bzw.  $1,6 \text{ t/m}^3$ ).

Diesen Kurven entnehmen wir die den Bandbreiten 0,6, 0,8, 1,0 und 1,2 m entsprechenden Förderleistungen. Aus diesen Werten erhält man durch Multiplikation mit 0,907<sup>14)</sup> die Förderleistungen in t/h; hieraus ergeben sich weiter durch Division durch 1,7 und durch das spezifische Gewicht  $\gamma$  (in  $\text{t/m}^3$ ) die Förderleistungen  $V$  in  $\text{m}^3/\text{h}$ , die flachen Bändern entsprechen würden, zumal die Lincoln'schen Angaben die Voraussetzung enthalten, dass  $\psi = 1,7$  sei ( $\epsilon = 30^\circ$ ). Durch Division von  $V$  durch  $B^2 v$  erhält man die Konstante  $C$ . Diese Konstante hat in der Formel (1a) [bzw. (1b) und (1c)] den Wert 128 (bzw. 122 und 108), und es wird nun zum Vergleich mit diesen Werten die Konstante  $C$  der Lincoln'schen Angaben nach der eben beschriebenen Methode in der Tabelle III ermittelt. — Es

Tabelle III (C aus den Angaben von Lincoln).

Bandbreite B in m	0,60	0,80	1,00	1,20	
Muldenband:					
Förderleistung in tons/hour nach Lincoln	1,525 m/sec 2,03 m/sec 2,54 m/sec 3,05 m/sec	270 370 450 540	470 630 800 950	720 950 1200 1450	1080 1410 1770 2100
Flaches Band:					
V in m <sup>3</sup> /h für v =	1,525 m/sec 2,03 m/sec 2,54 m/sec 3,05 m/sec	90 123 150 180	156 210 266 318	240 318 400 484	361 470 590 700
B <sup>2</sup> in m <sup>2</sup>	0,36	0,64	1,00	1,44	
C = V / (B <sup>2</sup> v) für v =	1,525 m/sec 2,03 m/sec 2,54 m/sec 3,05 m/sec	164 169 164 164	160 161 164 162	158 156 158 159	164 161 161 159

ergibt sich hieraus für  $C$  ungefähr der Wert 160. Für ein flaches Band bedeutet dies einen beträchtlichen Unterschied gegenüber den oben angegebenen Werten. Bei Muldenbändern zeigt sich aber eine ordentliche Uebereinstimmung, da nach Lincoln der Wert  $\psi$  relativ klein, nämlich im Maximum  $\sim 1,7$  ist. Somit ist:  $\psi C = 1,7 \cdot 160 = 272$ <sup>15)</sup>. Dass bei Muldenbändern ein geringerer Unterschied hervortritt, ist leicht zu erklären. Es ist nämlich hier eine Abweichung der Höhe  $h$ <sup>16)</sup> auf den Materialsichtquer-

<sup>7)</sup> Das Biegen in scharfen Ecken wird zwar bei einer besondern Bandausführung, nämlich beim *Ridgway*-Patentgurt, näherungsweise erreicht (*Buhle*, „Massentransport“, S. 184 und 185).

<sup>8)</sup> Hanffstengel, loc. cit. Bd. 1, S. 109, Tabelle 30.

<sup>9)</sup> Baumgartner, „Handbuch des Mühlenbaues und der Müllerei“, Berlin, 1902.

<sup>10)</sup> Robins, Note sur les courroies de transport, „Le Génie civil“, 1896, S. 380.

<sup>11)</sup> „Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins“, 1908, S. 690. Vergleiche auch Luegers: „Lexikon der gesamten Technik“, 2. Auflage, Supplementband.

<sup>12)</sup> Vergl. die Abbildung in der oben genannten Quelle.

<sup>13)</sup> Lincoln, Belt Conveyors, „Metallurg. and Chem. Engineering“, 1912, S. 347 bis 351. Vergl. auch: „Stahl und Eisen“, 1913, S. 563.

<sup>14)</sup> Es handelt sich um „short tons“ = 0,907 kg.

<sup>15)</sup> Der Wert  $C_n = \psi C = 272$  stellt einen Mittelwert der frühern Angaben dar, nach denen  $C$  zwar gleich 108 bis 128 zu setzen ist, dafür aber  $\psi = 2$  bis 3 ist. Es zeigt sich somit für Muldenbänder eine gute Uebereinstimmung.

<sup>16)</sup> Vergl. Abb. 1 und 2.

schnitt von geringerem Einfluss als bei dem flachen Band, und  $h$  ist diejenige Grösse, die durch die Verschiedenheit der natürlichen Böschungswinkel der einzelnen Materialien beeinflusst wird.

