

## IV. ABSCHNITT.

### Die Berechnung der Dampfmaschinen.

§ 23.

#### Bestimmung der Leistung oder Hauptabmessungen einer Maschine.

Es bezeichnet im Folgenden bei einer Dampfmaschine  $N_n$  die effektive oder Nutzleistung (gemessen an der Kurbelwelle),

$N_i$  die indizierte Leistung (gemessen im Cylinder) in Pferdestärken,

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$  den Wirkungsgrad,

$O$  die nutzbare Kolbenfläche in qcm,

$D$  die Cylinderbohrung in cm,

$S$  den Kolbenhub in m,

$n$  die Umdrehungszahl in der Minute,

$c_m$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m für die Sekunde, das ist die konstant gedachte Geschwindigkeit, welche einen einfachen Kolbenhub in derselben Zeit zurücklegt wie die wirkliche, veränderliche Geschwindigkeit des Kolbens,

$p_i$  die mittlere indizierte Spannung, das ist diejenige konstant gedachte Spannung, welche während eines einfachen Hubes dieselbe Leistung erzielt wie der wirklich vorhandene, veränderliche Dampfüberdruck auf beiden Seiten des Kolbens,

$p_k$  die absolute Kesselspannung in Atm,

$p$  die absolute Dampfeintrittsspannung zu Beginn des Kolbenhubes in Atm,

$p_x$  die absolute Expansionsendspannung in Atm (die Expansion bis an das Ende des Hubes gehend gedacht),

$p_e$  die absolute Dampfaustrittsspannung in Atm,

$p_3$  die absolute Kompressionsendspannung in Atm,

$e = \frac{S_1}{S}$  den Füllungsgrad der Maschine, bei Mehrzylindermaschinen bezogen auf den grossen Cylinder,

$M$  die Länge des schädlichen Raumes, bezogen auf die nutzbare Kolbenfläche  $O$ .

Für die Leistung einer Dampfmaschine besteht die Beziehung

$$N_n = \eta \cdot N_i = \eta \frac{O \cdot p_i \cdot c_m}{75} \dots \dots \dots 50$$

Diese Gleichung gilt nicht nur für Eincylinder-, sondern auch für Mehrzylindermaschinen, im letzteren Falle natürlich unter der Bedingung, dass bei Zwillingsmaschinen  $O$  die nutzbare Kolbenfläche beider Cylinder, bei Mehrmal-Expansionsmaschinen  $O$  diejenige des grossen Cylinders, sowie  $p_i$  die indizierte Spannung aller Cylinder zusammen und bezogen auf die nutzbare Kolbenfläche und den Hub des grossen Cylinders ist.

Mit Hilfe der vorstehenden Hauptgleichung 50 lassen sich nun alle in der Praxis vorkommenden Aufgaben zur Berechnung der Dampfmaschinen, soweit solche im vorliegenden Paragraphen behandelt werden soll, lösen. Diese Aufgaben können in der Hauptsache in die beiden folgenden zusammengefasst werden.

a) Es ist die Leistung einer vorhandenen (oder vorhanden gedachten) Dampfmaschine von gegebenen Abmessungen und Betriebsverhältnissen zu berechnen.

Hierzu kann die Gleichung 50 ohne weiteres benutzt werden. Als gegeben hat man in einem solchen Falle  $D$ ,  $S$ ,  $n$ , sowie  $p_k$  bzw.  $p$ ,  $p_e$  und  $e$  zu betrachten. Mit Hilfe der ersten drei Grössen lässt sich dann  $\eta$ ,  $O$  und  $c_m$ , mit Hilfe der letzten drei  $p_i$  ermitteln, wie dies im Nachstehenden genauer erklärt ist.

b) Es sind die Hauptabmessungen einer zu entwerfenden Dampfmaschine zu bestimmen, die bei bestimmter Kessel- oder Dampfeintrittsspannung eine verlangte Leistung liefert.

Als gegeben hat man in diesem Falle  $p_k$  bzw.  $p$  und  $N_n$  zu betrachten. Man berechnet dann die erforderliche nutzbare Kolbenfläche  $O$  aus Gleichung 50, welche für diese den Wert

$$O = 75 \frac{N_n}{\eta \cdot p_i \cdot c_m} = 75 \frac{N_i}{p_i \cdot c_m} \dots \dots \dots 51$$

gibt, indem man in der später angegebenen Weise  $\eta$ ,  $c_m$

wählt und  $p_i$  bestimmt. Aus der nutzbaren Kolbenfläche folgt dann die Cylinderbohrung  $D$  und bei gewähltem Hubverhältnis  $\frac{100S}{D}$  oder angenommener Umdrehungszahl  $n$  auch der Hub  $S$ , worüber nachstehend ebenfalls die nötigen Angaben gemacht sind.

**1. Die mittlere indizierte Spannung  $p_i$ .**

Dieselbe lässt sich entweder durch Rechnung oder als mittlere Ordinate des Indikator-Diagrammes bestimmen.

Durch **Rechnung** ergibt sich

$$p_i = k \cdot p - k' \cdot p_e \dots \dots \dots 52$$

wenn  $k$  der Koeffizient der mittleren Hinterdampfspannung  $k \cdot p$ ,  $k'$  derjenige der mittleren Vorderdampfspannung  $k' \cdot p_e$  ist. Es ermittelt sich angenähert, nämlich unter Vernachlässigung des Dampfverein- und Dampfaustrittes, und unter Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes für die Expansion und Kompression,

$$k = \alpha e + \beta \left( e + \frac{M}{S} \right) \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}} \dots \dots 53a$$

nach welcher Gleichung für  $\alpha = 0,96$  und  $\beta = 0,92$  die 1. Tabelle auf Seite 93 berechnet ist, sowie

$$k' = 1 + \frac{M}{S} + \frac{p_3}{p_e} \frac{M}{S} \left( \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} - 0,9 \right) \dots 53b$$

mit welcher Beziehung die 2. Tabelle daselbst bestimmt wurde.

Die Gleichung 53a erhält man in der folgenden Weise.

Für 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche ist die Arbeit, welche der Dampf verrichtet, während des Dampfeintrittes, wenn  $\alpha p$  die mittlere Spannung während desselben bezeichnet,

$$\alpha p \cdot S_1,$$

während der Expansion, bei der der Dampf von der Anfangsspannung  $\beta p$  und dem Anfangsvolumen  $M + S_1$  auf das Endvolumen  $M + S$  expandiert, nach Gleichung 10

$$\beta p (M + S_1) \ln \frac{M + S}{M + S_1},$$

also die Arbeit des Dampfes hinter dem Kolben während eines einfachen Hubes

$$\alpha p \cdot S_1 + \beta p (M + S_1) \ln \frac{M + S}{M + S_1}.$$

Die konstant gedachte mittlere Hinterdampfspannung würde während eines einfachen Hubes die Arbeit

$$k \cdot p \cdot S$$

verrichten. Durch Gleichsetzung ergibt sich

$$k \cdot p \cdot S = \alpha p \cdot S_1 + \beta p (M + S_1) \ln \frac{M + S}{M + S_1},$$

oder

$$k = \alpha e + \beta \left( e + \frac{M}{S} \right) \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}}.$$

1) Auf Seite 68 bei der Kondensation ist  $k$ , um einfache Ausdrücke zu bekommen, für  $\alpha = \beta = 1$  und  $e$  anstatt  $e + \frac{M}{S}$  in der Klammer entwickelt.

Für die vordere Kolbenseite beträgt für 1 qcm die Arbeit, welche zu verrichten ist, beim Dampfaustritte während des Weges  $S_3$

$$p_e \cdot S_3,$$

bei der Kompression, bei der der Dampf von der Anfangsspannung (rund)  $1,1 p_e$  und dem Anfangsvolumen  $M + S - S_3$  auf die Endspannung  $p_3$  und das Endvolumen  $M$  komprimiert wird,

$$1,1 p_e (M + S - S_3) \ln \frac{M + S - S_3}{M},$$

also die ganze Arbeit vor dem Kolben während eines einfachen Hubes

$$p_e \cdot S_3 + 1,1 p_e (M + S - S_3) \ln \frac{M + S - S_3}{M},$$

oder, da

$$1,1 p_e (M + S - S_3) = p_3 \cdot M,$$

also auch

$$S_3 = M + S - \frac{p_3}{1,1 p_e} M$$

und

$$\frac{M + S - S_3}{M} = \frac{p_3}{1,1 p_e}$$

ist, auch die erwähnte Arbeit

$$p_e \left( M + S - \frac{p_3}{1,1 p_e} M \right) + p_3 \cdot M \cdot \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} \\ = p_e (M + S) + p_3 \cdot M \left( \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} - 0,9 \right).$$

Die konstant gedachte mittlere Vorderdampfspannung  $k' \cdot p_e$  würde während eines einfachen Hubes die Arbeit

$$k' \cdot p_e \cdot S$$

zu ihrer Überwindung verlangen. Durch Gleichsetzen beider Arbeiten ergibt sich

$$k' \cdot p_e \cdot S = p_e (M + S) + p_3 \cdot M \left( \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} - 0,9 \right),$$

oder

$$k' = 1 + \frac{M}{S} + \frac{p_3}{p_e} \frac{M}{S} \left( \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} - 0,9 \right).$$

Bei Benutzung der Gleichungen 52 und 53 zur Bestimmung von  $p_i$  sind die folgenden Angaben zu beachten.

Der aus Gleichung 52 berechnete Wert ist mit Rücksicht auf die etwa stattfindenden Abweichungen von der für die Berechnung zu Grunde gelegten Dampfverteilung, sowie auf die bei Mehrzylindermaschinen etwa eintretenden Arbeitsverluste durch Spannungsabfall zwischen den einzelnen Cylindern noch mit einem Koeffizienten zu multiplizieren. Derselbe lässt sich natürlich nur schätzungsweise angeben und dürfte

für Eincylindermaschinen zwischen 0,9 und 0,96,

für Mehrmal-Expansionsmaschinen mit zwei Cylindern zwischen 0,83 bis 0,92,

für solche mit drei Cylindern zwischen 0,8 und 0,9 bei guter Ausführung und Einstellung schwanken.

Ist die Dampfeintrittsspannung  $p$  nicht bekannt, sondern die Kesselspannung  $p_k$ , so kann in die Rechnung bei mittleren Verhältnissen

$p = 0,87 p_k - z$  für Maschinen mit fester Füllung und Einwirkung des Regulators auf ein Drosselventil,

$p = 0,92$  bis  $0,95 p_k - z$  für solche mit vom Regulator beeinflusster Steuerung

eingeführt werden, wenn  $z$  der Spannungsabfall in der Leitung ist.

Nach Prof. Gutermuth bestimmt sich der Spannungsabfall in der Leitung aus

$$z = \frac{15}{10^6} \gamma \frac{1}{d} v^2,$$

wenn  $\gamma$  das Gewicht von 1 cbm Dampf von der in der Leitung herrschenden mittleren Spannung in kg (siehe die Tabelle auf Seite 12),

l die Länge der Leitung in m,

d der Durchmesser derselben in cm,

v die mittlere sekundliche Geschwindigkeit des Dampfes in der Leitung in m

ist. Bei nicht zu langer Leitung dürfte z gewöhnlich  $\frac{1}{2}$  Atm nicht überschreiten.

Die Dampfaustrittsspannung beträgt im Mittel

$p_e = 1,1$  bis  $1,2$  Atm bei Auspuff- und

$p_e = 0,15$  bis  $0,3$  Atm bei Kondensationsmaschinen.

Die Werte k und k' in Gleichung 53a bzw. b bedürfen einer Korrektur, wenn die Expansion bzw. Kompression bei Eincylindermaschinen nicht nach dem Mariotteschen Gesetze vor sich geht. Mit Bezug auf das auf Seite 25 bzw. 28 hierüber Gesagte kann dies hinsichtlich der Expansion in der Weise geschehen, dass man den Füllungsgrad e und den Koeffizienten  $\frac{M}{S}$  bei Maschinen mit Dampfmantel gleich oder etwas grösser, bei solchen ohne Dampfmantel etwas kleiner als tatsächlich annimmt. Hinsichtlich der Kompression kann man die Korrektur in der Weise vornehmen, dass man bei Maschinen mit Dampfmantel oder hohen Kompressionsgraden den Wert  $\frac{p_3}{p_e}$  etwas höher in Rechnung stellt.

Die Koeffizienten  $\alpha$  und  $\beta$  in Gleichung 53a sollen die während des Dampfeintrittes stattfindende Drosselung des Dampfes berücksichtigen. Es beträgt ungefähr

$$\beta = 0,85 \text{ bis } 0,96 \text{ und } \alpha = 0,5 (1 + \beta)$$

je nach der Grösse der Kanaleröffnung und der Schnelligkeit des Kanalschlusses durch die Steuerung. Die 1. Tabelle auf Seite 93 giebt k für  $\alpha = 0,96$  und  $\beta = 0,92$ , was bei guten Präzisionssteuerungen wohl zutreffen dürfte.

Der Koeffizient  $\frac{M}{S}$  des schädlichen Raumes ist bei Maschinen mit normalem Hube

5 bis 8 % für Flachschieber und Ventile,

0,8 bis 4 % für Rundschieber,

7 bis 10 % für Kolbenschieber,

kann aber bei Maschinen mit kurzem Hube (Schnellläufer) bis auf das ein- und einhalbfache dieser Werte steigen.

Den Füllungsgrad e einer zu entwerfenden Maschine wählt man vorteilhaft gleich dem in § 15 näher erklärten besten normalen Werte. Anhalt für letzteren giebt die 3. Tabelle auf Seite 93, aus der die grösseren Werte für kleinere Maschinen und niedrige Brennmaterialpreise, die kleineren dagegen für grosse Maschinen und teureres Brennmaterial genommen werden können. Zugleich sind in der Tabelle die entsprechenden Werte der Expansionsendspannung  $p_x$  angegeben.

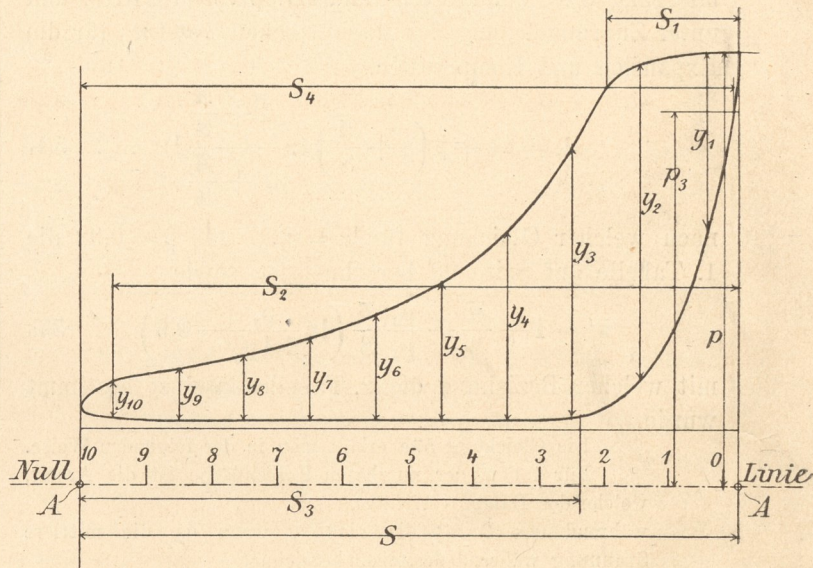
Als **mittlere Ordinate** kann  $p_i$  aus dem einer vorhandenen Maschine entnommenen Indikator-Diagramm in der folgenden Weise ermittelt werden. Man teilt nach Fig. 91 des Textes die Grundlinie AA in 10 (allgemein n) gleiche Teile und entnimmt die Ordinaten  $y_1, y_2, \dots, y_{10}$  ( $y_n$ ) in der Mitte eines jeden dieser 10 (n) Teile. Es ist dann in dem gewählten Kräfte-massstabe

$$p_i = \frac{y_1 + y_2 + \dots + y_{10} \text{ bzw. } y_n}{10 \text{ bzw. } n}.$$

Nach der Simpsonschen Regel erhält man, wenn  $y_0, y_1, y_2, \dots, y_{10}$  die Ordinaten des Diagrammes in den 10 Teilpunkten selbst sind,

$$p_i = \frac{1}{30} [y_0 + y_{10} + 4(y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9) + 2(y_2 + y_4 + y_6 + y_8)].$$

Fig. 91.



Steht bei einer vorhandenen Maschine das Indikator-Diagramm nicht zur Verfügung, so muss man, ebenso wie bei einer zu entwerfenden Maschine, sich ein ideelles Indikator-Diagramm konstruieren. Wie dies zu geschehen hat, wurde für Eincylindermaschinen in § 10 auf Seite 28 und 29, für Mehrmal-Expansionsmaschinen in § 18 bis 20 erklärt. Dabei kann die anfängliche Dampfeintrittsspannung, wenn solche nicht ohne weiteres gegeben ist, so nach der Kesselspannung  $p_k$  angenommen werden, wie dies weiter oben vermerkt wurde, desgleichen die Dampfaustrittsspannung  $p_e$  und der Koeffizient  $\frac{M}{S}$  des schädlichen Raumes. Bei einer neuen Maschine ist ferner der Füllungsgrad  $e$  oder die Expansionsendspannung  $p_x$  nach der 3. Tabelle auf Seite 93 zu wählen. Für die Kompressionsendspannung  $p_3$  gilt das in § 10 und 14 hierüber Gesagte. Es bleiben dann noch die Dauer der Dampfverein- und Dampfvoaraustrittsperiode zu wählen. Dieselbe beträgt bei Maschinen mit Doppelschiebern oder getrennten Steuerungsorganen für Ein- und Auslass für den Voreintritt 0,2 bis 1 %, für den Vorausslass 3 bis 6 %,

so dass also der in den früheren Figuren, sowie in Fig. 91 eingetragene Kolbenweg

$$S_4 = 0,998 \text{ bis } 0,99 \text{ S und}$$

$$S_2 = 0,97 \text{ bis } 0,94 \text{ S}$$

ist. Bei Maschinen mit nur einem einzigen Steuerungsorgan für Ein- und Auslass lassen sich für die Dauer der fraglichen Perioden keine allgemein gültigen Angaben machen, da diese Perioden hier wieder andere bestimmen und durch andere bedingt sind.

