

„HÜTTE“
DES INGENIEURS TASCHENBUCH.

HERAUSGEGEBEN
VOM
AKADEMISCHEN VEREIN HÜTTE.

ZWANZIGSTE AUFLAGE.

ABTEILUNG II.

BERLIN 1908.
VERLAG VON WILHELM ERNST & SOHN.

„HÜTTE“
DES INGENIEURS TASCHENBUCH.

Die Abmessungen der Brems Scheibe können nach C. Bach bestimmt werden aus

$$b d \geq \frac{75 N_e}{w}$$

worin

- d der Durchmesser der Brems Scheibe in cm,
- b die Breite der Bremsklötze in cm (meist = dem 1,5-fachen Wellendurchmesser),
- w bis 0,5 bei Luftkühlung,
- w bis 2,5 bei Wasserkühlung,
- w bis 5 bei Wasserkühlung, großen Geschwindigkeiten und kleinen Flächendrücken.

Statt der Bremsbacken werden insbesondere auch bei großen Leistungen Bremsbänder verwendet.

Bei dem Bremsdynamometer von Navier (Abb. 2) ergibt sich, wenn P der auf der Federwaage abzulesende Zug in kg ist, r in m, Q in kg, ferner n u/min, die abgebremste Nutzleistung zu

$$N_e = \frac{2 \pi r n (Q - P)}{60} = 0,001396 r n (Q - P) \text{ PS.}$$

Um das Nachregeln von Hand bei Veränderung der Reibung zu vermeiden, werden selbstspannende und -lösende Dynamometer angewandt (Inray, Bandbremsdynamometer von Brauer s. Abb. 3).

2) Zur Bestimmung der von einer Kraftmaschinenwelle an eine Arbeitsmaschine abgegebenen Arbeit (Leistung) dienen die **Transmissionsdynamometer**. Die meisten von ihnen geben die Kraft an, mit welcher die von der Kraftmaschine getriebene Riemenscheibe an einer Drehung gegenüber der die Arbeitsmaschine antreibenden Scheibe oder Welle verhindert wird. Diese Kraft wird durch ein Hebelgetriebe, mit dem während des Ganges eine verschiedene Belastung eingestellt werden kann (Fischinger), oder durch die an einer Skala ablesbaren Federspannungen (Rateau) gemessen. Aus deren Hebelarm r in m, der Kraft U in kg und n u/min ergibt sich

$$N_e = 0,001396 r n U \text{ PS.}$$

Bei dem Dynamometer von Hefner-Alteneck treibt der Riemen von der Kraftmaschine unmittelbar auf die Arbeitsmaschine, und die Leistung wird aus den Riemen Spannungen bestimmt (s. Abb. 4). (Nachteil: durch großes Gewicht unhandlich.) Ist d in m der Durchmesser der getriebenen Scheibe (Arbeitsmaschine), n deren minutliche Umlauf-

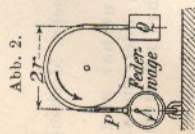


Abb. 2.

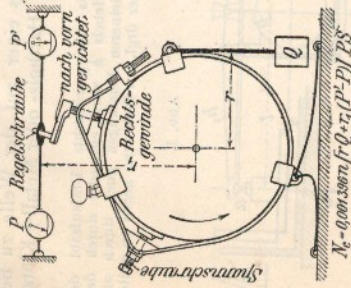


Abb. 3.

sahl, so ist (ohne Berücksichtigung der Reibung im Dynamometer) die übertragene Leistung

$$N_e = \frac{\pi d n}{60} \frac{Z b}{75 a \sin \alpha} \text{ PS;}$$

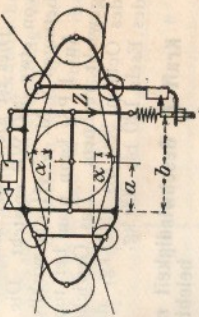
a und b in m, Z in kg und α s. Abb. 4.