Ferner ist zu beachten, dass der natürliche Böschungswinkel des Fördergutes mit zunehmender Bandgeschwindigkeit abnimmt<sup>2)</sup>; dies folgt aus dem Stoss, der beim Uebergang über die Stützrollen auf das Fördergut einwirkt und mit wachsender Geschwindigkeit stärkere Erschütterungen im Material zeitigt. In der Praxis wird aber immer durch richtige Anspannung des Gurtes und durch ausreichende Stützrollenzahl für ein möglichst ruhiges Laufen des Bandes gesorgt, sodass für den zumeist in Frage kommenden Geschwindigkeitsbereich (etwa 1 bis 3,5 m/sec) der Koeffizient  $C$  als von der Geschwindigkeit unabhängig vorausgesetzt werden kann. Dies wird durch Angaben von Lincoln bestätigt; in den in der erwähnten Abhandlung dargestellten Kurven<sup>18)</sup> ist zu erkennen, dass für eine gegebene Bandbreite die Förderleistung sich als eine lineare Funktion der Bandgeschwindigkeit ergibt. Die Förderleistung könnte aber dieser Geschwindigkeit nicht proportional sein, wenn  $C$  eine Funktion von  $v$  wäre. Auch in dem weiter unten erwähnten Artikel von Hermanns<sup>17)</sup> ist aus Tabelle 4 die Proportionalität von  $V$  (also von  $G$ ) mit  $v$  ersichtlich.

Nach den bisher vorgenommenen Diskussionen kann man nun die Förderleistung eines Gurtförderers in den folgenden Formeln zum Ausdruck bringen: für flache Bänder:

$$G = CB^2v\gamma \dots \dots \dots (2a)$$

worin:  $C = \sim 110$  bis  $130$  (bis  $160$ );

für Muldenbänder:

$$G = C_n B^2 v \gamma \dots \dots \dots (2b)$$

worin:  $C_n = \psi C = \sim 250$  bis  $270$  (bis  $370$ )

( $\psi = \sim 1,7$  bis  $2$  [bis  $3$ ]).

Es kann in der Praxis nicht auf nennenswerte Schwierigkeiten stossen, die Werte von  $C$  und  $C_n$  näher zu präzisieren. Es wird nämlich, wie aus der Lincoln'schen Studie zu schliessen ist, nur eine günstigste Gestaltung des Muldenbandes in Frage kommen und für verschiedene Materialien werden eben verschiedene Werte von  $C$  und  $C_n$  anzugeben sein, was unter Zugrundelegung genügender Erfahrungswerte leicht zu machen sein wird.

II. DER EFFEKTBEDARF DER GURTFÖRDERER NACH DEN BISHERIGEN VERÖFFENTLICHUNGEN.

Die folgenden Untersuchungen über den Effektbedarf beziehen sich ausschliesslich auf horizontale Förderbänder ohne Abwurfwagen. Diese Einschränkung ist aber faktisch bedeutungslos, da der Kraftbedarf eines Abwurfwagens erfahrungsgemäss für verschiedene Abmessungen angegeben werden kann<sup>17)</sup> und als zusätzlicher Effektbedarf dem Resultat einer Leistungsberechnung additiv zugefügt werden kann. Ebenso kommt bei einem in seiner ganzen Förderlänge um die Höhe  $H$  ansteigenden Förderband eine zusätzliche Leistung  $N'$  als Summand zum Effektbedarf eines horizontalen Bandes von gleicher Länge. (Es handelt sich bei Gurtförderern natürlich immer nur um kleine Neigungswinkel.) Die Leistung  $N'$  stellt sich dar als:

$$N' = \frac{GH}{270}$$

Ferner soll im folgenden immer vorausgesetzt werden, dass die ganze Länge des Gurtförderers als Förderlänge ausgenützt werde. Dies stellt den praktisch wichtigsten Fall dar, und bedeutet zugleich die maximale Beanspruchung des Förderbandes in Bezug auf Leistungsfähigkeit; für diese maximale Beanspruchung wird auch die Stärke des antreibenden Motors zu bemessen sein.

Die einfachste, zugleich aber auch die roheste Art den Effektbedarf auszudrücken, besteht darin, dass man  $N$  proportional der Förderleistung und der Förderlänge setzt, und die Proportionalitätskonstante an Hand von Versuchsergebnissen mit ausgeführten Förderbandkonstruktionen

<sup>17)</sup> Vergl. z. B. Hermanns, Der Transportgurt, „Dinglers polyt. Journal“, Bd. 325 (1910), S. 71, Tabelle 5.

angibt. Eine derartige Formel kann für besondere Zwecke, für eine bestimmte Art von Konstruktionen und ein bestimmtes Fördergut recht gute Dienste leisten. So gibt z. B. Baumgartner<sup>18)</sup> die Formel an:

$$N = \sim \frac{GL}{500}$$

Es erscheint aber durchaus unzulässig, eine derartige Formel auf andere Konstruktionen und Betriebsarten zu verallgemeinern.

Eine Formel, die einen erheblich grösseren Gültigkeitsbereich haben dürfte, wird von der Firma Amme, Giesecke & Konegen, A.-G.<sup>1)</sup> angegeben: (hier auf den Fall der horizontalen Förderung spezialisiert)

$$N = \sqrt[3]{G} [0,04 \cdot (1,3 + x) + 0,008 \sqrt[3]{G} (0,07 L' + 0,03 L)]$$

$x$  bedeutet die Anzahl der Ablenkkrollen des Bandes ohne Antriebrolle,  $L'$  die Gesamtlänge von Endrolle zu Endrolle (in m) und  $L$  die Förderlänge (in m).