Den aus einem solchen ideellen Indikator-Diagramm ermittelten Wert von  $p_i$  wird man für die Berechnung der Maschine der Sicherheit halber noch mit einem Koeffizienten multiplizieren müssen, der den möglichen Verlusten, die der Inhalt des späteren wirklichen Diagrammes gegenüber dem ideellen aufweisen kann, Rechnung trägt. Dieser natürlich nur schätzungsweise anzugebende Koeffizient kann etwas höher wie der früher angegebene entsprechende Wert, also zu ungefähr

0,93 bis 0,98 bei Eincylindermaschinen,

0,85 bis 0,95 bei Mehrmal-Expansionsmaschinen mit zwei, und

0,82 bis 0,92 bei solchen mit drei Cylindern gewählt werden.

1. Tabelle.

Werte von  $k = 0,96 e + 0,92 \left( e + \frac{M}{S} \right) \ln \frac{1 + \frac{M}{S}}{e + \frac{M}{S}}$

Füllung e	Schädlicher Raum $\frac{M}{S} =$						
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,08	0,10	0,12
0,05	0,220	0,236	0,251	0,264	0,301	0,323	0,343
0,06	0,245	0,259	0,273	0,286	0,321	0,341	0,360
0,07	0,268	0,282	0,295	0,307	0,339	0,359	0,377
0,08	0,290	0,303	0,315	0,326	0,358	0,377	0,394
0,09	0,312	0,324	0,335	0,346	0,375	0,393	0,410
0,10	0,332	0,344	0,354	0,365	0,393	0,410	0,425
0,11	0,352	0,363	0,373	0,383	0,409	0,426	0,441
0,12	0,371	0,381	0,391	0,400	0,425	0,441	0,455
0,13	0,389	0,399	0,408	0,417	0,441	0,456	0,470
0,14	0,407	0,416	0,425	0,433	0,456	0,471	0,484
0,15	0,424	0,433	0,441	0,449	0,471	0,485	0,497
0,16	0,441	0,449	0,457	0,465	0,486	0,499	0,511
0,17	0,457	0,465	0,473	0,480	0,500	0,512	0,524
0,18	0,473	0,480	0,487	0,494	0,513	0,525	0,536
0,19	0,488	0,495	0,502	0,508	0,527	0,538	0,549
0,20	0,502	0,509	0,516	0,522	0,540	0,551	0,561
0,225	0,538	0,544	0,549	0,555	0,571	0,581	0,590
0,25	0,570	0,576	0,581	0,586	0,600	0,609	0,617
0,275	0,601	0,606	0,610	0,615	0,627	0,635	0,643
0,30	0,629	0,634	0,638	0,642	0,653	0,660	0,667
0,33	0,661	0,665	0,669	0,672	0,682	0,688	0,694
0,35	0,681	0,685	0,688	0,691	0,700	0,706	0,711
0,375	0,705	0,708	0,711	0,714	0,722	0,727	0,732
0,40	0,727	0,730	0,732	0,735	0,742	0,747	0,751
0,45	0,767	0,769	0,771	0,773	0,779	0,783	0,786
0,50	0,802	0,804	0,806	0,807	0,812	0,815	0,817
0,55	0,833	0,834	0,836	0,837	0,840	0,843	0,845
0,60	0,860	0,861	0,862	0,863	0,865	0,867	0,869
0,65	0,883	0,884	0,884	0,885	0,887	0,888	0,889
0,70	0,903	0,903	0,904	0,904	0,906	0,906	0,907
0,75	0,919	0,920	0,920	0,920	0,921	0,922	0,922
0,80	0,933	0,933	0,933	0,933	0,934	0,934	0,934
0,85	0,943	0,943	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944

2. Tabelle.

Werte von  $k' = 1 + \frac{M}{S} + \frac{p_3}{p_e} \frac{M}{S} \left( \ln \frac{p_3}{1,1 p_e} - 0,9 \right)$

Kompression $\frac{p_3}{p_e}$	Schädlicher Raum $\frac{M}{S} =$						
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,08	0,10	0,12
1,5	1,002	1,003	1,004	1,005	1,009	1,012	1,014
2	1,008	1,012	1,016	1,020	1,032	1,040	1,047
2,5	1,016	1,024	1,032	1,040	1,064	1,080	1,096
3	1,026	1,039	1,052	1,065	1,105	1,131	1,157
3,5	1,038	1,057	1,076	1,095	1,152	1,190	1,228
4	1,051	1,077	1,103	1,128	1,205	1,256	1,308
4,5	1,066	1,099	1,132	1,164	1,263	1,329	1,395
5	1,081	1,122	1,163	1,203	1,326	1,407	1,488
5,5	1,098	1,147	1,196	1,245	1,392	1,490	1,588
6	1,116	1,173	1,231	1,289	1,462	1,578	1,693
6,5	1,134	1,201	1,268	1,335	1,536	1,670	1,804
7	1,153	1,230	1,306	1,383	1,612	1,765	1,919
7,5	1,173	1,259	1,346	1,432	1,692	1,865	2,038
8	1,193	1,290	1,387	1,484	1,774	1,967	2,161
8,5	1,215	1,322	1,429	1,536	1,858	2,073	2,288
9	1,236	1,354	1,473	1,591	1,945	2,182	2,418
9,5	1,259	1,388	1,517	1,647	2,034	2,293	2,552
10	1,281	1,422	1,563	1,704	2,126	2,407	2,689
10,5	1,305	1,457	1,610	1,762	2,219	2,524	2,829
11	1,329	1,493	1,657	1,821	2,314	2,643	2,971

3. Tabelle.

Beste normale Werte von  $p_x$  und  $e$ .  
Eincylindermaschinen

mit Auspuff und Dampfmantel

$$p_x = 1,5, e = \frac{1,45}{p} \text{ bis } \frac{1,55}{p}$$

mit Auspuff ohne Dampfmantel  $e$  um ca. 3% grösser,  
mit Kondensation und Dampfmantel

$$p_x = 0,6, e = \frac{0,6}{p} \text{ bis } \frac{0,63}{p}$$

mit Kondensation ohne Dampfmantel  $e$  um ca. 5% grösser,

Mehrmal-Expansionsmaschinen

mit zwei Cylindern und Auspuff

$$p_x = 1,4, e = \frac{1,4}{p} \text{ bis } \frac{1,45}{p}$$

mit zwei Cylindern und Kondensation

$$p_x = 0,5 \text{ bis } 0,55, e = \frac{0,45}{p} \text{ bis } \frac{0,53}{p}$$

mit drei Cylindern und Kondensation

$$p_x = 0,4 \text{ bis } 0,45, e = \frac{0,3}{p} \text{ bis } \frac{0,4}{p}$$

### 2. Der Wirkungsgrad $\eta$ .

Bei einer vorhandenen Maschine kann  $\eta$  mit Hilfe des berechneten  $p_i$  aus Gleichung 37 in § 15, also aus

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu} \left( 1 - \frac{p_0 + p_c}{p_i} \right) \dots \dots \dots 54$$

ermittelt werden. Für die in dieser Gleichung vorkommenden Werte  $\mu$ ,  $p_0$  und  $p_c$  sind von Hrabák<sup>1)</sup> und Werner<sup>2)</sup> aus einer Anzahl von Versuchen für Maschinen,

1) Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker von Josef Hrabák, Verlag von Julius Springer, Berlin.

2) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1884 und 1887.

$0,50 \cdot 11 = 0,055$   
 $0,40 \cdot 11 = 0,044$   
70

bei denen keine ungewöhnlichen Verhältnisse hinsichtlich des Schwungrades vorliegen, die folgenden empirischen Angaben aufgestellt werden.

Hrabák setzt

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \frac{10}{60 + D} \text{ und } \mu = \frac{40}{540 + D} \\ \text{für } D &\leq 100 \text{ cm} \quad \text{für } D > 100 \text{ cm} \end{aligned} \right\} \dots 55_a$$

sowie

bei Eincylindermaschinen  
mit Auspuff

$$p_o = 0,042 \sqrt{p} + \frac{2,5}{D}, p_c = 0,$$

mit Kondensation

$$p_o + p_c = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{4,5}{D}$$

bei Mehrmal-Expansionsmaschinen  
mit zwei Cylindern und Auspuff

$$p_o = 0,042 \sqrt{p} + \frac{4}{D}, p_c = 0,$$

mit zwei Cylindern und Kondensation

$$p_o + p_c = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{6}{D}$$

mit drei Cylindern und Kondensation

$$p_o + p_c = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{7,5}{D}$$

Werner dagegen setzt

für Eincylindermaschinen  
mit Auspuff

$$\mu = 0,1, p_o = \frac{10}{12 + D}, p_c = 0,$$

sowie auf Grund einer Anzahl von Versuchen an schnell laufenden Maschinen

$$\mu = 0,1, p_o = \frac{8}{26 + D}, p_c = 0,$$

mit Kondensation

$$\mu = 0,11, p_o + p_c = \frac{13}{12 + D}$$

Für eine zu entwerfende Maschine von bestimmter Leistung muss  $\eta$  zunächst schätzungsweise angenommen und dann mit dem berechneten  $D$  nach den vorstehenden Gleichungen kontrolliert werden. Bei der Schätzung kann man nach Hrabák die folgende Gleichung und Angaben benutzen.

$$\eta = x + \frac{N_n}{y \cdot c_m} \dots 57$$

	Werte von $y$ für alle Maschinen	Werte von $x$ für			
		Eincylindermaschinen mit		Verbundmaschinen mit	
		Auspuff	Kon- densation	Auspuff	Kon- densation
$\frac{N_n}{c_m} \leq 25$	500	0,75	0,7	0,69	0,67
$\frac{N_n}{c_m} = 26$ bis 95	1500	0,785	0,755	0,745	0,725
$\frac{N_n}{c_m} = 100$ bis 400	10 000	0,835	0,815	0,805	0,785

### 3. Mittlere Kolbengeschwindigkeit, Hubverhältnis und Umdrehungszahl.

Bei einer vorhandenen Maschine berechnet sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit aus dem gegebenen Hube  $S$  und der Umdrehungszahl  $n$  nach Gleichung 22, also aus

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} \dots 58$$

Bei einer zu entwerfenden Maschine muss man die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  wählen und mit ihr aus Gleichung 51 die nutzbare Kolbenfläche  $O$  und die Cylinderbohrung  $D$  berechnen. Dann hat man entweder ein Hubverhältnis anzunehmen und aus diesem den Hub  $S$  selbst, sowie aus Gleichung 58 die Umdrehungszahl  $n$  zu bestimmen, oder man hat  $n$  zu wählen und  $S$  aus Gleichung 58 zu berechnen.

Die heutigen Betriebsdampfmaschinen lassen sich bezüglich der vorliegenden Grössen hauptsächlich in zwei Gruppen teilen, nämlich in normale Betriebsdampfmaschinen und Schnellläufer. Bei den ersteren können ferner bei liegender Bauart solche mit gewöhnlichem und solche mit grossem Hubverhältnis unterschieden werden. Langhubige Maschinen werden wegen der kleinen schädlichen Räume namentlich von Frikart, Gebrüder Sulzer und ein-zwei belgischen Firmen zur Ausführung gebracht, trotzdem sie teuer ausfallen.

#### Normale Betriebsmaschinen.

Umdrehungszahl

- $n \leq 90$  bei Ventil- und Korlisssteuerungen,
- $n \leq 130$  bei Schiebersteuerungen (Flach- und Kolbenschieber),

Kolbengeschwindigkeit

- $c_m = 1,5$  bis  $2,5$  m bei liegenden Maschinen mit gewöhnlichem Hube, sowie bei stehenden Maschinen,
- $c_m = 2,2$  bis  $4$  m bei liegenden Maschinen mit langem Hube,

Werte für das Hubverhältnis  $\frac{100 S^1}{D}$

	Liegende Maschinen mit		Stehende Maschinen
	gewöhnlichem Hube	langem Hube	
Eincylindermaschinen	1,8 bis 2,1	2,2 bis 2,5	1 bis 1,5
Mehrmal- Expansions- maschinen	zwei Cylindern 1,1 „ 1,4	1,5 „ 1,9	0,6 „ 0,8
	drei Cylindern 0,9 „ 1,2	1,3 „ 1,5	0,5 „ 0,7

#### Schnellläufer.

Umdrehungszahl  $n = 140$  bis  $300$  (bei kleinen Maschinen sogar bis 500),

Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 2$  bis  $3$  m,

Hubverhältnis  $\frac{100 S}{D}$  nach der folgenden Tabelle.

1)  $S$  in m,  $D$  in cm, wie auf Seite 90 angegeben.

	Liegende Maschinen	Stehende Maschinen
Eincylindermaschinen . . . . .	0,9 bis 1,3	0,8 bis 1,2
Mehrcylindermaschinen mit zwei und drei Cylindern . . . . .	0,9 „ 1,3	0,5 „ 0,8

**4. Die nutzbare Kolbenfläche O.**

Bei einer vorhandenen Maschine bestimmt sich dieselbe zu

$$\left. \begin{aligned} O &= D^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \Delta^2 \frac{\pi}{4} \text{ bei einseitiger} \\ O &= D^2 \frac{\pi}{4} - \Delta^2 \frac{\pi}{4} \text{ bei zweiseitiger} \end{aligned} \right\} \dots 59$$

Kolbenstange vom Durchmesser  $\Delta$  in cm. Gewöhnlich beträgt

$$O = 0,97 \text{ bis } 0,98 D^2 \frac{\pi}{4} \dots 60$$

Bei einer zu entwerfenden Maschine, bei deren Berechnung  $\Delta$  zunächst unbekannt ist, kann, wenn aus Gleichung 51 die nutzbare Kolbenfläche O bestimmt ist,

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1,02 \text{ bis } 1,03 O \dots 61$$

annähernd gesetzt werden.

**5. Verhältnis der Cylindervolumina bei Mehrmal-Expansionsmaschinen.**

Die genaue Bestimmung des Cylinderverhältnisses kann bei den vorliegenden Maschinen, wie schon auf Seite 49 hervorgehoben wurde, nur durch Probieren an Hand der Indikator-Diagramme geschehen. In vielen Fällen, namentlich bei der ersten überschlägigen Berechnung einer solchen Maschine, ist es aber erwünscht, einen annähernden Wert dieses Verhältnisses für die Bedingung zu kennen, dass die einzelnen Cylinder gleiche Arbeiten verrichten. Hierzu mögen die folgenden Angaben dienen.

Ingenieur Frikart empfiehlt für Maschinen mit zwei Cylindern

bei Kesselspannungen von weniger als 7 Atm Überdruck

$$\frac{V}{v} = 2,25,$$

bei Kesselspannungen von 7 bis 9 Atm Überdruck

$$\frac{V}{v} = 2,77.$$

Innerhalb dieser beiden Werte liegt denn auch bei den meisten Ausführungen der einzelnen Maschinenfabriken der Wert  $\frac{V}{v}$ .

Bei Maschinen mit drei Cylindern findet man denselben Wert für das Volumverhältnis zwischen kleinem und mittlerem, sowie mittlerem und grossem Cylinder, also nach den Bezeichnungen auf Seite 50

$$\frac{V'}{v} \text{ sowie } \frac{V}{V'} = 2,25 \text{ bis } 2,77.$$

Die Füllung des grossen Cylinders kann bei Zweifach-Expansionsmaschinen annähernd zu  $\frac{V}{v}$ , diejenige des

mittleren bzw. grossen bei Dreifach-Expansionsmaschinen zu  $\frac{V}{V'}$  bzw.  $\frac{V'}{V}$  angenommen werden.

**6. Beispiele.**

1. Das in Fig. 91 auf Seite 92 wiedergegebene Indikator-Diagramm ist einer Auspuffmaschine mit Ventilsteuerung und Dampfmantel von 425 mm Cylinderbohrung und 850 mm Hub entnommen. Der Kräfte massstab des Diagrammes ist 7,5 mm = 1 kg. Wieviel Pferdestärken leistet die Maschine bei 70 Umdrehungen in der Minute, wenn das Diagramm als für beide Kolbenseiten gültig erachtet wird?

Zur Berechnung benutzen wir die Gleichung 50. Die mittlere indizierte Spannung  $p_i$  entnehmen wir dem Diagramm, nach welchem die Ordinate  $y_1 = 25, y_2 = 41,5, y_3 = 35,5, y_4 = 24,5, y_5 = 18, y_6 = 14, y_7 = 11, y_8 = 8,5, y_9 = 6,5, y_{10} = 5$  mm, also in dem erwähnten Kräfte massstabe

$$p_i = \frac{1}{10} (25 + 41,5 + 35,5 + 24,5 + 18 + 14 + 11 + 8,5 + 6,5 + 5) = 18,95 \text{ mm,}$$

oder

$$p_i = \frac{18,95}{7,5} = \sim 2,51 \text{ kg}$$

ist.

Wollte man  $p_i$  durch Rechnung nach den Gleichungen 52, 53a und b ermitteln, so ergäbe sich für

$$p = 7,5, e = \frac{S_1}{S} = \frac{16,5}{85} = 0,19, p_e = 1,15$$

nach dem Diagramm und bei den angenommenen Werten

$$\frac{M}{S} = 0,06, \alpha = 0,96, \beta = 0,92,$$

$$k = 0,96 \cdot 0,19 + 0,92 (0,19 + 0,06) \ln \frac{1 + 0,06}{0,19 + 0,06} = \sim 0,515,$$

welchen Wert man auch durch Interpolieren aus der 1. Tabelle auf Seite 93 erhalten hätte. Bezüglich des Wertes  $k'$  in Gleichung 53b ist zu bemerken, dass die Kompressionsendspannung  $p_3$  in Fig. 91, da die Maschine mit Dampfmantel versehen ist, höher als die nach dem Mariotteschen Gesetz berechnete ist. In Gleichung 53b ist daher ein kleinerer Wert für  $p_3$  einzuführen. Wählen wir  $p_3 = 4,5$ , bei der ungefähr die der Kompression entsprechende Arbeit im Diagramm gleich der nach dem Mariotteschen Gesetz berechneten werden dürfte, so wird

$$k' = 1 + 0,06 + \frac{4,5}{1,15} \cdot 0,06 \left( \ln \frac{4,5}{1,1 \cdot 1,15} - 0,9 \right) = \sim 1,15,$$

welcher Wert ebenfalls aus der 2. Tabelle auf Seite 93 durch Interpolation erhalten werden konnte.

Die Gleichung 52 giebt schliesslich

$$p_i = 0,515 \cdot 7,5 - 1,15 \cdot 1,15 = \sim 2,54,$$

bzw. sicherer nach dem Vermerk auf Seite 91

$$p_i = 0,96 \cdot 2,54 = 2,44 \text{ kg,}$$

also fast den aus dem Diagramm hierfür ermittelten Wert.