3) In vielen Fällen läßt sich die von einer Kraftmaschine abgegebene Leistung durch die von ihr angetriebenen **Dynamomaschine**, deren Wirkungsgrad bekannt ist, messen, und umgekehrt die von einer Arbeitsmaschine benötigte Arbeit (Leistung) durch die elektrisch leicht zu messende Arbeitsaufnahme des Antriebmotors.

Die **indizierte Leistung** einer Kolbenkraftmaschine wird durch den **Indikator** gemessen, der den Druckverlauf im Zylinder aufzeichnet, wovon die mittlere indizierte Druck und damit die indizierte Leistung bestimmt werden.

Abb. 4.

Ausgleichsgerichte



I. BELEBTE MOTOREN.

Die tägliche Arbeit A eines belebten Motors (s. Abt. I, Mechanik) erreicht bei einer ausgeübten mittleren Kraft P in kg, einer mittleren Geschwindigkeit v in m/sk des Angriffspunktes von P in der Richtung von P und einer mittleren wirklichen Arbeitszeit t in sk einen größten Wert (die günstigste Arbeitsleistung)

$$A = P v t \text{ mkg.}$$

Ist die Geschwindigkeit, mit welcher der belebte Motor arbeitet, v_1 (statt v) und die tägliche Arbeitszeit t_1 (statt t), so ist nach Maschek in diesem Falle die ausgeübte mittlere **Kraft**

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t} \right) P.$$

Leistung eines kräftigen Mannes am Hebel der Feuerspritze bei einer Arbeitszeit von 2 Minuten bis zu 0,5 PS; i. M. 0,36 PS an Wagenspritzen, 0,38 PS an Abprotzspritzen.*)

Nach Rziha***) ist als Mittelwert von 30 unabhängigen Beobachtungen der verschiedenartigsten Beschäftigungen mittelkräftiger Arbeiter (von 65 bis 80 kg Gewicht) bei 12-stündigen Schichten, also etwa

*) Vgl. C. Bach, Die Konstruktion der Feuerspritzen, S. 90 und 91; Stuttgart 1883.
**) Vgl. F. Rziha, Die mittlere Leistung eines Arbeiters, Z. d. V. d. I. 1894 S. 642.

10-stündiger wirklicher Arbeitszeit, die mittlere **menschliche Nutzleistung** zu setzen:

$N_e = 1/21$ PS oder $A = (75 : 21) \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 = 128\,570$ mkg.
Dies ist gleich der mechanischen Arbeit, die durch die Umsetzung von etwa 300 WE entsteht. Die durch Ermüdung verursachten Pausen betragen i. M. 35 vH der wirklichen Arbeitszeit.

Auf 1 PS_e kann man bei tierischen Motoren etwa 720 kg Lebendgewicht rechnen. Das Gewicht des Pferdes ist 300 bis 600 kg, das des Ochsen 900 bis 1300 kg, das des Maulesels 200 bis 350 kg, das des Esels 120 bis 200 kg.

Kraft P, Geschwindigkeit v, Leistung E und Tagesarbeit A belebter Motoren.

(Wirkliche Arbeitszeit t = 8 st = 28 800 sk.)

Motor ohne oder mit Maschine	P kg	v m/sk	E = P·v mkg/sk	A = 28 800 P·v mkg
Mann, ohne Maschine	15	0,8	12	345 600
" an Hebel	5	1,1	5,5	158 400
" an der Kurbel**)	10	0,8	8	230 400
" an der Handramme	14	0,45	6,3	181 440
" am Göpel	12	0,6	7,2	207 300
" am Haspelseil	25	0,3	7,5	216 000
" an der Zugkette	30	0,4	12	276 480
Pferd, ohne Maschine	64	0,15	9,6	276 480
" am Steigrad	60	1,25	75	2 160 000
" am Göpel**)	45	0,9	40,5	1 166 400
Ochse, ohne Maschine	60	0,8	48	1 382 400
" am Göpel	65	0,6	39	1 123 200
Maulesel, ohne Masch.	50	1,1	55	1 584 000
" am Göpel	30	0,9	27	777 600
Esel, ohne Maschine	40	0,8	32	921 600
" am Göpel	14	0,8	11,2	322 560