Eine weitere Formel für den Effektbedarf, in der eine Abhängigkeit von der Bandbreite zum Ausdruck kommt, wird von C. Scholtz in Hamburg-Barmbeck angegeben<sup>19)</sup>:

$$N = \frac{10 \sqrt[3]{G} 0,8 \sqrt{L+H}}{75}$$

In den beiden letzten Formeln kommt eine Abhängigkeit von der Länge des Transportbandes vor. — Lincoln hingegen (vergl. die oben erwähnte Studie und hier die Abbildung 5) stellt in seinen Kurven den Kraftbedarf in Funktion der Bandbreite dar, wobei eine Abhängigkeit von der Förderlänge nicht angegeben wird.

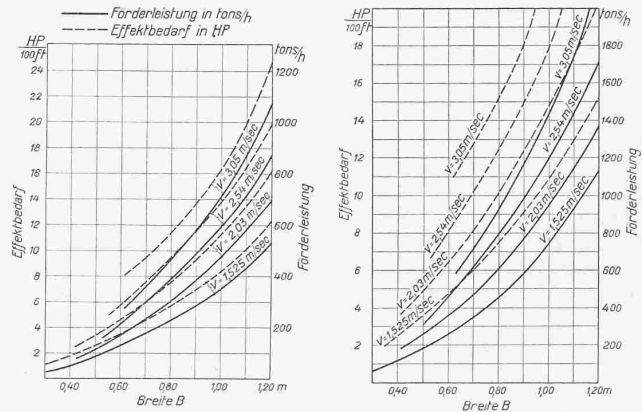


Abb. 5. Förderleistung in tons/h und Effektbedarf in HP/cub. ft für Material von 50 lbs/cub. ft  $\gamma = 0,8$  t/m<sup>2</sup>. Material von 100 lbs/cub. ft  $\gamma = 1,6$  t/m<sup>2</sup>.

Vielfach wird zur übersichtlichen und möglichst allgemeinen Darstellung des Effektbedarfes ein „Reibungskoeffizient“ (im folgenden mit  $r$  bezeichnet) eingeführt, der alle bei der horizontalen Förderung auftretenden Widerstände enthält<sup>20)</sup>.

Der Reibungs- oder Kraftverbrauchs-koeffizient  $r$  drückt den Teil des Gesamtwiderstandes des Gurtförderers (oder allgemein eines stetigen Förderers für Massengüter) aus, der auf die Gewichtseinheit des Fördergutes entfällt. Es ergibt sich demnach die Beziehung:

$$N = \frac{GLr}{270} \dots \dots \dots (3)$$

$r$  ist eine von der Konstruktion und von den Betriebsverhältnissen abhängige Konstante.

Hanfstengel gibt<sup>21)</sup> eine Tabelle der Werte von  $r$ <sup>22)</sup> (von ihm mit  $\alpha$  bezeichnet), in der die Abhängigkeit von Förderleistung und Länge zum Ausdruck kommt.

<sup>18)</sup> Baumgartner, „Mühlen- u. Speicherbau“, Hannover, 1906, S. 127. Vergl. auch: Buhle, „Massentransport“, S. 190.

<sup>19)</sup> Vergl. Hache, „Berg- und Hüttenmännische Rundschau“, 1907, S. 85. (Vergl. auch: Buhle, Fussnote 1.)

<sup>20)</sup> Vergl. z. B. Hanfstengel, loc. cit., S. 2 und 3.

<sup>21)</sup> Loc. cit. S. 114.

<sup>22)</sup> Vergl. die oben angeführte Formel von Amme, Giesecke & Konegen (Formel der „Hütte“).

Die Formel (3), (in englischen Massen und Gewichten ausgedrückt), wird nach Hermanns<sup>17)</sup> auch von C. Kemble-Baldwin angegeben.  $r$  wird hier mit  $C$  bezeichnet; der Effektbedarf ergibt sich als  $\frac{CTL}{1000}$ , wobei  $T$  die Förderleistung in „short tons“ pro Stunde und  $L$  die Förderlänge in Fuss bedeutet<sup>23)</sup>. Die Umrechnung führt auf die Formel (3). Die Werte von  $r$  (d. h.  $C$ ) sind für verschiedene Bandbreiten und spezifische Gewichte des Fördergutes in einer Tabelle in dem genannten Aufsatz von Hermanns angeführt (vergl. auch unsere Abb. 6). Dabei wird bemerkt, dass die Werte von  $r$  bei Förderlängen unter 50 Fuss (15,25 m) um 20%, und bei Förderlängen von 50 bis 100 Fuss (15,25 bis 30,5 m) um 10% grösser anzunehmen sind. Hier ist damit also eine Abhängigkeit von der Förderlänge angegeben.