Bei einer zweiseitigen Kolbenstange von 7 cm Durchmesser ist die nutzbare Kolbenfläche nach Gleichung 59

$$O = 42,5^2 \frac{\pi}{4} - 7^2 \frac{\pi}{4} = \sim 1380 \text{ qcm.}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit folgt aus Gleichung 58 zu

$$c_m = \frac{0,85 \cdot 70}{30} = \sim 2 \text{ m.}$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  bestimmt sich aus Gleichung 54 mit den Werten aus Gleichung 55a und b

$$\mu = \frac{10}{60 + 42,5} = \sim 0,1 \text{ und } p_0 = 0,042 \sqrt{7,5 + \frac{2,5}{42,5}} = 0,175, p_c = 0$$

zu

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,1} \left( 1 - \frac{0,175}{2,51} \right) = \sim 0,84.$$

Mit den so berechneten Grössen liefert schliesslich die Gleichung 50 eine Nutzleistung von

$$N_n = 0,84 \frac{1380 \cdot 2,51 \cdot 2}{75} = \sim 77,5 \text{ Pferdest.}$$

2. Wieviel Pferdestärken leistet die auf Seite 67 angeführte Dreifach-Expansionsmaschine von 350, 550 bzw. 880 mm Cylinderbohrung und 500 mm Hub bei 130 Umdrehungen in der Minute, wenn die in Fig. 48 auf Seite 67 wiedergegebenen Indikator-Diagramme der Berechnung des mittleren indizierten Druckes zu Grunde gelegt werden.

Teilt man die Grundlinien  $\overline{AA'}$  der drei Diagramme in 10 gleiche Teile und entnimmt die Ordinaten in der Mitte eines jeden Teiles, so erhält man als mittlere Ordinate des Diagrammes 'a den Wert

$$\frac{1}{10} (13,5 + 24,5 + 22,5 + 19 + 13,5 + 8,25 + 4,75 + 2,5 + 1,25 + 0,75) = 11,05 \text{ mm,}$$

oder, da 3,5 mm 1 kg entsprechen, als mittleren Druck dieses Diagrammes

$$\frac{11,05}{3,5} = 3,157 \text{ kg,}$$

als mittlere Ordinate des Diagrammes b den Wert

$$\frac{1}{10} (26,5 + 30,5 + 27 + 23,5 + 18,75 + 13,5 + 10,25 + 7 + 5,5 + 3) = 16,55 \text{ mm,}$$

oder, da hier 10 mm = 1 kg sind, als mittleren Druck dieses Diagrammes

$$\frac{16,55}{10} = 1,655 \text{ kg,}$$

als mittlere Ordinate des Diagrammes c den Wert

$$\frac{1}{10} (26 + 28,5 + 27,25 + 25,75 + 23,5 + 20 + 16 + 13 + 10,5 + 6) = 19,65 \text{ mm,}$$

oder, da 25 mm = 1 kg sind, als mittleren Druck dieses Diagrammes

$$\frac{19,65}{25} = 0,786 \text{ kg.}$$

Um nun den mittleren indizierten Druck  $p_i$  für die Gleichung 50 zu bekommen, hat man den oben berechneten Druck des kleinen und mittleren Cylinders auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders zu reduzieren, also mit dem umgekehrten Cylinderverhältnis zu multiplizieren. Nach den Angaben auf Seite 67 ist

$$\frac{V}{v} = \frac{880^2}{350^2} = 6,32 \text{ und } \frac{V}{V'} = \frac{880^2}{550^2} = \sim 2,56,$$

also der reduzierte Druck des kleinen Kolbens

$$3,157 \frac{1}{6,32} = \sim 0,5 \text{ kg,}$$

derjenige des mittleren Kolbens

$$1,655 \frac{1}{2,56} = \sim 0,646 \text{ kg,}$$

und schliesslich

$$p_i = 0,5 + 0,646 + 0,786 = 1,932 \text{ kg.}$$

Wollte man  $p_i$  durch Rechnung finden, so hätte man in der folgenden Weise zu verfahren. Nach Fig. 48 des Textes ist im Diagramm a

$$\frac{s_1}{AA'} = \frac{22}{75}.$$

Die Maschine arbeitet also mit einem auf das Volumen des grossen Cylinders bezogenen Füllungsgrad

$$e = \frac{22 v}{75 V} = \frac{22}{75 \cdot 6,32} = \sim 0,05.$$

Nach dem Diagramm d in Fig. 48 ist weiter

$$\frac{m}{s} = \frac{1}{25} = 0,04,$$

und demnach der ebenfalls auf den grossen Cylinder bezogene Koeffizient des schädlichen Raumes für den kleinen Cylinder, wie er mit Rücksicht auf das auf Seite 45 Angeführte hier in Rechnung zu stellen ist,

$$\frac{m}{S} = \frac{0,04}{6,32} = \sim 0,0065,$$

welcher Wert in Gleichung 53 für  $\frac{M}{S}$  einzusetzen ist. Man erhält nun aus der letztgenannten Gleichung mit  $\alpha = 0,96$  und  $\beta = 0,92$

$$k = 0,96 \cdot 0,05 + 0,92 (0,05 + 0,0065) \ln \frac{1 + 0,0065}{0,05 + 0,0065} = \sim 0,2.$$

Da der Einfluss von  $k'$  auf  $p_i$  bei der kleinen Austrittsspannung  $p_c = 0,15$  Atm nur gering ist, so sei  $k'$  schätzungsweise zu 1,3 angenommen. Für  $p = 11,8$  Atm giebt dann die Gleichung 52

$$p_i = 0,2 \cdot 11,8 - 1,3 \cdot 0,15 = \sim 2,165 \text{ kg.}$$

Dieser Wert ist, wie auf Seite 91 vermerkt, mit Rücksicht auf die Arbeitsverluste zwischen den einzelnen Cylindern noch mit einem Koeffizienten zu multiplizieren, der daselbst zu 0,8 bis 0,9 angegeben war. Im vorliegenden Falle müsste dieser Koeffizient, wenn die aus dem Diagramm ermittelte Spannung herauskommen soll,

$$\frac{1,932}{2,164} = \sim 0,9$$

betragen.

Die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders kann nach Gleichung 60 zu

$$O = 0,97 \text{ bis } 0,98 \cdot 88^2 \frac{\pi}{4} = \sim 5930 \text{ qcm}$$

im Mittel gesetzt werden.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit folgt aus Gleichung 58 zu

$$c_m = \frac{0,5 \cdot 130}{30} = \sim 2,167 \text{ m.}$$

Für den annähernden Wert des Wirkungsgrades der Maschine ist die Gleichung 54 massgebend. Dieselbe liefert mit den Werten

$$\mu = \frac{10}{60 + 88} = \sim 0,07, p_0 + p_c = 0,025 + 0,05 \sqrt{11,8 + \frac{7,5}{88}} = 0,282$$

aus Gleichung 55a und b

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,07} \left( 1 - \frac{0,282}{1,932} \right) = \sim 0,8.$$

Führt man die vorstehend ermittelten Grössen in Gleichung 50 ein, so erhält man schliesslich

$$N_n = 0,8 \frac{5930 \cdot 1,932 \cdot 2,167}{75} = \sim 265 \text{ Pferdest.}$$

3. Welche Hauptabmessungen muss eine liegende normale Einzylindermaschine mit Auspuff, Dampfmantel und vom Regulator beeinflusster Ridersteuerung bekommen, die bei 7 Atm absoluter Kesselspannung und 90 Umdrehungen 25 Nutzpferdestärken leistet?

Zur Lösung benutzen wir die Gleichung 51. Wir bedürfen in ihr zunächst der mittleren indizierten Spannung  $p_i$ , zu deren Ermittlung man sich das ideale Indikator-Diagramm aufzeichnen kann. Dies ist in Fig. 1, Tafel 26 für einen Kräftemassstab von 10 mm = 1 kg und für eine Basis  $AA' = 100$  mm nach dem auf Seite 28 beschriebenen Verfahren unter Benutzung der folgenden Werte geschehen.

Dampfeintrittsspannung  $p = 6,15$  kg, entsprechend den Angaben auf Seite 91 für  $z = 0,5$ ,  $p = 0,95 p_k - z = 0,95 \cdot 7 - 0,5 = \sim 6,15$  kg,

Dampfaustrittsspannung  $p_e = 1,1$  kg,  
Schädlicher Raum  $M = 0,05$  S,

Anfangsspannung der Expansion (im Punkte c)  $\beta p = 0,9 p$ ,  
Endspannung der Expansion  $p_x = 1,5$  kg nach Seite 93,

$$\left( \text{entsprechende Füllung } e = \frac{1,55}{p} = \frac{1,55}{6,15} = 0,25 \right),$$

Dampfvorausstrittsdauer 4%, also  $S_2 = 0,96$  S,  
Dampfvoreintrittsdauer 1/2%, also  $S_4 = 0,995$  S,  
Kompressionsendspannung  $p_3 = 4,3$  kg.

Teilt man sich dann das Diagramm abcdefg über der Basis  $AA'$  in 10 gleiche Felder, so kann man die Ordinaten in der Mitte eines jeden Feldes entnehmen. Für die mittlere Ordinate des Diagrammes ergibt sich damit der Wert

$$\frac{1}{10} (37 + 48 + 41,5 + 29 + 21 + 15,5 + 11,5 + 9 + 6,5 + 4,5) = 22,35,$$

oder

$$p_i = \frac{22,35}{10} = 2,235 \text{ kg,}$$

welcher Wert der Sicherheit halber, wie auf Seite 93 vermerkt, aber nur mit

$$p_i = 0,95 \cdot 2,235 = \sim 2,12 \text{ kg}$$

in die Rechnung eingeführt werden soll.

Die Fig. 2 und 3, Tafel 26 geben die Indikator-Diagramme für Hin- und Rücklauf so, wie sie infolge der endlichen Schubstangenlänge bei der älteren Methode, die Schieber auf ungleiche Füllung und nur gleiches Voröffnen einzustellen, ausfallen. Der Inhalt der Diagramme in beiden Figuren und somit die Leistung während eines Doppelhubes bleibt aber ebenso gross, als wenn das Diagramm in Fig. 1 für Hin- und Rücklauf gelten würde. Das aus Fig. 2 und 3 entwickelte Dampfüberdruck-Diagramm abcdefa in Fig. 4, Tafel 26, dessen Inhalt dem der beiden Indikator-Diagramme gleich ist (siehe Seite 31), ergibt nämlich eine mittlere Ordinate (die Basis ist hier in 15 gleiche Teile zerlegt) von

$$\frac{1}{15} \left\{ (49,5 - 19,5) + (50 - 3) + (50 + 4) + (48,5 + 6) + (40,5 + 8) + (32 + 10) + (26 + 12) + (21,5 + 15) + (18 + 19) + (15 + 24) + (12,5 + 30) + (10,5 + 40,5) + (8,5 + 49) + (5 + 50) + (49 - 9) \right\} = 44,8 \text{ mm,}$$

welche rund doppelt so gross wie die oben berechnete von 22,35 ist.

Durch Rechnung würde sich  $p_i$  nach Gleichung 52 und 53 für

$$k = 0,586 \text{ (siehe die 1. Tabelle auf Seite 93 für}$$

$$\frac{M}{S} = 0,05, e = 0,25),$$

$$k' = 1,164 \text{ (siehe die 2. Tabelle auf Seite 93 für}$$

$$\frac{M}{S} = 0,05, \frac{p_3}{p_e} = \frac{4,3}{1,1} = \sim 4, \text{ wofür aber mit Rücksicht darauf, dass } p_3 \text{ in Wirklichkeit grösser ausfallen wird, } 4,5 \text{ genommen ist)}$$

zu

$$p_i = 0,586 \cdot 6,15 - 1,164 \cdot 1,1 = \sim 2,324 \text{ kg,}$$

oder besser, wie auf Seite 91 vermerkt,

$$p_i = 0,93 \cdot 2,324 = \sim 2,16 \text{ kg,}$$

also nur um 0,04 kg grösser, wie oben ermittelt, ergeben.

Für die Gleichung 51 bedarf es weiter der Wahl von  $c_m$  und  $\eta$ . Die mittlere Kolbengeschwindigkeit werde nach den Angaben auf Seite 94, wenn die Maschine ein gewöhnliches Hubverhältnis bekommen soll, zu

$$c_m = 1,8 \text{ m,}$$

der Wirkungsgrad nach Gleichung 57 mit zugehörigen Angaben zu

$$\eta = 0,75 + \frac{25}{500 \cdot 1,8} = \sim 0,775$$

gewählt. Nun folgt aus Gleichung 51 die erforderliche nutzbare Kolbenfläche

$$O = 75 \frac{25}{0,775 \cdot 2,12 \cdot 1,8} = \sim 633 \text{ qcm}$$

und hiermit die erforderliche Cylinderbohrung aus Gleichung 61, nach welcher

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1,03 O = 1,03 \cdot 633 = \sim 652 \text{ qcm}$$

zu setzen ist,  $D = 28,8$  cm, oder besser

$$D = \sim 30 \text{ cm} = 300 \text{ mm.}$$

Kontrolliert man mit diesem Wert von  $D$  den Wirkungsgrad  $\eta$ , so erhält man aus Gleichung 54 mit

$$\mu = \frac{10}{60 + 30} = \frac{10}{90} = 0,11,$$

$$p_o = 0,042 \sqrt{6,15 + \frac{2,5}{30}} = 186, p_e = 0$$

nach Gleichung 55 a und b

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,11} \left( 1 - \frac{0,186}{2,12} \right) = \sim 0,82,$$

welcher Wert um  $\sim 4\%$  höher als der gewählte ist. Der Kolbenhub ergibt sich aus Gleichung 58 zu

$$S = \frac{30 c_m}{n} = \frac{30 \cdot 1,8}{90} = 0,6 \text{ m}$$

und hiermit das Hubverhältnis

$$\frac{100 S}{D} = \frac{100 \cdot 0,6}{30} = 2.$$



Infolge der Abrundung des Cylinderdurchmessers auf 30 cm steigt die nutzbare Kolbenfläche auf

$$O = 0,97 \cdot 30^2 \frac{\pi}{4} = \sim 685 \text{ qcm.}$$

Bei dem nachträglich hierfür berechneten Wirkungsgrad  $\eta = 0,82$  wird dann die Maschine bei 0,25 Füllung etwas mehr als 25 Pferdestärken, und zwar

$$N_n = 0,82 \frac{685 \cdot 2,12 \cdot 1,8}{75} = \sim 28,6 \text{ Pferdest.}$$

leisten. Ist die grösste Füllung der Maschine 0,6, so beträgt, da nach der 1. Tabelle auf Seite 93  $k = 0,863$  für  $\frac{M}{S} = 0,05$  und  $e = 0,6$  und dann

$$p_i = 0,863 \cdot 6,15 - 1,164 \cdot 1,1 = 4,017 \text{ kg}$$

ist, die grösste Leistung der Maschine

$$N_n = 0,82 \frac{685 \cdot 4,017 \cdot 1,8}{75} = \sim 54 \text{ Pferdest.}$$

4. Mit welcher Füllung muss eine schnelllaufende stehende Auspuffmaschine von 200 mm Cylinderbohrung, 200 mm Hub und ohne Dampfmantel arbeiten, wenn dieselbe bei 7 Atm absoluter Kesselspannung und 300 Umdrehungen in der Minute 12,5 Nutzpferdestärken leisten soll? Die Füllungen für beide Kolbenseiten sind dabei mit Rücksicht auf das Gestängegewicht behufs Erzielung eines möglichst gleichförmigen Ganges verschieden zu wählen.

Wir ermitteln zur Lösung dieser Aufgabe zunächst aus Gleichung 50 die mittlere indizierte Spannung  $p_i$ , da von dieser die Grösse des Füllungsgrades abhängig ist. Die genannte Gleichung, nach  $p_i$  aufgelöst, lautet

$$p_i = \frac{75 N_n}{\eta \cdot O \cdot c_m}$$

Hierin ist einzuführen

die nutzbare Kolbenfläche nach Gleichung 60 mit

$$O = 0,98 \cdot 20^2 \frac{\pi}{4} = \sim 308 \text{ qcm,}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung 58 mit

$$c_m = \frac{0,2 \cdot 300}{30} = 2 \text{ m, } \text{ noc}$$

der Wirkungsgrad schätzungsweise nach Gleichung 57 mit

$$\eta = 0,75 + \frac{12,5}{500 \cdot 2} = \sim 0,763.$$

Man erhält dann

$$p_i = \frac{75 \cdot 12,5}{0,763 \cdot 308 \cdot 2} = \sim 1,99 \text{ kg.}$$

Es muss nun, wenn beide Kolbenseiten solche Füllungen erhalten sollen, dass während des Niederganges des Kolbens der resultierende Druck aus treibendem Dampfdruck und Gestängegewicht derselbe wie während des Hochganges ist, offenbar für den Niedergang

$$p_{in} = 1,99 - \frac{1}{2} \frac{G}{O},$$

für den Hochgang

$$p_{ih} = 1,99 + \frac{1}{2} \frac{G}{O}$$

werden, unter  $\frac{G}{O}$  das Gestängegewicht für 1 qcm der

nutzbaren Kolbenfläche verstanden. Nach den Angaben des nächsten Paragraphen (siehe Gleichung 62) beträgt nun im Mittel für Hochdruckmaschinen mit weniger als 0,7 m Hub

$$\frac{G}{O} = 0,28 \text{ kg.}$$

Hiermit ergibt sich für die obere Kolbenseite

$$p_{in} = 1,99 - 0,14 = 1,85 \text{ kg,}$$

für die untere

$$p_{ih} = 1,99 + 0,14 = 2,13 \text{ kg.}$$

Nach Gleichung 52 ist weiter

$$p_i = k \cdot p - k' \cdot p_e,$$

oder mit Rücksicht auf das auf Seite 91 Bemerkte besser vielleicht

$$p_i = 0,93 (k \cdot p - k' \cdot p_e), \text{ oder}$$

$$k = \frac{1}{p} \left( \frac{p_i}{0,93} + k' \cdot p_e \right).$$

Hierin kann gesetzt werden nach den Angaben auf Seite 91 mit  $z = \frac{1}{2}$

$$p = 0,95 \cdot 7 - 0,5 = 6,15 \text{ kg,}$$

$k'$  schätzungsweise gleich 1,3,

$p_e$  nach den Angaben auf Seite 92 gleich 1,2 Atm, und man erhält dann

für die obere Kolbenseite mit  $p_i = p_{in} = 1,85$

$$k_n = \frac{1}{6,15} \left( \frac{1,85}{0,93} + 1,3 \cdot 1,2 \right) = \sim 0,578,$$

für die untere Kolbenseite mit  $p_i = p_{ih} = 2,13$

$$k_h = \frac{1}{6,15} \left( \frac{2,13}{0,93} + 1,3 \cdot 1,2 \right) = \sim 0,611.$$

Machen wir schliesslich die Annahme  $\frac{M}{S} = 0,08$ , wobei

wir mit Rücksicht auf den fehlenden Dampfmantel absichtlich den schädlichen Raum kleiner annehmen, als er bei dem kurzen Hube wohl in Wirklichkeit ist, so entnehmen wir der 1. Tabelle auf Seite 93

für die obere Kolbenseite bei  $k_n = 0,578$

den Füllungsgrad  $e = \sim 0,24$ ,

für die untere bei  $k_h = 0,611$

den Füllungsgrad  $e = \sim 0,26$ .