Nach Lechalas***) ist auf Strafsen, wenn Q das Gewicht des Pferdes in kg, W das Wagengewicht in kg, L das Gewicht der Ladung (die Nutzlast) in kg, μ die Zahl der Gesamtreibung für Strafsenfuhrwerke und s = tg α ~ sin α das Steigungsverhältnis einer Strafsenstrecke bedeutet, die **Zugkraft des Pferdes** in kg (bei 10-stündiger täglicher Arbeitszeit)

$$P = G(\mu \pm s) \pm Qs, \quad \text{wenn } G = W + L;$$

mithin die Zugkraft (in kg) für 100 kg der Bespannung

$$p = \frac{100P}{Q} = 100 \left[\frac{G}{Q} (\mu \pm s) \pm s \right].$$

*) Nach A. Riedler ist für ununterbrochene Föderung an der Kurbel P = 7 bis 8 kg, v = 0,9 m/sk, also E = 6,3 bis 7,2 mkg/sk, A = 181 440 bis 207 360 mkg.
**) Die Zugdünnne (Schwengel) seien 4,5 bis 6 m lang.
***) Vgl. M. Lechalas, Mémotre sur le roulage, Annales des ponts et chaussées 1879 S. 364 u. f.; ferner Z. B. 1888 S. 544.

In der nachfolgenden Tafel sind die den Zugkräften p = 0 bis p = 50 kg entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten v in m/sk angegeben. Es ist annähernd

$$v = 0,21 (5 - 0,1 p) + 0,007 (5 - 0,1 p)^3.$$

Für p = 20 kg ist v = 0,8 m/sk; dabei erreicht die sekundliche Arbeitsleistung ihren Höchstwert pv = 16 mkg/sk. Voraussetzung ist ein Pferd von 375 bis 400 kg Gewicht. Es werden also die Beförderungskosten am geringsten, wenn p = 20 kg, d. h. wenn die Zugkraft P etwa ein Fünftel des Bespannungsgewichtes Q ist; hier- nach ist das günstigste Verhältnis G : Q zu bestimmen.

p	v	p	v	p	v	p	v	p	v	p	v
0	1,94	6	1,58	12	1,22	18	0,885	24	0,65	30	0,47
1	1,88	7	1,52	13	1,16	19	0,84	25	0,62	32	0,415
2	1,82	8	1,45	14	1,11	20	0,80	26	0,59	35	0,34
3	1,76	9	1,39	15	1,05	21	0,76	27	0,56	40	0,215
4	1,70	10	1,33	16	0,985	22	0,72	28	0,53	45	0,165
5	1,64	11	1,27	17	0,93	23	0,68	29	0,50	50	0,00

In Bremsgefällen, d. h. da, wo p negativ wird, kann erfahrungsgemäß nur eine Geschwindigkeit von v = 1,66 m/sk in Rechnung gezogen werden.

Soll nicht gebremst, also p oder P nicht negativ werden, so darf das stärkste Gefälle nicht größer sein als

$$s_m = G\mu$$

$$= G + Q.$$

Eine angenäherte Beziehung zwischen Gesamt- und Nutzlast folgt aus

$$L = \frac{G - 30}{1,3}.$$

Die Last G, die ein Pferd auf ebener Bahn mit einspannigen Wagen fortbewegen kann, nimmt ab

an einem zweispännigen Wagen um 2,2 vH, an einem fünfspännigen Wagen um 27 vH, an einem dreispännigen Wagen um 13 vH, an einem sechsspännigen Wagen um 36 vH, an einem vierspännigen Wagen um 20 vH, an einem achtspännigen Wagen um 50 vH.

Bei gut geleiteten, gleichmäÙig eingefahrenen sowie annähernd gleichwertigen guten Pferden dürfen vorstehende Zahlen um etwa ein Viertel bis ein Drittel verringert werden.