Aus dem Vorangegangenen ist zu erkennen, dass bezüglich der Veränderlichkeit des Koeffizienten  $r$  sehr verschiedene Anschauungen herrschen. Dabei beruhen die Angaben auf Erfahrungsziffern, die in verschiedenen empirischen Formeln zum Ausdruck gelangen können. Diese Formeln haben jedoch wissenschaftlich betrachtet keinen befriedigenden Charakter. Bevor nun hier der Versuch gemacht werden soll, eine wissenschaftlich befriedigende und zugleich die wirklichen Verhältnisse wiedergebende Formel aufzustellen, wird es zweckmässig sein, die Art der Veränderlichkeit von  $r$  näher zu diskutieren.

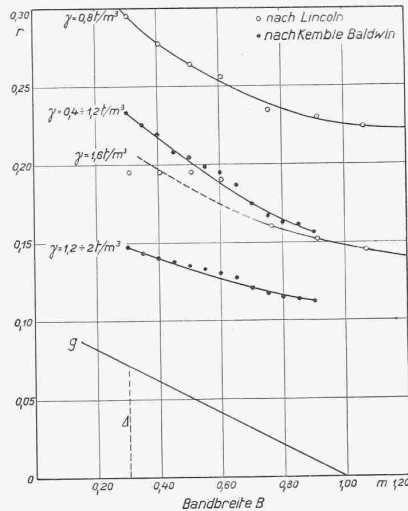


Abb. 6. Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten  $r$  von der Bandbreite.

III. VERÄNDERLICHKEIT DES „REIBUNGSKOEFFIZIENTEN“.

a) Abhängigkeit von der Länge des Gurtförderers.

Diese Abhängigkeit von der Länge kann infolge der in bestimmten Abständen angebrachten Tragrollen nicht genau stetigen Charakter haben; indessen kann man praktisch mit genügender Annäherung den Widerstand der Tragrollen als gleichmässig längs des Gurtes verteilt voraussetzen. Infolge des Biegungswiderstandes des Gurtes, der Lagerreibung, usw., werden die beiden Endrollen zusammen einen auf den Umfang einer Endrolle (z. B. der Antriebscheibe) reduzierbaren Widerstand  $W$  aufweisen. Zwischen den Endrollen betrage der Bewegungswiderstand des Gurtes den Wert  $w$  pro laufende Längeneinheit des Gurtförderers. Der gesamte Widerstand hat somit den Wert:

$$W + Lw$$

Bezeichnet man die Belastung der Längeneinheit des Gurtes durch Fördermaterial mit  $q$ , so wird der Gesamtwiderstand des Förderers:

$$Lqr = W + Lw$$

hieraus:

$$r = \frac{(W/q)}{L} + (w/q)$$

Demnach ist  $r$  nach hyperbolischem Gesetze von der Länge  $L$  abhängig. Hiermit ist auch die oben angeführte Formel von Amme, Giesecke & Konegen in Einklang.

<sup>23)</sup> Der Nenner ist mit 1000 bloss annähernd genau. Der gleiche Zahlenwert wird von Lincoln mit 990 angegeben. Die Abweichung von 1% ist aber praktisch ganz bedeutungslos.

<sup>24)</sup> Förderlänge und Länge des Förderers stimmen mit einander überein.

b) Abhängigkeit des Koeffizienten von der Bandbreite.

In Abb. 6 sind die Werte von  $r$ , wie sie von Hermanns, bzw. von Kemble-Baldwin angegeben sind, graphisch aufgetragen. Es zeigt sich eine praktisch lineare Abhängigkeit des Koeffizienten  $r$  von der Bandbreite  $B$ ; auch aus den Lincoln'schen Kurven (vergl. Abb. 5) ist eine Abhängigkeit zwischen  $r$  und  $B$  zu entnehmen.

Lincoln führt einen Koeffizienten (hier mit  $K$  bezeichnet) ein, durch den für eine betrachtete Bandbreite die Förderleistung (in tons/h) dividiert werden muss, um den Effektbedarf (des Motors) in HP zu ergeben<sup>18)</sup>. In den Tabellen IV und V sind hier die Werte von  $K$  angeführt, aus denen gleich die entsprechenden Werte von  $r$  ermittelt werden. Die zu Grunde gelegte Förderlänge beträgt  $L = 30,5$  m (100 Fuss). Es gilt die Beziehung:

$$N = \frac{GLr}{270} = \frac{\text{Förderleistung in tons/h}}{K}$$

Demnach ergibt sich:  $r = \frac{9.75}{K}$

Tabelle IV.

Werte von  $K$  und  $r$  für  $\gamma = 0,8$  t/m<sup>3</sup> (50 lbs/cub. ft) auf Grund der Angaben von Lincoln.

$B$ (in m)	0,305 (12 in.)	0,407 (16 in.)	0,508 (20 in.)	0,610 (24 in.)	0,761 (30 in.)	0,915 (36 in.)	1,067 (42 in.)	1,220 (48 in.)
$K$	33,0	35,0	37,0	38,0	41,5	42,5	43,6	44,0
$r$	0,295	0,278	0,264	0,256	0,234	0,229	0,224	0,222

Tabelle V.