In Fig. 1 bis 3, Tafel 27 sind mit diesen Füllungsgraden die Diagramme der Maschine zur Kontrolle der Rechnung konstruiert worden. Man erhält für den Hinlauf aus Fig. 2 als mittlere Ordinate den Wert

$$\frac{1}{20} \left\{ (47 - 23) + (48 - 8,5) + (48 - 0,5) + 47 + 41 + 37 + 29 + 24,5 + 20,5 + 17 + 15 + 13 + 11 + 9 + 7,5 + 5 + 1 \right\} = 19,42 \text{ mm,}$$

oder den mittleren indizierten Druck

$$0,95 \cdot 19,42 = 1,845 \text{ kg}^1,^*$$

für den Rücklauf als mittlere Ordinate den Wert

$$\frac{1}{20} \left\{ (48 - 26) + (48 - 11,5) + (48 - 4) + 48 + 47 + 42 + 38,5 + 30 + 26 + 22,5 + 19,5 + 17 + 15 + 13 + 11,5 + 8,5 + 4,5 \right\} = 22,27 \text{ mm,}$$

oder den mittleren Druck

$$0,95 \cdot 2,227 = 2,115 \text{ kg}^1.$$

1) Wenn hier der Koeffizient 0,95 eingeführt wird.

Beide Drucke stimmen genügend genau mit dem durch Rechnung gefundenen überein und weichen um

$$\frac{G}{O} = 2,115 - 1,845 = 0,27 \text{ kg}$$

voneinander ab.

5. Es sind die Hauptverhältnisse einer Verbundmaschine mit zwei unter  $90^\circ$  versetzten Kurbeln zu bestimmen, die mit Kondensation arbeiten und 150 Nutzpferdestärken leisten soll. Der Dampf tritt in den Hochdruckcylinder mit 8,4 Atm absolut ein.

Die ideellen Indikator-Diagramme sind unter möglichst gleicher Verteilung der Leistung auf beide Cylinder in Fig. 2, Tafel 29 so aufgetragen worden, wie dies auf Seite 59 und folgende des näheren beschrieben ist. Wir entnehmen dem Diagramm des kleinen Cylinders in bekannter Weise die mittlere Ordinate zu

$$\frac{1}{10} (51,5 + 65 + 35,5 + 21,5 + 14 + 9,5 + 5,5 + 4 + 2 + 0,5) = 20,9 \text{ mm,}$$

oder, da 10 mm 1 kg. entsprechen, zu

$$\frac{20,9}{10} = 2,09 \text{ kg.}$$

Dieser Druck ist auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders und den Hub  $s$  bezogen. Um ihn auf den Hub  $S$  zu beziehen, hat man den vorstehenden Wert mit dem umgekehrten Cylinderverhältnis, das nach Seite 60 zu  $\frac{V}{v} = 2,727$  angenommen wurde, zu multiplizieren, also zu setzen

$$2,09 \frac{1}{2,727} = \sim 0,766.$$

Aus dem Diagramm des grossen Cylinders ermitteln wir in gleicher Weise eine mittlere Ordinate von

$$\frac{1}{10} (12,75 + 14,25 + 12,75 + 8,5 + 6,5 + 5,5 + 4 + 3 + 2,75 + 2,5) = 7,25 \text{ mm,}$$

oder einen mittleren Druck von

$$0,725 \text{ kg.}$$

Die beiden Drucke des kleinen und grossen Cylinders weichen also nur um

$$0,766 - 0,725 = 0,041 \text{ kg.}$$

voneinander ab, ein Zeichen dafür, dass nach dem Diagramm die Arbeit ziemlich gleichmässig auf beide Cylinder verteilt ist.

Der für die Berechnung der Maschine massgebende mittlere indizierte Druck ist somit

$$0,766 + 0,725 = 1,491 \text{ kg,}$$

der aber, um den möglichen Arbeitsverlusten der ausgeführten Maschine gegenüber dem ideellen Diagramm Rechnung zu tragen, der Sicherheit wegen nach den Angaben auf Seite 93 noch mit einem Koeffizienten von 0,9 im Mittel multipliziert, also

$$p_i = 1,491 \cdot 0,9 = \sim 1,342 \text{ kg.}$$

gesetzt werden soll.

Um  $p_i$  durch Rechnung zu finden, hat man den Füllungsgrad der Maschine, bezogen auf das Volumen

des grossen Cylinders, festzustellen. Nach den Angaben auf Seite 93 ist

$$e = \frac{0,45}{p} \text{ bis } \frac{0,53}{p} = \frac{0,45}{8,4} \text{ bis } \frac{0,53}{8,4} = \frac{1}{18,7} \text{ bis } \frac{1}{16}$$

zu empfehlen, während nach Seite 60 für die Konstruktion der Diagramme eine Füllung des kleinen Cylinders von  $\frac{1}{6}$ , also ein Wert

$$e = \frac{1}{6} \frac{v}{V} = \frac{1}{6 \cdot 2,727} = \frac{1}{16,362} = \sim 0,06$$

zu Grunde gelegt wurde, der mit den erstgenannten Angaben ziemlich Übereinstimmung zeigt und deshalb auch hier beibehalten werden soll.

Der schädliche Raum des kleinen Cylinders ist nach Seite 60 zu  $m = 0,03s$  angenommen, also in die hier zu benutzenden Gleichungen mit

$$\frac{M}{S} = 0,03 \frac{1}{2,727} = 0,011$$

einzuführen.

Mit den vorstehenden Werten kann man dann nach der 1. Tabelle auf Seite 93 hier den Wert

$$k = 0,23$$

als zutreffend erachten.

Der Koeffizient  $k'$  kann hier, da die Kompression in beiden Cylindern nicht ununterbrochen durchgeht, nur schätzungsweise angenommen werden. Für  $k' = 1,5$  und  $p_e = 0,2$  folgt nach Gleichung 52

$$p_i = 0,23 \cdot 8,4 - 1,5 \cdot 0,2 = 1,632 \text{ kg,}$$

oder mit dem Koeffizienten 0,85 nach Seite 91 (der hier kleiner als bei der Berechnung von  $p_i$  aus dem Diagramm zu nehmen ist, da die Rechnung viel weniger Punkte berücksichtigt).

$$p_i = 0,85 \cdot 1,632 = 1,3872 \text{ kg,}$$

welcher Wert um rund 0,045 kg höher als der früher ermittelte ist.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit und der Wirkungsgrad sind bei der Berechnung zu wählen. Wir setzen

$$c_m = 2,4 \text{ m}$$

und nach Gleichung 57

$$\eta = 0,725 + \frac{150}{1500 \cdot 2,4} = \sim 0,765.$$

Die Gleichung 51 giebt nun die erforderliche nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders zu

$$O = 75 \frac{150}{0,765 \cdot 1,342 \cdot 2,4} = \sim 4566 \text{ qcm.}$$

Zur Bestimmung der Bohrung dieses Cylinders kann dann nach Gleichung 61

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1,020 = \sim 4657 \text{ qcm}$$

gesetzt werden, woraus

$$D = 77 \text{ cm} = 770 \text{ mm}$$

folgt. Nimmt man nach den Angaben auf Seite 94 das Hubverhältnis

$$\frac{100S}{D} = 1,15$$

an, so erhält man den Kolbenhub

$$S = 1,15 \cdot 0,77 = 0,885 \text{ m.}$$

Wird hierfür

$$S = 0,9 \text{ m}$$

genommen, so muss die Maschine nach Gleichung 58

$$n = \frac{30 c_m}{S} = \frac{30 \cdot 2,4}{0,9} = \mathbf{80 \text{ Umdrehungen}}$$

in der Minute machen.

Die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders muss

$$o = \frac{4566}{2,727} = \sim \mathbf{1670 \text{ qcm}},$$

oder die Bohrung desselben für

$$D_k^2 \frac{\pi}{4} = 1,03 \cdot 1670 = 1720 \text{ qcm}$$

$D_k = 46,8 \text{ cm}$ , oder besser

$$D_k = \mathbf{47 \text{ cm} = 470 \text{ mm}}$$

betragen.

Rechnet man als grösste Füllung des kleinen Cylinders 0,3, also dementsprechend für die Berechnung der Maximalleistung

$$e = \frac{0,3}{2,727} = \sim 0,11,$$

so gibt die 1. Tabelle auf Seite 93 mit  $\frac{M}{S} = 0,011$  durch Interpolation

$$k = \sim 0,34.$$

Hiermit und mit  $k' = 1,5$  wie früher erhält man aus Gleichung 52

$$p_i = 0,34 \cdot 8,4 - 1,5 \cdot 0,2 = 2,556 \text{ kg}$$

bezw.

$$p_i = 0,85 \cdot 2,556 = \mathbf{2173 \text{ kg}}.$$

Hierfür ergibt sich bei demselben Wirkungsgrade  $\eta = 0,765$  mit Rücksicht darauf, dass für  $p_i = 1,342$   $N_n = 150$  ist, eine Maximalleistung der Maschine von

$$N_n = 150 \frac{2,173}{1,342} = 243 \text{ oder } \sim \mathbf{250 \text{ Pferdest.}}$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  kontrolliert sich nach Gleichung 54 mit den Werten

$$\mu = \frac{10}{60 + 77} = 0,073, \quad p_o + p_c = 0,025 + 0,05$$

$$\sqrt{8,4 + \frac{6}{77}} = 0,25$$

aus Gleichung 55 zu

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,073} \left( 1 - \frac{0,25}{1,342} \right) = \sim 0,76,$$

also nur um  $\frac{1}{2}\%$  niedriger, als oben angenommen.

#### § 24.

#### Berechnung des Schwunradgewichtes.

Eine genügend genaue Ermittlung des für eine bestimmte Belastung der Maschine erforderlichen Schwunradgewichtes lässt sich nur mit Hilfe des Tangentialdruck-Diagrammes durchführen. Die Konstruktion dieses Diagrammes für Ein- und Mehrcylindermaschinen wurde im vorigen Abschnitte erklärt. Zur Konstruktion bedarf man ausser des Indikator- bzw. Dampfüberdruck-Diagrammes noch der Massendrucklinie  $q - q'$  bzw. des Gestängegewichtes  $G$ , um aus Gleichung 29 oder 30 mit den zugehörigen Vermerken die Ordinaten dieser Linie  $q - q'$  bestimmen zu können. Das Gewicht  $G$  lässt sich aus den Dimensionen der einzelnen Teile berechnen, wird aber gewöhnlich, namentlich bei einer zu entwerfenden Maschine, nach den folgenden Angaben angenommen.

Es beträgt

nach Radinger<sup>1)</sup>

für Hochdruckmaschinen

mit einem Kolbenhube  $S \leq 0,7 \text{ m}$

$$\frac{G}{O} = \mathbf{0,28 \text{ kg}},$$

mit einem Kolbenhube  $S \geq 0,7 \text{ m}$

$$\frac{G}{O} = \mathbf{0,4 \text{ kg}},$$

für Niederdruckmaschinen

mit einem Kolbenhube  $S \leq 0,9 \text{ m}$

$$\frac{G}{O} = \mathbf{0,2 \text{ kg}},$$

mit einem Kolbenhube  $S \geq 0,9 \text{ m}$

$$\frac{G}{O} = \mathbf{0,22 \text{ kg}},$$

62

wenn O wieder die nutzbare Kolbenfläche in qcm bezeichnet. Dabei sind unter Niederdruckmaschinen die grossen Cylinderseiten der Mehrmal-Expansionsmaschinen und in allen Fällen das Gewicht der hin- und hergehenden Kraftteile ohne Luftpumpen und anderen Nebenantrieb verstanden.

Nach Grove ist

für Eincylindermaschinen

mit Auspuff

$$G = \mathbf{20 \text{ kg} + 0,005 D^3}$$

für Eincylindermaschinen

mit Kondensation

$$G = \mathbf{25 \text{ kg} + 0,00625 D^3}$$

63

Ist das Tangentialdruck-Diagramm gezeichnet, so hat man nach § 13 den Flächeninhalt desselben, soweit dieser die schliesslich an das Schwunrad abgegebene Arbeit darstellt, also die Differenz der Flächen über und unter der Basis des Diagrammes, in ein Rechteck von gleichem Inhalte und derselben Basis zu verwandeln. Die Höhe dieses Rechteckes ist dann dem durch Gleichung 33 bestimmten mittleren theoretischen Widerstande  $w$  an der Kurbelwelle proportional, während die von der oberen Horizontalen des Rechteckes vom Tangentialdruck-Diagramm abgeschnittenen Über- bzw. Unterschussflächen in ihrem Flächeninhalte und in den gewählten Massstäben diejenigen Arbeiten darstellen, welche der Dampfdruck durch das Gestänge im Verhältnis zum Widerstande  $w$  zu viel bzw. zu wenig an das Schwunrad abgegeben hat. Mit dem Inhalte  $f$  der grössten dieser Über- oder Unterschussflächen, die nach den Angaben auf Seite 40 bei mehr als vier Schnittpunkten der Widerstandslinie mit der Tangentialdruckkurve zu bestimmen ist, folgt dann

für den Massstab  $a$  von 1 qmm der Fläche  $f$ ,

für die nutzbare Kolbenfläche  $O$  in qcm,

für den nach den weiter unten angegebenen Werten zu wählenden Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$ , und

für  $v$  als mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise in m für die Sekunde

die auf den Radius  $R$  des Kurbelkreises bezogene

1) Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, Verlag von Carl Gerold's Sohn, Wien.

mindestens erforderliche Masse  $M_s$  des Schwungrades ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse aus Gleichung 35, oder das entsprechende Gewicht des letzteren mit  $g \approx 10$  m als Beschleunigung der Schwere und bei Berücksichtigung der Nebenhindernisse durch den Wirkungsgrad  $\eta$  der Maschine

$$G_s = g \cdot M_s = 10 \eta \cdot a \frac{f \cdot O}{\delta \cdot v^2} \dots \dots \dots 64$$

Will man dieses Gewicht, bezogen auf den Schwerpunktsradius  $R'$  des Kranzquerschnittes, haben, so ist

$$G_s' = G \frac{R}{R'} = 10 \eta \cdot a \frac{f \cdot O \cdot R}{\delta \cdot v^2 \cdot R'}$$

oder, da die Umfangsgeschwindigkeit im Abstände  $R'$

$$v' = \frac{2 \pi R' \cdot n}{60} = \frac{2 \pi R \cdot n \cdot R'}{60 R} = v \frac{R'}{R}$$

ist,

$$G_s' = 10 \eta \cdot a \frac{f \cdot O}{\delta \cdot v'^2} \dots \dots \dots 65$$

Gewöhnlich nimmt man ferner an, dass ungefähr 10% dieses Gewichtes durch die Arme des Schwungrades gebildet, der Kranz selbst also nur das 0,9fache des vorstehenden Wertes  $G_s'$  schwer zu sein braucht.

Der Ungleichförmigkeitsgrad beträgt für Maschinen zum Antriebe

von Werkstätten-Transmissionen  $\delta = \frac{1}{35}$  bis  $\frac{1}{50}$ ,

von Papiermaschinen und Schneidewerken  $\delta = \frac{1}{40}$ ,

von Mahlmühlen  $\delta = \frac{1}{50}$ ,

von Spinnereien mit niedriger bzw. hoher Garnnummer

$\delta = \frac{1}{60}$  bzw.  $\frac{1}{100}$ ,

von Dynamomaschinen bei Riemenantrieb  $\delta = \frac{1}{150}$ ,

bei direktem Antriebe  $\delta = \frac{1}{300}$  und noch weniger.

Der äussere Radius des Schwungrades schwankt zwischen dem 3- bis 5fachen Kurbelradius, wobei die Umfangsgeschwindigkeit aber niemals 30 m übersteigen soll.

Der Schwungradkranz hat gewöhnlich die in Fig. 92 bzw. 93 des Textes auf Seite 103 bzw. 105 dargestellte Querschnittsform, je nachdem das Schwungrad als Riem- oder Seilscheibenschwungrad dienen soll. Im ersteren Falle muss natürlich die Kranzbreite, im letzteren Falle die Rillenzahl so bemessen sein, dass der aufgelegte Riemen oder die diesbezüglichen Seile den Maximaleffekt  $N_n$  der Maschine ableiten können. Ist nun

u die Riemen- oder Seilgeschwindigkeit in m für die Sekunde,

U die zu übertragende Umfangskraft in kg, welche sich zu

$$U = \frac{75 N_n}{u} \dots \dots \dots 66$$

ermittelt,

$k_z$  die zulässige Materialspannung des Riemens oder der Seile für den qmm,

so ergibt sich, wenn man wie gewöhnlich die auftretende grösste Riemen- oder Seilspannung zu  $2U$  annimmt, der erforderliche Riemen- oder Seilquerschnitt in qmm zu

$$q = \frac{2U}{k_z} \dots \dots \dots 67$$

mit  $k_z = 0,22$  bis  $0,32$  für einfache Lederriemen,  
mit  $k_z = 0,16$  bis  $0,23$  für doppelte Lederriemen,  
mit  $k_z = 0,125$  bis  $0,165$  für Hanfseile.

Aus dem berechneten Querschnitt  $q$  folgt dann die Riemenbreite, wenn man ersteren durch die Riemendicke dividiert, die

bei einfachen Lederriemen 4 bis 8 mm,

bei doppelten Lederriemen mehr als 8 mm

beträgt, und entsprechend die erforderliche Seilzahl, wenn man  $q$  durch den Querschnitt eines Seiles, deren Durchmesser 50 bis 60 mm ist, dividiert. Beim Riemenscheibenschwungrad schliesslich macht man

die Kranzbreite =  $1,1 \times$  Riemenbreite + 15 bis 25 mm,

beim Seilscheibenschwungrad

die Rillenzahl = Seilzahl + 1 bis 2

Auf rein rechnerischem Wege lässt sich die Ermittlung des Schwungradgewichtes nur angenähert durchführen. Für eine zu entwerfende Maschine von der Nutzleistung  $N_n$  in Pferdestärken bei der Umdrehungszahl  $n$  in der Minute kann für vorläufige Schätzung

$$G_s' = 5000 \frac{N_n}{\delta \cdot v'^2 \cdot n} \gamma \left( 1 + \frac{0,1}{e} \right) \dots \dots 68$$

gesetzt werden, wenn bei

Eincylinder-Auspuffmaschinen

mit  $c_m = 1$  m mittlerer Kolbengeschwindigkeit

$\gamma = 1,3$  bis  $1,25$ ,

mit  $c_m = 2$  m . . . .  $\gamma = 1,15$  bis  $1,1$

mit  $c_m = 3$  m . . .  $\gamma = 0,95$  bis  $0,88$ ,

Eincylinder-Kondensationsmaschinen

mit  $c_m = 1$  . . .  $\gamma = 1,1$  bis  $1$ ,

mit  $c_m = 2$  . . .  $\gamma = 1$  bis  $0,8$ ,

mit  $c_m = 3$  . . .  $\gamma = 0,6$

genommen wird. Dabei ist eine mittlere Kompression, bei der die Kompressionsendspannung ungefähr gleich der halben Eintrittsspannung ( $p_s = 0,5 p$ ) ist, vorausgesetzt. Bei Maschinen ohne namhafte Kompression kann  $\gamma$  um 5 bis 10% kleiner, bei solchen mit hoher Kompression um 5 bis 10% höher eingeführt werden;  $e$  ist der Füllungsgrad. Die höheren Werte von  $\gamma$  sind für grosse, die niedrigeren für kleine Füllungen zu nehmen. Schliesslich gelten die Werte von  $\gamma$  unter der Annahme, dass die Maschinen auf beiden Kolbenseiten mit annähernd gleicher Füllung und Kompression arbeiten. Ist das nicht der Fall, so wird man  $\gamma$  je nach der Höhe der Kolbengeschwindigkeit um 10 bis 30% höher, als angegeben, zu nehmen haben.

Bei Zwillings- bzw. Verbundmaschinen mit zwei unter 90° gegeneinander versetzten Kurbeln, wo  $e$  der auf den grossen Cylinder bezogene Füllungsgrad der Maschine ist, gilt die Gleichung 68 mit

$$\gamma = 0,33 \text{ bis } 0,25 \text{ bzw. } \gamma = 0,4 \text{ bis } 0,6$$

ziemlich annähernd für alle Kolbengeschwindigkeiten, bei Tandemaschinen und Kurbeln unter 180 mit  $\gamma$  wie bei den Eincylindermaschinen.

**Beispiele.**

1. Für die im 3. Beispiele auf Seite 97 berechnete Auspuffmaschine, welche bei 90 Umdrehungen in der Minute 28,6 Nutzpferdestärken normal (0,25 Füllung) bzw. 54 Nutzpferdestärken höchstens (0,6 Füllung) leistet und zum Antrieb einer Dynamomaschine vermittelt Riemen dienen soll, ist das Gewicht des Schwungrades, sowie dessen Kranzquerschnitt zu bestimmen.

Für die vorliegende Maschine gelten die Diagramme auf Tafel 26. Wird der Berechnung des Schwungrades das Indikator-Diagramm der Fig. 2 für den Hin-, dasjenige der Fig. 3 für den Rücklauf zu Grunde gelegt, also gleiches Voröffnen, aber ungleiche Füllung und Kompression auf beiden Kolbenseiten vorausgesetzt, so giebt Fig. 4 das Dampfüberdruck-Diagramm.

Bei gleicher Füllung und annähernd gleicher Kompression für Hin- und Rücklauf könnte, wie schon auf Seite 29 vermerkt, das Diagramm in Fig. 1 für beide Kolbenseiten geltend angenommen und zur Konstruktion des Dampfüberdruck-Diagrammes verwendet werden.

Der Inhalt des Diagrammes in Fig. 4, Tafel 26 beträgt, da die mittlere Ordinate desselben auf Seite 97 zu 44,8 mm ermittelt wurde,

$$100 \cdot 44,8 = 4480 \text{ qmm.}$$

In das Dampfüberdruck-Diagramm ist die Massendrucklinie  $q - q'$  unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge eingetragen. Diese Linie wurde aus der durch den Punkt  $A_5$  gehenden geraden Massendrucklinie für unendlich lange Schubstange nach dem auf Seite 31 und 32 angegebenen Verfahren konstruiert. Nimmt man nämlich nach Gleichung 62 ein Gestängegewicht

$$\frac{G}{O} = 0,28 \text{ kg}$$

an und berücksichtigt, dass bei einem Kurbelradius  $R = 0,3$  m und einer Umdrehungszahl  $n = 90$  der vorliegenden Maschine die Geschwindigkeit im Kurbelkreise nach Gleichung 22

$$v = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 90}{30} = \sim 2,83 \text{ m}$$

ist, so erhält man für die beiden Totlagen ( $\cos \omega = \pm 1$ ) bei unendlich langer Schubstange nach Gleichung 29 mit  $g = \sim 10$  einen Massendruck von

$$\pm \frac{v^2 G}{R g \cdot O} = \pm \frac{2,83^2 \cdot 0,28}{0,3 \cdot 10} = \sim 0,75 \text{ kg,}$$

oder, da 10 mm 1 kg in den Diagrammen der Tafel 26 entsprechen, die Ordinaten der durch  $A_5$  gehenden geraden Massendrucklinie in den Punkten A und A' zu

$$10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ mm.}$$

Bei Berücksichtigung eines Schubstangenverhältnisses  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  hat man nach den Angaben unter der Gleichung 30 den Wert

$$z = \frac{R v^2 G}{L R g \cdot O} = \frac{1}{5} 0,75 = 0,15 \text{ kg,}$$

oder in dem gewählten Kräftemasstabe

$$10 \cdot 0,15 = 1,5 \text{ mm,}$$

zu bestimmen und mit Hilfe dieses Wertes und den zu-

gehörigen Ordinaten der durch  $A_5$  gehenden geraden Massendrucklinie die Ordinaten der Linie  $q - q'$  zu konstruieren. Es folgt z. B. nach den Vermerken auf Seite 32 oben

$$\text{für } \omega = 0^\circ \text{ die Ordinate } \overline{Aq} = 7,5 + 1,5 = 9 \text{ mm,}$$

$$\text{für } \omega = 180^\circ \text{ die Ordinate } \overline{A'q'} = 7,5 - 1,5 = 6 \text{ mm,}$$

u. s. w.

Aus dem Dampfüberdruck-Diagramm und der Massendrucklinie wurde auf Tafel 26 in der im vorigen Abschnitte näher angegebenen Weise das Tangentialdruck-Diagramm der Fig. 7 gefunden. Der Inhalt des Diagrammes, d. h. die Differenz der Flächen über und unter der Basis desselben muss, wie auf Seite 33 angeführt, gleich dem Inhalte des Dampfüberdruck-Diagrammes sein. Es ist dies in der That mit grosser Annäherung der Fall, denn die 24 Ordinaten der Fig. 7 ergeben, in dem erwähnten Sinne positiv bzw. negativ genommen, eine mittlere Ordinate von

$$\frac{1}{24} (12,5 + 25 + 36 + 37,5 + 27,5 + 20 + 15,5 + 11,5 + 7,5 + 1,5 - 2 + 0 + 8,5 + 18 + 27,5 + 30,5 + 22,5 + 16,5 + 12,5 + 10 + 8 + 1 - 5 + 0) = 14,23 \text{ mm,}$$

also bei einer Basis von  $100\pi = 314$  m des Diagrammes einen Flächeninhalt von

$$F = 14,23 \cdot 314 = \sim 4468 \text{ qmm.}$$

Abgesehen von den in der Maschine auftretenden Nebenhindernissen ist diese mittlere Ordinate von 14,23 mm die Höhe des an der Kurbelwelle angreifenden konstanten Widerstandes, der nach Gleichung 33 mit  $w$  bezeichnet ist und für den gewählten Kräftemasstab

$$w = \frac{14,23}{10} = 1,423 \text{ kg}$$

beträgt. In Fig. 7 ist dieser Widerstand nur mit rund 1,4 kg eingetragen. Die im Abstände von 14,23 mm gezogene Horizontale schneidet dann die Über- und Unterschussflächen vom Tangentialdruck-Diagramme ab, von denen die grösste mit ihrem Inhalte  $f$  für die Berechnung des Schwungradgewichtes massgebend ist. Es ermittelt sich

$$f_1 = 985 \text{ qmm, } f_2 = 785 \text{ qmm, } f_3 = 540 \text{ qmm}$$

$$\text{und } f_4 = 740 \text{ qmm,}$$

so dass also der grösste Wert

$$f_1 = f = 985 \text{ qmm}$$

verbleibt.

Zur Kontrolle bei der Ermittlung der Flächeninhalte  $f_1$  bis  $f_4$  kann der Umstand dienen, dass die Summe der Überschuss-, gleich der Summe der Unterschussflächen, also im vorliegenden Falle

$$f_1 + f_3 = f_2 + f_4 \text{ oder } 985 + 540 = 785 + 740 = 1525 \text{ qmm}$$

sein muss.

Zur Berechnung des Schwungradgewichtes  $G_s'$  aus Gleichung 65 bedarf es nun noch der folgenden Grössen.

Der Wert  $a$ , das ist die Arbeit in mkg, welche 1 qmm der Fläche des Tangentialdruck-Diagrammes entspricht, bestimmt sich folgendermassen. Die Basis des Diagrammes stellt den Umfang des Kurbelkreises dar. Da nun die Basis  $100\pi$  mm, der Umfang des Kurbelkreises aber  $0,6\pi$  m ist, so entspricht

$$1 \text{ mm in der Länge } \frac{0,6\pi}{100\pi} = 0,006 \text{ m.}$$

Bezüglich des Kräfteastabes gilt, wie schon früher vermerkt, dass 10 mm 1 kg darstellen, also

$$1 \text{ mm in der Höhe } \frac{1}{10} = 0,1 \text{ kg}$$

wiedergibt. Hieraus folgt, dass

$$a = 1 \text{ qmm} \dots 0,006 \cdot 0,1 = 0,0006 \text{ mkg}$$

darstellt.

Der Ungleichförmigkeitsgrad kann nach den Angaben auf Seite 101 im vorliegenden Falle zu

$$\delta = \frac{1}{150}$$

gewählt werden.

Die Umfangsgeschwindigkeit des im Abstände  $R'$  von der Drehachse befindlichen Schwerpunktes des Kranzquerschnittes ist, wenn  $R' = 1,35 \text{ m}$  angenommen wird,

$$v' = \frac{2 R' \pi \cdot n}{60} = \frac{2,7 \pi \cdot 90}{60} = 12,72 \text{ m.}$$

Die nutzbare Kolbenfläche war

$$O = 0,97 \cdot 30^2 \frac{\pi}{4} = \sim 685 \text{ qcm,}$$

der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,82.$$

Die Gleichung 65 ergibt schliesslich das auf den Schwerpunkt des Kranzquerschnittes bezogene Schwungradgewicht

$$G_s' = 10 \cdot 0,82 \cdot 0,0006 \frac{985 \cdot 685 \cdot 150}{12,72^2} = \sim 3080 \text{ kg.}$$

Ohne Konstruktion des Tangentialdruck-Diagrammes würde man durch reine Rechnung aus Gleichung 68 mit  $N_n = 28,6$  Pferdest.,  $e = 0,25$ ,  $\gamma = 1,25$  entsprechend 1,8 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit und einer über  $p_s = \frac{1}{2} p$  liegenden Kompressionsendspannung,  $\delta = \frac{1}{150}$ ,  $v' = 12,72$  erhalten

$$G_s' = 5000 \frac{28,6 \cdot 150}{12,72^2 \cdot 90} 1,25 (1 + 0,4) = \sim 2580.$$

Dieses Gewicht gilt aber für angenähert gleiche Füllung und Kompression auf beiden Kolbenseiten und ist bei ungleicher Füllung und Kompression für Hin- und Rücklauf, wie sie bei der Konstruktion der Diagramme auf Tafel 26 vorausgesetzt sind, noch um 10 bis 30% zu vergrössern. Der oben berechnete Wert  $G_s' = 3080 \text{ kg}$  würde sich bei einem Zuschlag von 19,4% ergeben, denn dann ist

$$1,194 \cdot 2580 = \sim 3080 \text{ kg.}$$

Nimmt man an, dass von diesem Gewichte  $\frac{1}{10}$  durch die Arme des Schwungrades aufgebracht wird, so muss der Kranz allein ein Gewicht von

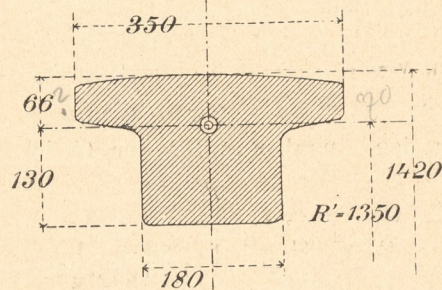
$$0,9 \cdot 3080 = 2772 \text{ kg}$$

besitzen. Dieses Gewicht würde reichlich durch einen Kranz erzielt werden, wie er in Fig. 92 des Textes wiedergegeben ist. Um zunächst die Breite des Kranzes zu bestimmen, hat man den erforderlichen Riemen zur Übertragung der maximalen Leistung der Maschine von 54 Pferdestärken an die Dynamomaschine zu berechnen.

Nach Fig. 92 ist der äussere Radius des Schwungrades 1,42 m, also die Riemengeschwindigkeit

$$u = \frac{2 \cdot 1,42 \cdot \pi \cdot 90}{60} = \sim 13,38 \text{ m.}$$

Fig. 92.



Dieser entspricht nach Gleichung 66 eine Umfangskraft

$$U = \frac{75 \cdot 54}{13,38} = \sim 300 \text{ kg.}$$

Nimmt man dann an, dass die grösste Spannung im führenden Riemenende

$$2U = 2 \cdot 300 = 600 \text{ kg}$$

ist, und gestattet eine zulässige Riemenspannung von 0,3 kg für 1 qmm Riemenquerschnitt, so muss der letztere nach Gleichung 67

$$q = \frac{600}{0,3} = 2000 \text{ qmm}$$

betragen. Diesem genügt vollkommen ein einfacher Riemen von

**300 mm Breite und 7 mm Dicke.**

Die Breite des Kranzes macht man dann gewöhnlich

$$1,1 \cdot 300 + 15 \text{ bis } 25 = \sim 350 \text{ mm.}$$

Der in seinen übrigen Dimensionen anzunehmende Kranzquerschnitt ergibt nun nach Fig. 92 ein Gewicht von

$$(3,5 \cdot 0,66 + 1,8 \cdot 1,3) 2 \cdot 1,35 \pi \cdot 7,3 = \sim 2885 \text{ kg,}$$

wenn das spezifische Gewicht des Gusseisens zu 7,3 angenommen wird. Bei den gewählten Dimensionen dürfte also der Kranz die gewünschte Gleichförmigkeit im Gange der Maschine wohl bewirken.

2. Die auf Seite 99 im 5. Beispiele berechnete Compound-Receiver-Maschine von 150 Nutzpferdestärken normaler und 250 maximaler Leistung soll vermittelst Hanfseile vom Schwungrade aus die Transmission einer Spinnerei für hohe Garnnummern antreiben. Welche Dimensionen muss der Schwungradkranz bekommen?

Die theoretischen Diagramme dieser Maschine sind auf Tafel 29 wiedergegeben. Die mittlere Ordinate der auf die nutzbare Kolbenfläche und den Hub des grossen Cylinders bezogenen beiden Indikator-Diagramme betrug nach den Berechnungen auf Seite 99

$$10 \cdot 1,491 = 14,91 \text{ mm,}$$

also der diesbezügliche Inhalt dieser Diagramme, welche für Hin- und Rücklauf gelten sollen, bzw. der ebenso grosse Inhalt der Dampfüberdruck-Diagramme bei 100 mm Basis

$$2 \cdot 14,91 \cdot 100 = 2982 \text{ qmm.}$$

Für die Konstruktion der genannten Horizontaldruck-Diagramme wurden die folgenden Massendrucke zu Grunde gelegt.

Für den kleinen Cylinder, dessen Diagramme ghiklmg in Fig. 3, Tafel 29 für den Hub s gilt, mit  $\frac{G}{O} = 0,4$  nach Gleichung 62 ist gemäss Gleichung 29 bei  $\omega = 0$  bzw.  $\omega = 180^\circ$  und

$$R = 0,45 \text{ m, } v = \frac{0,9\pi \cdot 80}{60} = 3,77 \text{ m, } \pm \frac{v^2 G}{R g \cdot O} = \frac{3,77^2 \cdot 0,4}{0,45 \cdot 10} = \pm 1,26 \text{ kg,}$$

sowie nach den Angaben unter der Gleichung 30 bei  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$

$$Z = \frac{R v^2 G}{L R g \cdot O} = \frac{1}{5} 1,26 = 0,252 \text{ kg.}$$

Hieraus ergibt sich, wenn 10 mm 1 kg in den Diagrammen entsprechen, die Ordinate

$$\overline{0q} = +(1,26 + 0,252) 10 = 15,12 \text{ mm,}$$

$$\overline{12q'} = -(1,26 - 0,252) 10 = 10,08 \text{ mm u. s. w.}$$

Für den grossen Cylinder folgt entsprechend mit

$$\frac{G}{O} = 0,2 \text{ nach Gleichung 62 und } \omega = 0 \text{ bzw. } 180^\circ$$

$$\pm \frac{v^2 G}{R g \cdot O} = \pm \frac{3,77^2 \cdot 0,2}{0,45 \cdot 10} = \pm 0,632 \text{ kg,}$$

$$Z = \frac{R v^2 G}{L R g \cdot O} = \frac{1}{5} 0,632 = 0,126 \text{ kg,}$$

also für Fig. 5, Tafel 29 z. B. die Ordinate

$$\overline{AQ} = +(0,632 + 0,126) 10 = 7,58 \text{ mm,}$$

$$\overline{A'Q'} = -(0,632 - 0,126) 10 = 5,06 \text{ mm.}$$

Das Tangentialdruck-Diagramm in Fig. 6, Tafel 29 ist in der im vorigen Abschnitte angegebenen Weise aus den beiden Horizontaldruck-Diagrammen entwickelt worden und bezieht sich auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders und den gemeinsamen Hub S. Die Basis dieses Diagrammes ist  $100\pi$ , die mittlere Ordinate

$$\frac{1}{24} (3,5 + 12 + 18,5 + 21,5 + 13,5 + 7,5 + 4 + 6 + 8 + 9,5 + 8 + 5 + 6,5 + 10,5 + 15 + 18 + 14 + 7,5 + 4,5 + 4,5 + 7 + 9,5 + 8 + 4) = 9,4 \text{ mm,}$$

also der mittlere theoretische Widerstand an der Kurbelwelle

$$w = 0,94, \text{ oder } \sim 0,95 \text{ kg,}$$

der Inhalt des Tangentialdruck-Diagrammes

$$9,5 \cdot 100 \pi = 2984,5 \text{ qmm,}$$

das ist ebenso gross wie der vorher berechnete Inhalt der Indikator- oder Dampfüberdruck-Diagramme für Hin- und Rücklauf.