Werte von  $K$  und  $r$  für  $\gamma = 1,6$  t/m<sup>3</sup> (100 lbs/cub. ft) auf Grund der Angaben von Lincoln.

$B$	0,305 (12 in.)	0,407 (16 in.)	0,508 (20 in.)	0,610 (24 in.)	0,761 (30 in.)	0,915 (36 in.)	1,067 (42 in.)	1,220 (48 in.)
$K$	50	50	50	54	61	64	67	70
$r$	0,195	0,195	1,195	0,180	0,160	0,152	0,145	0,139

Wie zu erwarten war, nimmt  $r$  mit wachsendem  $B$  ab. Es ist aus Abb. 6 zu ersehen, dass die nach den Angaben von Lincoln errechneten Werte von  $r$  grösser sind als die von Kemble-Baldwin angegebenen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei Kemble-Baldwin der Effektbedarf sich direkt auf die Antriebscheibe bezieht (mit Ausschluss des Vorgeleges), während die Lincoln'schen Angaben die Beziehungen zur Motorleistung zum Ausdruck bringen.

c) Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Bandgeschwindigkeit.

Genau genommen ist sowohl die Lagerreibung, als auch der Biegungswiderstand des Gurtes<sup>25)</sup> mit der Bandgeschwindigkeit veränderlich. Ferner wird beim Laufen des belasteten Gurtes über die Tragrollen ein Stoss auf das Fördergut einwirken, der in ihm Erschütterungen erzeugen wird, die bei grösserer Geschwindigkeit stärker sind und grössere Reibungsarbeiten im Innern des Materials bedingen, als bei kleinern Geschwindigkeiten. — Immerhin dürften die eine Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten mit der Geschwindigkeit bedingenden Einflüsse innerhalb des praktisch in Betracht kommenden Gebietes für die Bandgeschwindigkeit von untergeordneter Bedeutung sein. Tatsächlich gibt auch Lincoln in seiner oben erwähnten Studie in der Abb. 5 Kurvendarstellungen an, nach denen für eine bestimmte Bandbreite der Effektbedarf (wie auch die Förderleistung, vergl. S. 27) genau proportional der Bandgeschwindigkeit ist, was nur bei einem von der Geschwindigkeit unabhängigen Koeffizienten  $r$  möglich ist. (Auch wenn man aus den hier in Abb. 5 wiedergegebenen Lincoln'schen Kurvendarstellungen für die vier verschiedenen Geschwindigkeiten die Werte von  $r$  nach Formel (3) herausrechnet, erhält man bei ein und derselben Breite  $B$  annähernd gleiche Beträge.) Es dürfte also praktisch zulässig sein,  $r$  als von der Bandgeschwindigkeit unabhängig vorauszusetzen.

<sup>25)</sup> Vergl.: Hanffstengel, Fussnote 2, Bd. I, S. 100 ff.

d) Abhängigkeit des Koeffizienten von der Belastung des Gurtes.

Eine Abhängigkeit des Koeffizienten  $r$  von dieser spezifischen Belastung des Gurtes (hier mit  $q$  bezeichnet) ist schon deshalb zu erwarten, weil der Widerstand des Biegens des Gurtes um die Rollen mit  $q$  wächst<sup>26)</sup>. Hingegen ist hier aus der Kurvendarstellung in Abb. 6 zu erkennen, dass  $r$  mit wachsendem  $q$  abnehmen muss, da bei gleicher Bandbreite einem grösseren spezifischen Gewichte ein kleinerer Wert von  $r$  entspricht; und es wird  $q$  mit  $\gamma$  wachsen müssen. — Es scheint demnach die Veränderlichkeit des Biegungswiderstandes eine ganz untergeordnete Bedeutung zu haben neben der Tatsache, dass bei grösseren und leistungsfähigeren Maschinen die Widerstände relativ geringer ausfallen als bei kleinern Maschinen; und mit wachsendem  $q$  nimmt natürlich die Maschine an Grösse und Leistungsfähigkeit zu.

Die Grösse von  $q$  ist für eine gegebene Bandbreite zunächst von  $\gamma$ , dann aber von der Gestaltung des Gurtes, d. h. von der Grösse der Ausbauchung abhängig. (Vergl. auch unter e). Für eine gegebene Bandbreite und Bandgestaltung ist unter Zugrundelegung des maximalen Materialschichtquerschnittes die spezifische Belastung  $q$  durch  $\gamma$  gegeben. Eine gesetzmässige Abhängigkeit der Grösse  $r$  von  $q$  bzw.  $\gamma$ <sup>26)</sup> dürfte schwierig zu formulieren sein; es erscheint auch viel zweckmässiger, für verschiedene Materialien verschiedene Koeffizienten für die unter IV. aufgestellte Formel für  $r$  anzugeben, was auf Grund von Erfahrungsziffern leicht möglich ist. Es ist aber darauf zu achten, dass das spezifische Gewicht dabei nicht innerhalb zu weiter Grenzen angegeben wird, was zu Unklarheiten führen müsste. So ist z. B. in der oben erwähnten von Hermanns angeführten Tabelle das spezifische Gewicht einmal als 0,4 bis 1,2 t/m<sup>3</sup>, einmal als 1,2 bis 2 t/m<sup>3</sup> angegeben (vergl. Abb. 6). Einer jeden dieser Angaben entsprechen verschiedene Werte für  $r$  für eine bestimmte Bandbreite; bei einer Grösse von  $\gamma = 1,2$  t/m<sup>3</sup> ist also nicht zu erkennen, ob für  $r$  die grösseren oder kleineren Werte zu nehmen sind. — In dieser Hinsicht sind für die Praxis präzisere Angaben erforderlich.

e) Abhängigkeit des Koeffizienten vom Gurtprofil.

Abgesehen von der dadurch verursachten Veränderlichkeit von  $q$ , muss der Wert von  $r$  davon abhängen, ob ein Muldenband oder ein flaches Band zur Anwendung gelangt. Die Ausbauchung des Bandes wird eine entsprechende Vergrösserung des Reibungskoeffizienten bedingen, da die Durchbiegung des Bandes eine Widerstandsüberwindung erfordert. Es wird am einfachsten sein, den Einfluss der Bandausbauchung, gerade so wie den Einfluss der spezifischen Belastung  $q$  für verschiedene Betriebsverhältnisse und Gurtanordnungen (Grösse der Ausbauchung etc.), durch verschiedene Koeffizienten für die im folgenden angegebene Formel für  $r$  zum Ausdruck zu bringen.

IV. AUFSTELLUNG EINER NEUEN FORMEL FÜR DEN REIBUNGS-KOEFFIZIENTEN.

Aus den unter III. vorgenommenen Diskussionen kann man erkennen, dass für die Praxis eine Formel für  $r$  ausreichen dürfte, in der eine Abhängigkeit von der Bandbreite  $B$  und von der Länge  $L$  zum Ausdruck gelangt. Wie aus der Abb. 6 zu ersehen ist, wird es für mittlere Werte von  $B$  (etwa von 0,3 bis 1,0 m) zulässig sein,  $r$  in Abhängigkeit von  $B$  als eine lineare (mit  $B$  abnehmende) Funktion darzustellen. Die Abhängigkeit von  $L$  wird, wie unter III. a), gezeigt wurde, einen hyperbolischen Charakter

<sup>26)</sup> Für diese Abhängigkeit wäre ein hyperbolisches Gesetz zu erwarten. Ist nämlich das Band nicht belastet, d. h.  $G = 0$  und  $q = 0$ , so wird für die Vorwärtsbewegung des Gurtes dennoch Kraft verbraucht. (Angaben über den Effektbedarf hierfür sind in der oben erwähnten Studie von Lincoln (vergl. auch „Stahl und Eisen“) in einer Kurvendarstellung ( $N$  in Abhängigkeit von  $B$ ) niedergelegt). — Nach Gleichung (3) muss nun, da  $N$  verschieden von Null ist,  $r = \infty$  sein, wenn  $G = 0$  ist. Die  $r$ -Koordinatenaxe ist somit eine Asymptote für  $r$  als Funktion von  $q$ , und  $r$  nimmt mit wachsendem  $q$  ab.

aufweisen. Demnach wird sich für  $r$  die folgende Darstellung eignen:

$$r = a - \beta B + \frac{\lambda}{L} \dots \dots \dots (4)$$

Hierin sind nun die Werte von  $a$ ,  $\beta$  und  $\lambda$  anzugeben.

Aus Abb. 6 ist zu erkennen, dass für Bandbreiten von etwa 0,3 bis 1,0 m man für alle dort betrachteten Verhältnisse durchschnittlich eine ganz bestimmte Neigung für die  $r$ -Kurven (ungefähr gerade Linien) annehmen kann, die etwa durch die Gerade  $g$  zum Ausdruck kommt. Damit ist ein Mittelwert für  $\beta$  festgelegt. Für eine bestimmte Länge  $L$  ergibt sich dann nämlich:

$$r_{(B=0,3)} - r_{(B=1,0)} = \Delta = 0,07$$

Nach Formel (4) ist aber:

$$r_{(B=0,3)} - r_{(B=1,0)} = -\beta(0,3 - 1,0)$$

somit:

$$0,07 = 0,7\beta$$

d. h.:

$$\beta = \sim 0,1 \text{ (Dimension: 1/m)}$$

Zur Ermittlung von  $\lambda$  kann man sich etwa auf die Angabe im oben erwähnten Artikel von Hermanns stützen, wonach für  $r$  bei Längen  $L < 15,25$  m ein Zuschlag von 20%, bei Längen  $L$  von 15,25 bis 30,5 m ein Zuschlag von 10% zu machen ist. Betrachtet man in der Kurvendarstellung in Abb. 6 die Kemble-Baldwin'schen Werte für  $r$ , so kann man im Mittel etwa 0,15 annehmen. Demnach würde der Zuschlag 0,03 bzw. 0,015 betragen. Mit wachsender Länge wird dieser Zuschlag abnehmen und sich schliesslich dem Werte 0 nähern müssen. In unserer Formel (4) stellt somit das Glied  $\frac{\lambda}{L}$  diesen Zuschlag dar. —