Die Linie des mittleren Widerstandes schneidet vom Tangentialdruck-Diagramm die Überschussflächen

$$f_1 = 350, f_3 = 0,5, f_5 = 242, f_7 = 0 \text{ qmm,}$$

die Unterschussflächen

$$f_2 = 150, f_4 = 120, f_6 = 186,5, f_8 = 136 \text{ qmm}$$

ab, und es ist, wie verlangt, die Summe der ersteren gleich der Summe der letzteren, nämlich gleich 592,5 qmm.

Um die für die Berechnung des Schwunradgewichtes massgebende Fläche f zu bekommen, hat man nach

Seite 40 das positive und negative Maximum der Werte  $f_1$  bis  $f_8$  zu bilden. Man erhält, wenn  $f_1, f_3, f_5, f_7$  positiv,  $f_2, f_4, f_6, f_8$  negativ genommen werden,

$$f_1 = +350, f_1 - f_2 = +200, f_1 - f_2 + f_3 = +200,5, f_1 - f_2 + f_3 - f_4 = +80,5, f_1 - f_2 + f_3 - f_4 + f_5 = +322,5, f_1 - f_2 + f_3 - f_4 + f_5 - f_6 = +136, f_1 - f_2 + f_3 - f_4 + f_5 - f_6 + f_7 = +136, f_1 - f_2 + f_3 - f_4 + f_5 - f_6 + f_7 - f_8 = 0,$$

so dass also nach den Angaben auf Seite 40

$$f' = f_1 = 350, f'' = 0$$

und

$$f = f' + f'' = 350 \text{ qmm}$$

zu setzen ist.

Um den Wert a der zu benutzenden Gleichung 65 zu erhalten, ist zu berücksichtigen, dass der Hub der Maschine, wie auf Seite 99 berechnet, 0,9 m, der Umfang des Kurbelkreises also in Wirklichkeit 0,9  $\pi$  m ist, während er im Diagramm durch  $100\pi$  mm dargestellt ist. Es entspricht also in der Länge

$$1 \text{ mm} \dots \dots \frac{0,9\pi}{100\pi} = 0,009 \text{ m,}$$

in der Höhe

$$1 \text{ mm} \dots \dots 0,1 \text{ kg,}$$

also

$$1 \text{ qmm} = a = 0,009 \cdot 0,1 = 0,0009 \text{ mkg.}$$

Die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders ist nach Seite 99

$$O = 4566 \text{ qmm,}$$

der Wirkungsgrad der Maschine nach Seite 100

$$\eta = 0,76.$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad soll im vorliegenden Falle nach den Angaben auf Seite 101

$$\delta = \frac{1}{100}$$

mindestens betragen.

Der Abstand des Schwerpunktes für den Kranzquerschnitt schliesslich sei zu  $R' = 2$  m, also die Umfangsgeschwindigkeit dieses Punktes bei  $n = 80$  Umdrehungen zu

$$v' = \frac{2R'\pi \cdot n}{60} = \frac{4\pi \cdot 80}{66} = \sim 16,75 \text{ m}$$

angenommen. Alsdann ergibt die Gleichung 65 das erforderliche Schwunradgewicht

$$G_s' = 10 \cdot 0,76 \cdot 0,0009 \frac{350 \cdot 4566 \cdot 100}{16,75^2} = \sim 4000 \text{ kg,}$$

oder, wenn  $\frac{1}{10}$  dieses Gewichtes als durch die Arme aufgebracht angesehen wird, das erforderliche Gewicht des Kranzes zu

$$3600 \text{ kg.}$$

Will man das Schwunradgewicht ohne Hilfe der Diagramme ermitteln, so hat man in Gleichung 68 ausser den schon erwähnten Werten von  $\delta, n$  und  $v'$  noch  $N_n = 150$ , den Füllungsgrad der Maschine, bezogen auf den grossen Cylinder,  $e = 0,06$  und  $\gamma = 0,4$  bis  $0,6$  einzuführen. Man erhält dann mit  $\gamma = 0,45$  ebenfalls

$$G_s' = 5000 \frac{150 \cdot 100}{16,75 \cdot 80} 0,45 \left( 1 + \frac{0,1}{0,06} \right) = \sim 4000 \text{ kg.}$$

Für die Rillenzahl des Schwungrades ist die Maximalleistung  $N_n = 250$  der Maschine massgebend. Ist nach Fig. 93 des Textes der Radius des Schwungrades bis Mitte der Seile 2045 mm, also die Seilgeschwindigkeit

$$\frac{2 \cdot 2,045 \pi \cdot 80}{60} = \sim 17,15 \text{ m,}$$

so beträgt die zu übertragende Umfangskraft nach Gleichung 66

$$U = \frac{75 \cdot 250}{17,15} = \sim 1100 \text{ kg.}$$

Nimmt man nun an, dass die grösste Seilspannung  $2 \cdot 1100 = 2200 \text{ kg}$  ist, gestattet ferner eine zulässige Materialspannung von  $k_z = 0,14 \text{ kg}$  für den qmm Querschnitt der zu verwendenden 50 mm Seile, so muss der Seilquerschnitt nach Gleichung 67

$$q = \frac{2 \cdot 1100}{0,14} = \sim 15700 \text{ qmm,}$$

oder die Seilzahl

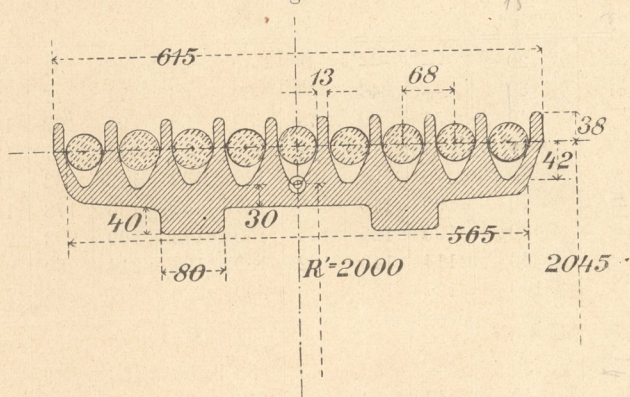
$$\frac{15700}{\frac{50^2 \pi}{4}} = \frac{15700}{1964} = \sim 8$$

betragen. Unter Zugabe einer Reserverille muss also der Kranz neun Rillen erhalten.

Für die in Fig. 93 eingetragenen Dimensionen berechnet sich das Kranzgewicht zu ungefähr

$$\{5,65 \cdot 0,3 + 9(0,13 \cdot 0,38 + 0,42 \cdot 0,3) + 2 \cdot 0,4 \cdot 0,8\} 40 \pi \cdot 7,3 = \sim 3600 \text{ kg.}$$

Fig. 93.



§ 25.

### Bestimmung der Stangen-, Zapfen- und Wellenstärken.

Der Berechnung von Kolbenstange, Kreuzkopf- und Kurbelzapfen, Kurbelwelle u. s. w. ist hauptsächlich der auf diese Teile wirkende gesamte resultierende Horizontaldruck zu Grunde zu legen. Der letztere kann, bezogen auf 1 qcm der nutzbaren Kolbenfläche, leicht dem entsprechenden Diagramm entnommen werden, wie es im vorigen Abschnitte aus dem Dampfüberdruck- und Massendruck-Diagramm entwickelt wurde, wobei streng genommen der Massendruck nur soweit in Rechnung zu stellen ist, als er bis zu dem zu ermittelnden Gestängeteil ausmacht. In der Praxis wird indes gewöhnlich, teils der Einfachheit wegen, weil die Druck-Diagramme nicht konstruiert werden, teils der Sicherheit wegen, der

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

resultierende Horizontaldruck für die nachfolgenden Rechnungen gleich dem auf den Kolben wirkenden grössten Dampfüberdruck gesetzt. Es ist deshalb im Folgenden, wenn

$P$  den auf die zu berechnenden Teile wirkenden grössten Gesamtdruck in kg,

$p_r$  den aus den Diagrammen zu entnehmenden grössten resultierenden Horizontaldruck in Atm,

$p_u$  den auf den Kolben wirkenden grössten Dampfüberdruck in Atm, also z. B. die Differenz zwischen der Dampfeintrittsspannung  $p$  und Dampfaustrittsspannung  $p_e$  bei der Eincylindermaschine, und wie in den vorigen Paragraphen

$O$  die nutzbare Kolbenfläche in qcm,

$D$  die Cylinderbohrung in cm

bezeichnet,

$$P = p_r \cdot O^1)$$

oder auch in dem angeführten Sinne

$$P = p_u \cdot O = \sim p_u \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \quad \dots \dots \dots 69$$

zu setzen.

Eine Berücksichtigung des Eigengewichtes der zu berechnenden Teile und anderer auf dieselben einwirkenden Kräfte führt zu weitläufigen Formeln und ist im Nachstehenden nur in einigen Fällen angedeutet.

#### 1. Die Kolbenstange.

Dieselbe erleidet eine Zug-, Druck- und Zerknickungsbeanspruchung durch den Gesamtdruck  $P$  bei allen, und ausserdem noch eine Biegungsbeanspruchung durch ihr eigenes Gewicht und dasjenige des Kolbens bei liegenden Maschinen.

Bei kleinen und mittleren liegenden, sowie bei allen stehenden Maschinen ist die Zerknickungsbeanspruchung die ungünstigste, und ergibt die Rechnung in Bezug auf diese die grösste Stärke. Nach der Zerknickungsfestigkeit ist, wenn

$\Delta$  den Durchmesser der Stange in mm,

$L_0$  die Länge derselben von Mitte Kolben bis Mitte Kreuzkopf in mm,

$E$  den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials für den qmm,

$\alpha$  die gestattete Sicherheit

bezeichnet,

$$\alpha \cdot P = \pi^2 \frac{\frac{\pi}{64} \Delta^4 \cdot E}{L_0^2},$$

woraus für  $E = 20000$  und  $L_0 = 1300 \text{ S}$ , unter

$S$  den Kolbenhub in m

verstanden.

$$\Delta = 3,6 \sqrt[4]{\alpha \cdot P \cdot S^2} \quad \dots \dots \dots 70$$

mit  $\alpha = 15$  bis  $20$

folgt. Als Mittelwerte erhält man auch aus dieser Gleichung mit Hilfe der Beziehung 69 und  $\alpha = 20$  bei einem Hubverhältnis

$$\left. \begin{aligned} \frac{100 \text{ S}}{D} = 1 \dots \dots \dots \Delta &= 0,72 D \sqrt[4]{p_u} \\ \frac{100 \text{ S}}{D} = 2 \dots \dots \dots \Delta &= D \sqrt[4]{p_u} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 71$$

1) Bei Tandemmaschinen ist natürlich der Druck auf beide Kolben zu berücksichtigen und auf eine der beiden Kolbenflächen zu beziehen.



nach welchen Werten die nachstehende 1. Tabelle berechnet ist. In der Praxis befolgt man auch vielfach bei der Bemessung der Kolbenstangenstärke die empirische Beziehung

$$\Delta = \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7} \text{ der Cylinderbohrung in mm.}$$

1. Tabelle.

Werte der Kolbenstangendicke  $\Delta$  in mm.

Cylinderbohrung D in cm	Grösster Dampfüberdruck $p_u =$								
	2	3	4	5	6	7	8	9	
Hubverhältnis $\frac{100 S}{D} = 1$	20	—	—	30	30	30	30	30	30
	30	—	30	30	32	34	35	36	38
	40	35	38	40	43	45	47	48	50
	50	43	48	52	54	56	60	60	62
	60	52	57	62	65	67	70	73	75
	70	60	67	72	75	78	82	85	87
	80	70	76	82	86	90	94	97	100
	90	77	86	92	97	102	105	110	112
	100	86	95	102	107	112	117	120	125
Hubverhältnis $\frac{100 S}{D} = 2$	20	—	—	—	30	32	33	34	35
	30	36	40	42	45	47	48	50	52
	40	48	53	56	60	63	65	67	70
	50	60	66	70	75	78	82	84	87
	60	72	80	85	90	94	97	102	104
	70	83	93	100	105	110	113	118	122
	80	95	106	113	120	125	130	135	138
	90	107	120	127	135	140	146	152	156
	100	120	132	142	150	156	162	168	173

Werte unter 30 mm sind in der Tabelle hierauf erhöht.

Bei grossen liegenden Maschinen mit schweren Kolben hat man nach Bach<sup>1)</sup> den Kolbenstangendurchmesser  $\Delta$  so gross zu nehmen, dass die Durchbiegung der Stange höchstens 1 bis 1,5 mm beträgt. Ist nun

$L_0'$  die Länge der durchgehenden Kolbenstange von Mitte des vorderen bis Mitte des hinteren Kreuzkopfes in mm,

$G_1$  das Gewicht der Kolbenstange,

$G_2$  dasjenige des Kolbens in kg,

so bestimmt sich die Durchbiegung eines an den beiden Enden unterstützten Balkens von der Länge  $L_0'$ , der in der Mitte mit  $G_2$  und gleichmässig über seine Länge mit  $G_1$  belastet ist, nach der Festigkeitslehre zu

$$f = \frac{G_1}{E \frac{\pi}{64} \Delta^4} \frac{5 L_0'^3}{384} + \frac{G_2}{E \frac{\pi}{64} \Delta^4} \frac{L_0'^3}{48},$$

oder mit  $E = 20\,000$  und  $L_0' = 2600 S$ , unter  $S$  wieder den Kolbenhub in m verstanden,

$$f = \sim 366\,000 \frac{S^3}{\Delta^4} \left( \frac{5}{8} G_1 + G_2 \right) \dots 72$$

Bei der Rechnung geht man am besten so vor, dass man  $\Delta$  wählt,  $G_1$  hiernach bestimmt und dann kontrolliert, ob der aus der vorstehenden Gleichung ermittelte Wert von  $f$  unter 1 bis 1,5 mm bleibt. Den Gleichungen 70 und 71 muss hier natürlich auch genügt werden.

1) C. Bach, Die Maschinen-Elemente, Verlag von Arnold Bergsträsser in Stuttgart.

## 2. Der Kreuzkopfzapfen und die Kreuzkopfschleifer.

Für die Stärke  $d$  und Länge  $l$  in mm des Kreuzkopfzapfens ist allein die Bedingung massgebend, dass die spezifische Flächenpressung zwischen Zapfen und Lagerschalen denjenigen Wert nicht erreicht, bei welchem das Schmiermaterial nicht mehr dauernd zwischen den Berührungsflächen zu bleiben vermag. Bezeichnet

$p$  einen in dieser Hinsicht zulässigen Wert der Flächenpressung für 1 qmm der Projektionsfläche des Zapfens,

so hat man

$$P = l \cdot d \cdot p = \frac{1}{d} d^2 \cdot p$$

und hieraus

$$d = \sqrt{\frac{P d}{p l}} \dots \dots 73$$

mit  $p = 0,7 \text{ bis } 0,8$

Mit Hilfe der Beziehung 69 und für  $p = 0,7$  ergibt sich auch

$$\left. \begin{aligned} \text{für } \frac{l}{d} = 1,25 \dots \dots d &= \sim 0,9 D \sqrt{p_u} \\ \text{für } \frac{l}{d} = 2 \dots \dots d &= \sim 0,75 D \sqrt{p_u} \end{aligned} \right\} \dots 74$$

Nach diesen Gleichungen ist die nachstehende 2. Tabelle berechnet.

2. Tabelle.

Werte der Kreuzkopfzapfen-Durchmesser  $d$  in mm.

Cylinderbohrung D in cm	Grösster Dampfüberdruck $p_u =$								
	2	3	4	5	6	7	8	9	
Zapfenlänge $l = 1,25d$	20	—	—	36	40	44	48	51	54
	30	—	47	54	60	66	71	77	81
	40	51	62	72	80	88	95	102	108
	50	64	78	90	100	110	120	127	135
	60	76	94	108	120	132	142	153	162
	70	90	110	126	140	154	166	178	190
	80	100	125	144	160	176	190	203	215
	90	114	140	162	180	198	214	230	242
	100	127	156	180	200	220	237	255	270
	Zapfenlänge $l = 2d$	20	—	—	30	34	37	40	42
30		—	39	45	50	55	60	64	68
40		42	52	60	67	73	80	85	90
50		53	65	75	84	91	100	106	113
60		63	78	90	100	110	120	127	135
70		74	91	105	117	128	140	148	158
80		84	104	120	133	147	158	170	180
90		95	117	135	150	165	178	190	205
100		105	130	150	167	182	198	210	225

Nach der Festigkeit besteht, wenn man sich den Zapfendruck  $P$  gleichmässig über die ganze Länge des Zapfens verteilt denkt, die Gleichung

$$P \frac{l}{8} = 0,1 d^3 \cdot k_b,$$

unter  $k_b$  die zulässige Biegungsspannung des Zapfenmaterials verstanden. Für  $k_b = 5$  (Gussstahl) folgt aus dieser Gleichung

$$d = \sqrt{\frac{P l}{0,8 k_b}} = 0,5 \sqrt{P \frac{l}{d}}$$

Die Gleichung 73 dagegen liefert mit  $p = 0,7$

$$d = 1,2 \sqrt{P \frac{l}{d}}$$

Durch Gleichsetzen beider Werte ergibt sich, dass die letzte Gleichung grössere Durchmesser liefert, so lange

$$\frac{1}{d} < \frac{1,2}{0,5} \text{ oder } < 2,4$$

bleibt, was wohl stets der Fall ist.