Es sei etwa für  $L = 10$  m der Wert  $\frac{\lambda}{L}$  genau gleich 20% des oben betrachteten Mittelwertes von  $r$ , also

$$\frac{\lambda}{L (L=10 \text{ m})} = 0,03$$

dies ergibt:

$$\lambda = 0,3 \text{ (Dimension: m)}$$

der Zuschlag  $\frac{\lambda}{L}$  wird nun gleich 10% des betrachteten Mittelwertes, wenn  $L$  einen Wert annimmt, der sich ergibt aus der Gleichung:

$$\frac{\lambda}{L} = \frac{0,3}{L} = 0,015$$

Es wird hierfür:

$$L = 20 \text{ m (zwischen 15,25 und 30,5 liegend).}$$

Man kann also  $\lambda = 0,3$  gelten lassen. Freilich erhebt diese Angabe keinen Anspruch auf Präzision; sie entspricht nur dem von Hermanns angeführten Zuschlag; man könnte vielleicht unter Zugrundelegung der Formel von Amme, Giesecke & Konegen eine genauere Ermittlung von  $\lambda$  nach der gleichen Methode vornehmen, immerhin wird es am besten sein, sich auf direkte Erfahrungsziffern zu stützen. Wird die Länge  $L$  kleiner als 10 m, ergeben sich z. B. grosse Fehler; praktisch kommen aber so kurze Gurtförderer kaum in Betracht.

Die versuchsweise ermittelten Werte von  $\beta$  und  $\lambda$  dürften, wie man aus der Betrachtung der Kurvendarstellung in Abb. 6 unter Vergegenwärtigung der vorangegangenen Diskussion schliessen kann, für die verschiedenen Betriebsverhältnisse ziemlich allgemeine Gültigkeit haben. — Die Einflüsse der Ausbauchung des Gurtes und der Grösse von  $q$  (bzw.  $\gamma$ ) werden zweckmässigerweise ausschliesslich durch Angabe von verschiedenen Werten für  $a$  zum Ausdruck gebracht werden. — Hier soll nun beispielsweise für  $\gamma = 0,8$  und ein Muldenband mit einem Ausbauchungswinkel von 30° ( $\psi = \sim 1,7$ ) der Wert von  $a$  ermittelt werden. Für  $L = 100$  Fuss = 30,5 m und  $B = 0,7$  m ergibt sich nach Abb. 6 ein Wert  $r = \sim 0,24$ . Unter Benützung der Formel (4) mit den eben ermittelten Werten für  $\beta$  und  $\lambda$  erhält man:

$$0,24 = a - 0,1 \cdot 0,7 + \frac{0,3}{30,5}$$

Hieraus:

$$a = 0,30$$

Als Ergebnis dieser Erörterungen kann folgende einfache, wissenschaftlich befriedigende Formel für den Effektbedarf von Gurtförderern angegeben werden:

$$N = \frac{GLr}{270} \quad \left. \begin{array}{l} \text{worin:} \\ r = a - 0,1B + \frac{0,3}{L} \end{array} \right\} (5)$$

Hierin ist  $a = 0,3$  zu setzen, wenn das spezifische Gewicht des Fördergutes  $0,8 \text{ t/m}^3$  und der Ausbauchungswinkel des Gurtes (Muldenband)  $30^\circ$  beträgt.

Die Verschiedenheit von  $\gamma$  bei verschiedenen Materialien und die Abweichungen in Bandgestaltung und konstruktiver Durchbildung der ganzen Maschine sind am besten allein in dem Koeffizienten  $a$  zum Ausdruck zu bringen. Für  $\beta$  und  $\lambda$  sind für die verschiedensten Betriebsbedingungen praktisch die gleichen Werte ( $\sim 0,1$  bzw.  $\sim 0,3$ ) zu erwarten.

### Die Grossmarkthalle Frankfurt a. M.

Der Eröffnungs-Denkschrift (siehe unter Literatur S. 192, 13. April d. J.), entnehmen wir folgende Angaben.

Die Frankfurter Grossmarkthalle vereinigt die bisher an einzelnen verstreuten Plätzen abgehaltenen Märkte. Sie ist vor allem dem Grosshandel bestimmt, besonders in Obst und Gemüse, wofür Frankfurt ein Hauptumschlagsplatz, auch für die Reexpedition nach Nordwestdeutschland darstellt. Da die Halle die weitem Entwicklungsmöglichkeiten dieses Handels in ihren Dimensionen berücksichtigt, sind vorläufig auch Kleinhändler einbezogen worden. Wichtig waren grosse Parkplätze für Fahrzeuge jeder Art, und grosse Bahnanlagen; die Lage unmittelbar am Main wird später, nach dessen Kanalisierung, direkte Schiffsentladung ermöglichen (Abb. 1 bis 3). Dem Umschlagverkehr mit Obst und Gemüse dient eine besondere, mit eigener Bahnanlage versehene Importhalle.