Die Kreuzkopfschleifer sind in ihrer Lauffläche so zu bemessen, dass die spezifische Flächenpressung nur **0,01 bis 0,02 kg** für den **qmm** beträgt. Die Gründe hierfür werden bei der Besprechung der Maschinenteile erörtert werden. Der grösste Wert des Normaldruckes, durch den die Schleifer angedrückt werden, wird ungefähr dann erreicht, wenn die Schubstange rechtwinklig zur Kurbel steht. Der Normaldruck ist dann, unter  $\frac{R}{L}$  das Verhältnis von Kurbelradius zu Schubstangenlänge verstanden (beide Dimensionen in derselben Masseinheit),

$$N = P \frac{R}{L}$$

Ist nun

$\lambda$  die Länge,  $\beta$  die Breite der Schleifer in **mm** (bei vier Gleitflächen ist  $\beta$  die Breite beider Schleifer zusammen),

so wird der obigen Bedingung Genüge geleistet, wenn

$$0,01 \text{ bis } 0,02 \lambda \cdot \beta = P \frac{R}{L},$$

oder mit dem meist gebräuchlichen Verhältnis  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ ,

$$\lambda \cdot \beta = 20 \text{ bis } 10P \quad \dots \quad 75$$

ist. Durch Einführen der Beziehung 69 erhält man auch

$$\lambda \cdot \beta = \sim 16 \text{ bis } 8D^2 \cdot p_u \quad \dots \quad 76$$

### 3. Der Schubstangenschaft.

Derselbe erleidet die verschiedensten Beanspruchungen. Der Druck  $P$  wirkt abwechselnd auf Zug und auf Zerknicken, das Eigengewicht und die in einem Teil der Stange auftretende Centrifugalkraft sucht den Schaft durchzubiegen, u. s. w. Dabei wird die Kraft  $P$  bei schräger Stellung der Stange noch vergrössert. Alle diese Umstände lassen sich bei der Rechnung, soll diese nicht an Einfachheit verlieren, natürlich nicht berücksichtigen. Man legt der Rechnung vielmehr die ungünstigste Beanspruchung zu Grunde, nämlich die auf Zerknicken durch die Kraft  $P$ , und genügt den anderen Kräften und Beanspruchungen durch die Wahl eines hinreichend hohen Sicherheitsgrades. Bezeichnet alsdann

**L** die Länge der Stange von Mitte bis Mitte Auge in **mm**,

$\alpha$  den gegen Zerknicken gestatteten Sicherheitsgrad,

**E** den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials für den **qmm**,

**J** das kleinste Trägheitsmoment des mittleren Stangenquerschnittes, bezogen auf **mm**,

**H** den Durchmesser des runden, bzw. die Höhe des rechteckigen oder I-förmigen Schaftquerschnittes in der Mitte der Stange in **mm**,

**B** die Breite des rechteckigen oder I-förmigen,

**H'** und **B'** die Höhe und Breite im Stege des I-förmigen Querschnittes in **mm** (siehe Fig. 12 bis 17, Taf. 18),

so hat man die Beziehung

$$J = \frac{\alpha \cdot P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E}$$

mit  $J = \sim \frac{H^4}{20}$  für Stangen mit rundem,

mit  $J = \frac{B^3 H}{12}$  für Stangen mit rechteckigem,

mit  $J = \frac{B^3 H - B'^3 H'}{12}$  für Stangen mit I-förmigem

Schaftquerschnitt. Durch Einführung dieser Werte von  $J$  in die vorstehende Gleichung erhält man mit  $E = 20000$  und  $\pi^2 = \sim 10$  für die gewöhnlich zur Anwendung kommenden

$$\left. \begin{aligned} \text{runden Stangen} \quad H &= 0,1 \sqrt[4]{\alpha \cdot P \cdot L^2}, \\ \text{rechteckigen Stangen} \quad H &= 0,15 \sqrt[4]{\alpha \cdot P \cdot L^2} \text{ mit } B = 0,5H \end{aligned} \right\} 77$$

Der Sicherheitsgrad  $\alpha$  kann der folgenden Tabelle entnommen werden.

3. Tabelle.  
Werte von  $\alpha$ .

Cylinderbohrung D in cm	Umdrehungszahl n der Maschine für die Minute					
	50	80	100	150	200	300
20	—	15	15	15	20	40
30	15	15	15	20	40	50
40	15	15	20	40	50	60
50	15	20	30	50	60	—
60	15	20	40	60	—	—
70	15	25	50	—	—	—

Die Schubstangenlänge  $L$  ist das 4- bis 6 fache, im Mittel das 5 fache des Kurbelradius.

Nimmt man, wie das ja meistens der Fall ist, die Schubstangenlänge gleich dem 5fachen Kurbelradius, setzt also, wenn

**R** bzw. **S** den Kurbelradius bzw. den Hub in **m**,

**D** die Cylinderbohrung in **cm**,

**L** die Schubstangenlänge in **mm**

bezeichnet,

$$L = 5(1000R) = 2500S,$$

oder bei einem Hubverhältnis

$$\frac{100S}{D} = x, \text{ also } S = \frac{x \cdot D}{100},$$

$$L = 25x \cdot D,$$

so erhält man aus Gleichung 77 mit Benutzung der Beziehung 69

$$\left. \begin{aligned} \text{für runde Stangen} \quad H &= 0,47 D \sqrt[4]{\alpha \cdot x^2 \cdot p_u} \\ \text{für rechteckige Stangen} \quad H &= 0,7 D \sqrt[4]{\alpha \cdot x^2 \cdot p_u} \text{ mit } B = 0,5H \end{aligned} \right\} 78$$

Nach diesen beiden Gleichungen ist die nachstehende 4. Tabelle unter Annahme eines Sicherheitsgrades  $\alpha = 25$  im Mittel, der für die meisten Verhältnisse passend scheint, berechnet.

4. Tabelle.

Werte der Schaftstärken H in mm von Schubstangen.  
(Die oberen Zahlen gelten für runden, die unteren für rechteckigen Schaftquerschnitt. Die Breite des letzteren Querschnittes ist 0,5 H.)

	Cylinderbohrung D in cm	Grösster Dampfüberdruck $p_u =$							
		2	3	4	5	6	7	8	9
Hubverhältnis $x = \frac{100 S}{D} = 1$	20	—	—	30	32	33	34	36	37
		—	—	45	47	49	51	53	54
	30	—	42	45	47	50	51	53	55
		—	62	67	70	74	77	79	81
	40	50	55	60	63	66	68	71	73
		75	82	89	94	98	102	105	108
	50	63	69	75	79	82	86	89	91
		93	103	110	117	123	127	132	135
	60	75	83	89	94	99	103	106	109
		112	123	133	140	147	153	158	163
70	88	97	104	110	115	119	124	127	
	130	144	155	163	171	178	184	189	
80	100	110	119	125	131	137	142	145	
	149	165	177	187	196	204	210	216	
90	113	124	134	141	148	154	159	164	
	167	185	200	210	220	230	237	244	
100	125	138	150	157	164	170	172	182	
	186	206	222	233	245	255	264	270	
Hubverhältnis $x = \frac{100 S}{D} = 2$	20	36	39	42	45	47	48	50	52
		53	57	63	66	69	72	75	77
	30	53	59	63	67	70	73	75	77
		79	88	94	99	104	108	112	115
	40	71	78	84	89	93	97	100	103
		105	116	125	132	138	144	149	153
	50	89	98	105	111	116	121	125	129
		132	145	156	165	173	180	186	192
	60	106	117	126	133	140	145	150	155
		158	175	187	199	208	216	224	230
70	124	137	147	156	163	169	175	180	
	184	203	218	231	242	252	261	268	
80	142	156	168	178	186	193	200	206	
	210	233	250	265	276	288	296	307	
90	159	176	189	200	210	217	225	232	
	237	262	281	297	311	324	335	345	
100	177	196	210	222	232	241	250	257	
	264	290	312	330	346	360	372	383	

4. Die Kurbelwellen mit nur einer Stirnkurbel.

Fig. 1 und 2, Taf. 20.

Die Form dieser Wellen, die meistens bei liegenden Eincyliner- oder Tandemaschinen vorkommen, ist schematisch in Fig. 2 angedeutet. Die Welle besitzt zwei Zapfen, von denen der neben der aufgesteckten Kurbel sitzende als vorderer, der andere als hinterer bezeichnet werden soll. Die Kurbel enthält den Kurbelzapfen.

Für die Dimensionierung aller Zapfen sind bekanntlich die folgenden drei Bedingungen massgebend.

1. Der Festigkeit und Elasticität muss genügt werden, also der Zapfen so stark sein, dass er gegen Abbrechen die nötige Sicherheit bietet und sich gleichmässig über die ganze Schalenlänge auflegt.

2. Der spezifische Flächendruck zwischen Zapfen und Lagerschalen darf denjenigen Wert nicht erreichen, bei welchem das Schmiermaterial nicht mehr dauernd zwischen den arbeitenden Flächen bleibt.

3. Die Wärme, in welche der grösste Teil der Reibungsarbeit umgesetzt wird, muss noch, um das Warmlaufen zu verhüten, durch den Zapfen abgeleitet werden können.

Für den Kurbelzapfen zunächst liefert, wenn  $d$  den Durchmesser,  $l$  die Länge desselben in mm bezeichnet, die 1. Bedingung die Beziehung

$$P \frac{l}{2} = 0,1 d^3 \cdot k_b,$$

unter  $k_b$  die zulässige Biegungsspannung für den qmm des Zapfenmaterials verstanden. Die 2. Bedingung ergibt, wenn

$p$  die zulässige Flächenpressung für den qmm der Zapfenprojektion ist, die Beziehung

$$P = l \cdot d \cdot p.$$

Durch Vereinigung beider Gleichungen erhält man das beste Verhältnis für die beiden Bedingungen 1 und 2 zu

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_b}{p}},$$

oder mit  $k_b = 5$  (Gussstahl),  $p = 0,6$  im Mittel ( $p = 0,7$  höchstens)

$$\frac{l}{d} = \sim 1,3 \dots \dots \dots 79$$

Mit diesem Verhältnis folgt aus der zweiten der obigen Gleichungen, die sich auch

$$P = \frac{1}{d} d^2 \cdot p,$$

oder mit Zuziehung der Gleichung 69 auch

$$D^2 \frac{\pi}{4} p_u = \frac{1}{d} d^2 \cdot p$$

schreiben lässt und, wie weiter unten gezeigt, die massgebenden Stärken liefert für

$$\left. \begin{aligned} n < \frac{7000}{\sqrt{P}} \left\{ \begin{aligned} d &= \sim 1,15 \sqrt{P}, l = 1,3d \end{aligned} \right\} \\ \text{oder} \\ n < \frac{8000}{D \sqrt{p_u}} \left\{ \begin{aligned} d &= \sim D \sqrt{p_u}, l = 1,3d \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \dots \dots 80$$

Die Zapfenlänge  $l$  muss der 3. Bedingung genügen. Die von der spezifischen Flächenpressung  $p$  in der Sekunde entwickelte Reibungsarbeit beträgt bei einem Reibungskoeffizienten von  $\frac{1}{20}$

$$A = \frac{4}{\pi} \frac{1}{20} P \frac{d \pi \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{4}{\pi} \frac{1}{20} \frac{P}{l \cdot d} \frac{d \pi \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{P \cdot n}{300000} \text{ mmkg.}$$

Soll diese Arbeit einen Betrag  $A_z$ , das ist diejenige Arbeit, deren Wärmewert bei schwingenden Zapfen erfahrungsgemäss noch abgeleitet werden kann, nicht überschreiten, so muss

$$l \geq \frac{P \cdot n}{300000 A_z}$$

sein. Man gestattet nun bei den vorliegenden Kurbelzapfen einen Wert  $A_z = 0,0155$  im Mittel, oder  $0,018$  höchstens. Den ersteren Wert eingeführt, ergibt sich

$$l \geq \frac{P \cdot n}{4650}$$

Die Gleichung 80 dagegen liefert

$$l = 1,3d = 1,3 \cdot 1,15 \sqrt{P} = \sim 1,5 \sqrt{P}.$$

Vereinigt man beide Ausdrücke für  $l$ , so ersieht man, dass der erstere eine grössere Zapfenlänge ergibt, so lange

$$\frac{P \cdot n}{4650} > 1,5 \sqrt{P}$$

oder

$$n > \frac{7000}{\sqrt{P}}$$

bezw. mit Einschluss der Beziehung 69

$$n > \frac{8000}{D \sqrt{p_u}}$$

ist. Während also für Tourenzahlen unter diesem Wert die Gleichung 80 zur Bestimmung der Kurbelzapfen-dimensionen benutzt werden kann, ist für

$$n > \frac{7000}{\sqrt{P}} \left\{ \begin{array}{l} 1 \geq \frac{P \cdot n}{4650}, d = \sqrt[3]{P \cdot l} \\ \text{oder} \\ 1 \geq \frac{D^2 \cdot p_u \cdot n}{6000}, d = \sim 0,92 \sqrt[3]{D^2 \cdot p_u \cdot l} \end{array} \right\} \quad 81$$

zu nehmen. Der hier angegebene Wert von  $d$  folgt aus der zuerst angeführten Festigkeitsgleichung für  $k_b = 5$ .

Die nachfolgende 5. Tabelle gibt die Dimensionen des Kurbelzapfens nach den Werten der Gleichung 80.

5. Tabelle.

Werte der Kurbelzapfen-Durchmesser  $d$  in mm

für Umdrehungszahlen  $n < \frac{8000}{D \sqrt{p_u}}$

Zapfenlänge $l = 1,3 d$	Cylinderbohrung $D$ in cm	Grösster Dampfüberdruck $p_u =$							
		2	3	4	5	6	7	8	9
20	—	—	40	45	50	53	57	60	
30	—	52	60	67	74	80	85	90	
40	57	69	80	90	98	106	113	120	
50	71	87	100	112	123	132	142	150	
60	85	104	120	134	147	159	170	180	
70	100	121	140	157	172	185	198	210	
80	113	139	160	179	196	211	226	240	
90	127	156	180	201	220	238	254	270	
100	142	173	200	224	245	265	283	300	

Für Tourenzahlen  $n > \frac{8000}{D \sqrt{p_u}}$  sind die Zapfendimensionen

nach Gleichung 81 zu berechnen.

Auf den vorderen Kurbelwellenzapfen wirkt, wenn die Kurbel rechtwinklig zur Schubstange steht und

$R$  den Kurbelradius in mm,

$a$  den horizontalen Abstand von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte vorderes Wellenlager (siehe Fig. 2b, Taf. 20) in mm

bezeichnet,

ein Drehmoment  $P \cdot R$ , ein Biegemoment  $P \cdot a$  in kgmm ein.

Dies erkennt man leicht, wenn man sich nach Fig. 1a, Taf. 20 in der Schwingungsebene der Schubstange im Punkte O die auf den Kurbelzapfen wirkende Kraft  $P$  zweimal in entgegengesetzter Richtung angebracht denkt, wodurch ja Nichts am vorhandenen Zustande geändert wird. Die Kraft  $P$  in A und die entgegengerichtete Kraft  $P$  in O ergeben dann ein rechtsdrehendes Kräftepaar  $P \cdot OA = P \cdot R$ , während die andere Kraft in O den vorderen Wellenzapfen mit einem Biegemomente  $P \cdot a$  beansprucht.

Ist nun

$d_1$  der Durchmesser,  $l_1$  die Länge in mm des vorderen Wellenzapfens, so hat man nach der Festigkeitslehre die Beziehung

$$0,1 d_1^3 \cdot k_b = \frac{3}{8} P \cdot a + \frac{5}{8} \sqrt{(P \cdot a)^2 + (P \cdot R)^2}$$

oder mit  $k_b = 5$  (Gussstahl)

$$d_1^3 = \frac{1}{4} P (3a + 5 \sqrt{a^2 + R^2})$$

oder, wenn  $a = \alpha R$  gesetzt wird,

$$d_1 = \sim 0,63 \sqrt[3]{P \cdot R (3\alpha + 5 \sqrt{1 + \alpha^2})} \quad 82$$

worin, wie wohl zu beachten, aber  $R$  in mm einzuführen ist.

Gewöhnlich, namentlich bei einem Kolbenhube gleich der doppelten Cylinderbohrung, ist nun sehr angenähert  $a = R$ , also  $\alpha = 1$ , und hierfür ergibt sich

$$d_1 = \sim 1,35 \sqrt[3]{P \cdot R} \quad 83$$

oder mit Hilfe der Gleichung 69 und

$$R \text{ (in mm)} = 10 D \text{ (in cm)}$$

$$d_1 = \sim 2,7 D \sqrt[3]{p_u} \quad 84$$

Die Länge des vorderen Kurbelwellenzapfens nimmt man gewöhnlich

$$l_1 = 1,7 \text{ bis } 2,2 d_1 \quad 85$$

Die so ermittelten Dimensionen sind hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung und Reibungsarbeit zu kontrollieren. Hierzu bedarf man des Druckes  $R_1$  auf den vorderen Wellenzapfen. Dieser Druck rührt einmal von der in O (Fig. 1a, Taf. 20) verbleibenden Kraft  $P$ , die in dem Folgenden horizontal angenommen werden möge, das andere Mal von dem Schwungradgewicht, das hier kurz mit  $G$  bezeichnet werde, her. Der von  $P$  herrührende und also in der Horizontalebene wirkende Teil ist nach Fig. 2b und c, Taf. 20

$$H_1 = P \frac{a+c}{c} = P \left( 1 + \frac{a}{c} \right)$$

wenn  $c$  der Abstand von Mitte bis Mitte Lager ist.  $G$  bewirkt in der Vertikalebene nach Fig. 2a, Taf. 20 am vorderen Zapfen einen Druck

$$V_1 = G \frac{b}{c}$$

unter  $b$  den Abstand des Schwungrades von der Mitte des hinteren Lagers verstanden (siehe Fig. 2b, Taf. 20). Der Riemen- oder Seilzug  $D$  kann gewöhnlich bei der Rechnung vernachlässigt werden. Durch Vereinigung der rechtwinklig zu einander gerichteten Komponenten  $H_1$  und  $V_1$  erhält man

$$R_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2} = \sqrt{P^2 \left( 1 + \frac{a}{c} \right)^2 + G^2 \left( \frac{b}{c} \right)^2} \quad 86$$

Mit Berücksichtigung des Riemen- oder Seilzuges  $D$ , der gleich dem dreifachen Werte von  $U$  in Gleichung 66 gesetzt werden kann, ergibt sich für

den Hinlauf (Fig. 2b)

$$H_1 = \frac{P(a+c) + D \cdot b}{c}$$

den Rücklauf (Fig. 2c)

$$H_1 = \frac{P(a+c) - D \cdot b}{c}$$

und aus der Vereinigung dieser Werte mit  $V_1$  wie oben  $R_1$  verschieden für die beiden Totlagen.