Die Grossmarkthalle ist 250 m lang und 50 m breit bei einer lichten Höhe von 17 m im Unterzug, 23 m im Tonnenscheitel. Drei Längsstrassen erlauben die Einfahrt von Fahrzeugen, acht Tore in beiden Langseiten stellen die Verbindung zwischen den Verkaufständen auf der einen, dem Aufstellplatz für Fahrzeuge auf der andern Seite dar. Die Galerien dienen nicht dem Verkauf, sondern sollen nur dem Käufer zu Beginn des Marktes einen Ueberblick über das Angebot ermöglichen. Die zwei durch den Raum gespannten Brücken dienen dem gleichen Zweck, und ausserdem als Café-Terrassen. Unter dem ganzen Gebäude liegt ein Lagerkeller, mit der Halle durch Treppen und Aufzüge, mit der Strasse durch Rampen verbunden, die auch von grossen Lastfahrzeugen befahren werden können.

Der westliche Kopfbau (Abb. 2 und 3), in dem die Einfahrt liegt, enthält in sieben Geschossen Marktverwaltung, Marktkasse, Bankagenturen, und vermietbare Bureauräume. Der östliche Kopfbau ist ein Kühlhaus mit rund  $3000 \text{ m}^2$  geschlossenen Kühlraums in sechs Geschossen; die Maschinenanlage von drei liegenden Einzylinder-Ammoniak-Kompres-



Abb. 1. Die Frankfurter Grossmarkthalle, Fliegerbild aus Norden, gegen den Main.

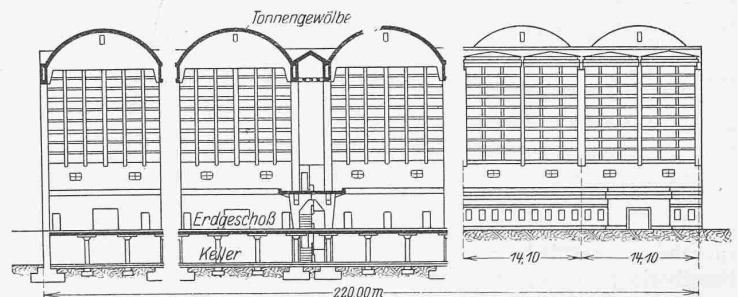


Abb. 5. Längsschnitt und Teilansicht. — Masstab 1 : 800.

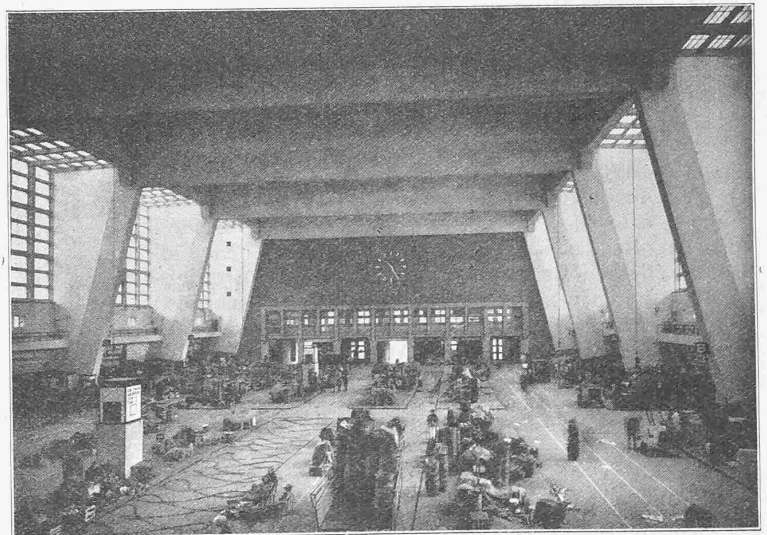


Abb. 4. Blick in das Innere der Grossmarkthalle.

soren, die eine Temperatur bis zu  $-6^\circ$  erzielen, liegt im Keller. Neben dem Maschinenraum ist eine Eisfabrik angeordnet, die täglich 200 Zentner Kunsteis in Blöcken zu je 25 kg liefert. Beiden Kopfbauten sind gegen Süden niederere Flügelbauten vorgelagert, die im Erdgeschoss Restaurants mit Küche enthalten, eine Filiale der Sparkasse, Reichsbahn-Güter-Annahme und -Abfertigung, sowie sonstige Bureaux, in den Obergeschossen 25 Wohnungen für Direktion, Beamte und Angestellte der Markthalle.

Zwischen diesen vorspringenden Anbauten ist der ganzen Südseite der Markthalle eine Bahnhalle vorgebaut