Ist dann  $p$  wieder die zulässige spezifische Flächenpressung für den qmm, so muss mit dem nach der Festigkeit berechneten Durchmesser  $d_1$

$$l_1 = \frac{R_1}{d_1 \cdot p} \dots \dots \dots 87$$

oder, wenn man hier  $p = 0,13 \text{ kg}$  gestattet, welcher Wert von anderer Seite bis zu  $p = 0,15 \text{ kg}$  als zulässig angegeben wird,

$$l_1 = 7,7 \frac{R_1}{d_1} \dots \dots \dots 88$$

Hinsichtlich der entwickelten Reibungsarbeit, die, in Wärme umgesetzt, noch durch den Zapfen abgeleitet werden kann, muss ähnlich wie bei dem Kurbelzapfen sein

$$l_1 \geq \frac{R_1 \cdot n}{300\,000 A_z} \dots \dots \dots 89$$

oder, wenn für  $A_z$ , das hier zu **0,007 bis 0,0125 mmkg** nach bewährten Ausführungen angegeben wird, der mittlere Wert  $A_z = 0,008$  eingeführt wird,

$$l_1 \geq \frac{R_1 \cdot n}{2400} \dots \dots \dots 90$$

Der hintere Kurbelwellenzapfen empfängt nach Fig. 2a und c, Taf. 20 unter Vernachlässigung des Riemen- oder Seilzuges

in der Horizontalebene einen Druck

$$H_2 = P \frac{a}{c},$$

in der Vertikalebene einen solchen

$$V_2 = G \frac{c-b}{c} = G \left(1 - \frac{b}{c}\right)$$

also einen resultierenden Druck

$$R_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2} = \sqrt{P^2 \left(\frac{a}{c}\right)^2 + G^2 \left(1 - \frac{b}{c}\right)^2} \dots 91$$

Bei Berücksichtigung des Riemen- oder Seilzuges  $D$  wird für den Hinlauf (Fig. 2b)

$$H_2 = \frac{D(c-b) - P \cdot a}{c},$$

für den Rücklauf (Fig. 2c)

$$H_2 = \frac{D(c-b) + P \cdot a}{c},$$

welche dann mit  $V_2$  wie oben den für die beiden Totlagen verschiedenen resultierenden Druck  $R_2$  liefern.

Für

$d_2$  als Durchmesser,  $l_2$  als Länge dieses Zapfens in mm, liefert die Festigkeit die Beziehung

$$R_2 \frac{l_2}{2} = 0,1 d_2^3 \cdot k_b,$$

die Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck  $p$  diejenige

$$R_2 = l_2 \cdot d_2 \cdot p,$$

und schliesslich die Forderung, dass die in Wärme umgesetzte Reibungsarbeit noch abgeleitet werden kann, diejenige

$$l_2 \geq \frac{R_2 \cdot n}{300\,000 A_z}$$

Bei einem mittleren Verhältnis

$$l_2 = 1,7 \text{ bis } 2 d_2 \dots \dots \dots 92$$

gibt für  $p = 0,15$  (Gussstahl, ungehärtet, auf Bronze) die zweite Gleichung den Wert

$$d_2 = \sim 2 \text{ bis } 1,8 \sqrt{R_2} \dots \dots \dots 93$$

die erste für  $k_b = 5$  (Gussstahl) einen stets kleineren Wert, und schliesslich die dritte für  $A_z = 0,005$  die Zapfenlänge

$$l_2 \geq \frac{R_2 \cdot n}{1500} \dots \dots \dots 94$$

die nur dann grösser als die mit Hilfe der Gleichungen 92 und 93 berechnete wird, wenn

$$\frac{R_2 \cdot n}{1500} > 1,7 \cdot 2 \text{ bis } 2 \cdot 1,8 \sqrt{R_2},$$

oder

$$n > \frac{5100}{\sqrt{R_2}} \text{ bzw. } \frac{5400}{\sqrt{R_2}} \dots \dots \dots 95$$

ist. In einem solchen Falle hat man bei der Länge  $l_2$  aus Gleichung 94 den Durchmesser des Zapfens

$$d_2 = \sqrt[3]{R_2 \cdot l_2} \dots \dots \dots 96$$

zu nehmen.

In der Mitte des Schwungrades muss die Kurbelwelle einen Durchmesser  $d_3$  in mm erhalten, der mit  $k_b = 5$  aus

$$d_3 = \sqrt[3]{0,75 R_2 \cdot b + 1,25 \sqrt{(R_2 \cdot b)^2 + (P_2 \cdot R)^2}} \dots 97$$

folgt. Die Dimensionen des Kurbelarmes werden am besten zunächst empirisch gewählt und dann einer Kontrollrechnung unterzogen. Für einen radial um  $x$  von der Mitte des Kurbelzapfens entfernten Querschnitt des Kurbelarmes ist, wenn

**y** die Entfernung von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte Kurbelarm,

**b** die Dicke, **h** die Höhe des Kurbelarmes in dem fraglichen Querschnitt (siehe Fig. 1, Taf. 19)

bezeichnet, das angreifende Biegemoment  $P \cdot x$ , das Verdrehungsmoment  $P \cdot y$  und deshalb

$$\frac{3}{8} P \cdot x + \frac{5}{8} \sqrt{(P \cdot x)^2 + (P \cdot y)^2} = \frac{b \cdot h^2}{6} k_b,$$

oder

$$k_b = 0,75 \frac{P}{b \cdot h^2} (3x + 5 \sqrt{x^2 + y^2}) \dots 98$$

Die Festigkeit kann als genügend angesehen werden, wenn für Kurbeln aus Schweisseisen  $k_b \leq 4$  ist. Für  $P$  kann auch die Beziehung 69 wieder eingeführt werden.

Für den mit dem graphischen Verfahren Vertrauten bietet die graphische Berechnung der Kurbelwellen manche Vorteile. Die Fig. 1a bis e auf Taf. 20 zeigen die graphische Berechnung der einfachen Kurbelwelle, wie sie besonders von Ebel<sup>1)</sup> und Herrmann<sup>2)</sup> in sehr leicht verständlicher Weise durchgeführt worden ist.

Fig. 1a deutet zunächst die Lage  $\overline{OA}$  der Kurbel an, welche der Rechnung zu Grunde gelegt ist. In Fig. 1b bezeichnet weiter

- I die Mitte des Kurbelzapfens,
- III die Mitte des vorderen Wellenlagers,
- IV die Mitte des hinteren Wellenlagers,
- II die Mitte des Schwungrades.

1) Ebel, Praktische Anleitung zum Gebrauche der graphischen Methoden, Verlag der Herderschen Buchhandlung in Freiburg im Breisgau.

2) Weissbach-Herrmann, Die Zwischenmaschinen, Verlag von Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Im Punkte O der Fig. 1a bzw. I der Fig. 1b ist schliesslich zweimal die Belastung P des Kurbelzapfens angebracht. G ist das Schwungradgewicht, D der Riemen- oder Seilzug, der bekanntlich das Dreifache der zu übertragenden Umfangskraft U (siehe Gleichung 66) ausmacht. G und D vereinigt, ergeben die Resultierende  $\overline{Ow}$ .

Es wirkt nun das Kräftepaar  $P \cdot \overline{AO}$  auf Verdrehen von I bis II (Fig. 1b) mit dem Moment  $P \cdot R$ , wenn R der Kurbelradius ist. Ferner wirkt auf Biegung in der Ebene  $\alpha - \alpha$  (Fig. 1a) die Kraft  $P = \overline{O2'}$  und die Komponente  $\overline{O1'}$  von  $\overline{Ow}$ , in der Ebene  $\beta - \beta$  nur die Komponente  $\overline{O1}$  von  $\overline{Ow}$ . Fig. 1d giebt das Kräftepolygon für die Kräfte der ersten, Fig. 1c dasjenige für die der letzten Ebene, wenn  $\overline{O1'} = \overline{O1}$  der Polabstand ist. Es wurde nun gemacht in Fig. 1d

$\overline{O' - 1'} = \overline{O1'}$  und  $\overline{1' - 2'} \leq P = \overline{O2'}$  in Fig. 1a, in Fig. 1b

$\overline{Ic} \parallel \overline{O2'}$  und  $\overline{IIb} \parallel \overline{O1'}$  in Fig. 1d.

Daraus ergibt sich in Fig. 1b die Linie  $\overline{bc}$ , der in Fig. 1d  $\overline{O3'}$  parallel gezogen ist.  $\overline{IIIbcI}$  in Fig. 1b ist die Biegungs-Momentenfläche der Ebenen  $\alpha - \alpha$ ,  $\beta' - 2'$  bzw.  $\beta' - 0'$  in Fig. 1d ist die Reaktion des vorderen bzw. hinteren Wellenzapfens, also in III bzw. IV, für diese Ebene.

Ferner wurde gemacht in Fig. 1c

$\overline{O - 1} = \overline{O1}$  in Fig. 1a,

in Fig. 1b

$\overline{IIa} \parallel \overline{O0}$  in Fig. 1c.

Durch Ziehen von  $\overline{aIII}$  in Fig. 1b ergibt sich die Biegungs-Momentenfläche  $\overline{IIIaIII}$  der Ebene  $\beta - \beta$ . Wird schliesslich in Fig. 1c  $\overline{O2}$  parallel  $\overline{aIII}$  in Fig. 1b gelegt, so ist  $\overline{1 - 2}$  die Reaktion in III und  $\overline{2 - 0}$  diejenige in IV.

Die beiden erwähnten Momentenflächen, die in zwei zu einander rechtwinkligen Ebenen liegen, sind jetzt zu einer resultierenden Biegungs-Momentenfläche zu vereinigen. Dies geschieht in der Weise, dass man die zusammengehörigen Ordinaten der beiden Flächen als die Katheten eines rechtwinkligen Dreiecks und die Hypotenuse als resultierende Ordinate ansieht. So ergeben z. B. in Fig. 1b die beiden Ordinaten  $\overline{6 - 9}$  und  $\overline{6 - 7} = \overline{6 - 8}$  als resultierende Ordinate  $\overline{8 - 9} = \overline{6 - 16}$ . Die resultierende Biegungs-Momentenfläche in Fig. 1b ist mit  $\overline{IIIadgI}$  bezeichnet.

Die Torsions-Momentenfläche des Kräftepaares  $P \cdot R$  ist in Fig. 1b durch das Rechteck  $\overline{IIIfeI}$  wiedergegeben. Die Höhe dieses Rechteckes ergibt sich, wenn man der Fig. 1d im Abstände R die Vertikale  $\overline{4' - 5'}$  entnimmt.

Zur Vereinigung der zusammengehörigen Ordinaten der Biegungs- und Torsions-Momentenflächen, die bekanntlich nach der Formel

$$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M^2}$$

zu geschehen hat, kann das in Fig. 1b angedeutete Verfahren dienen. Für  $M_b = \overline{10 - 12}$  und  $M = \overline{1e}$  trägt man im Punkte 12 die Strecke  $\overline{1e} = \overline{12 - 13}$  horizontal an und zieht  $\overline{10 - 13}$ . Wird dann  $\overline{10 - 11} = \frac{3}{8} \overline{10 - 12}$  gemacht

und  $\overline{11 - 14}$  gezogen, so ist  $\overline{10 - 11} + \overline{13 - 14} = \overline{11 - 15}$  die verlangte Ordinate der ideellen Biegungs-Momentenfläche  $\overline{IIIadkihlI}$ . Die einzelnen Ordinaten dieser Fläche stellen, bezogen auf den Kräftemassstab und multipliziert mit dem Polabstände, diesen gemessen nach dem Längenmassstabe, die angreifenden ideellen Biegemomente der äusseren Kräfte für die einzelnen Querschnitte der Welle dar.

Die Momentenfläche des Kurbelarmes ist in Fig. 1e konstruiert. Es ist

$\overline{abcd}$  die Torsions-Momentenfläche der Kraft P am Hebelarm y. Die Höhe des Rechteckes  $\overline{abcd}$  erhält man in Fig. 1d, in der um y von O abstehenden Vertikalen  $\overline{6' - 7'}$ ;

$\overline{ebc}$  die Biegungs-Momentenfläche der Kraft P, wobei  $\overline{ec}$  gleich der im Abstände R von O in Fig. 1d gezogenen Vertikalen  $\overline{4' - 5'}$  gemacht ist;  $\overline{efab}$  die ideelle Biegungs-Momentenfläche, erhalten durch die früher beschriebene Vereinigung der Ordinaten der beiden vorigen Flächen.

## 5. Die Kurbelwellen mit zwei aufgesetzten Stirnkurbeln.

Fig. 4, Taf. 20.

Sie kommen gewöhnlich bei liegenden Zweicylindermaschinen zur Anwendung, bei denen die unter  $90^\circ$  gegeneinander versetzten Stirnkurbeln ausserhalb der beiden Wellenlager sitzen. Ist

$P_1$  der grösste Kolbendruck auf den einen,

$P_2$  derjenige auf den anderen Kurbelzapfen,

so berechnen sich die Kurbelzapfen wie bei der Kurbelwelle mit nur einer Stirnkurbel, also nach den Gleichungen 79 bis 81, sobald in diese Gleichungen für D und  $p_u$  die zusammengehörigen Werte eingeführt werden.

Zur Berechnung der Dimensionen der beiden Kurbelwellenzapfen können ferner die Gleichungen 82 bis 90 benutzt werden, wenn man in diesen P durch  $P_1$  bzw.  $P_2$  ersetzt und  $R_1$  nicht aus Gleichung 86, sondern für den einen Wellenzapfen aus

$$R_1 = \sqrt{P_1^2 \left(1 + \frac{a_1}{c}\right)^2 + \frac{1}{4} G^2} \dots \dots 99a$$

für den anderen aus

$$R_2 = \sqrt{P_2^2 \left(1 + \frac{a_2}{c}\right)^2 + \frac{1}{4} G^2} \dots \dots 99b$$

bestimmt, unter  $a_1$ ,  $a_2$  und c die in Fig. 4, Taf. 20 eingetragenen Abstände verstanden. Dabei ist dann angenommen, dass an dem einen Kurbelzapfen gar kein Druck angreift, wenn der andere voll belastet ist, und dass das Schwungrad in der Mitte der beiden Schwungradlager sitzt. Der Riemen- oder Seilzug ist hierbei vernachlässigt.

Einen weit tieferen Einblick in die Beanspruchung der einzelnen Querschnitte der Kurbelwelle gewährt das graphische Verfahren, sobald dieses für eine Anzahl von Kurbellagen durchgeführt wird und die bei diesen letzteren auftretenden Drucke  $P_1$  und  $P_2$  dem resultierenden Horizontaldruck-Diagramm der Maschine entnommen werden. Auf Taf. 20 ist dieses Verfahren für drei Lagen der beiden Kurbeln durchgeführt, nämlich

Fig. 4a, b und c: eine Kurbel in der Totlage, andere Kurbel senkrecht dazu,

Fig. 4d, e und f: beide Kurbeln unter  $45^\circ$  während des Hinlaufes,

Fig. 4h, i und k: beide Kurbeln unter  $45^\circ$  während des Rücklaufes.

Für die Lage in Fig. 4d ergeben sich die Momentenflächen in der folgenden Weise.

In Fig. 4d sind  $P_1$  und  $P_2$  die an den beiden Kurbelzapfen A und B angreifenden Drucke. Dieselben beanspruchen die Welle durch das Torsionsmoment  $P_1 \cdot y$  bzw.  $P_2 \cdot x$ . Auf Biegung wird ferner die Welle beansprucht in der Ebene  $\alpha - \alpha$  durch die Kräfte  $P_1$  und  $P_2$ , sowie durch die Komponente  $\overline{O1'}$  des zu einer Resultierenden  $\overline{Ow}$  vereinigten Schwungradgewichtes G und Riemen- oder Seilzuges D, in der Ebene  $\beta - \beta$  durch die Komponente  $\overline{O1}$ .

In Fig. 4e ist I die Mitte des einen Kurbelzapfens, wo  $P_1$  angreift, II die des anderen für  $P_2$ . IV und V sind die Mitten der beiden Kurbelwellenlager, III ist die Mitte des Schwungrades, also der Angriffspunkt für G und D.

In Fig. 4f ist ferner das Kräftepolygon für die Ebene  $\alpha-\alpha$  dargestellt. Es ist  $\overline{0-1} = P_1$ ,  $\overline{1-2}$  = der Komponente  $\overline{01'}$  in Fig. 4d,  $\overline{2-3} = P_2$  gemacht und die Poldistanz sowie der Pol O gewählt worden. Zieht man dann in Fig. 4e durch IV eine Parallele zu  $\overline{00}$  in Fig. 4f, macht weiter

- in Fig. 4e  $\overline{pb} \parallel \overline{01}$  in Fig. 4f,
- in Fig. 4e  $\overline{bi} \parallel \overline{02}$  in Fig. 4f,
- in Fig. 4e  $\overline{iv} \parallel \overline{03}$  in Fig. 4f,

so wird bei richtiger Wahl von O in Fig. 4f die Linie  $\overline{iv}$  durch den Punkt V in Fig. 4e gehen und also die Schlusslinie  $\overline{vIV}$  der Biegungs-Momentenfläche IVpbvIV horizontal zu liegen kommen. Die durch O in Fig. 4f gezogene Horizontale liefert dann  $\overline{0-4}$  als Reaktion des Lagers IV,  $\overline{4-3}$  als diejenige des Lagers V für diese Ebene.

Fig. 4g giebt den Kräfteplan für die Ebene  $\beta-\beta$ , und es ist  $\overline{0-1}$  in Fig. 4g gleich  $\overline{01}$  in Fig. 4d gemacht. Mit Hilfe dieses Kräftepolygons ergibt sich in bekannter Weise IVvdIV in Fig. 4e als Biegungs-Momentenfläche und durch Ziehen der Horizontalen  $\overline{02}$  in Fig. 4g  $\overline{0-2}$  als Reaktion des Lagers IV,  $\overline{2-1}$  als diejenige des Lagers V für diese Ebene.

Die Torsions-Momentenflächen sind in Fig. 4e durch die beiden Rechtecke IfgIII und IihIII bezeichnet. Die Höhen dieser Rechtecke erhält man in den im Abstände y bzw. x in Fig. 4f gezogenen Vertikalen  $\overline{5-6}$  bzw.  $\overline{7-8}$ .

Vereinigt man schliesslich in der auf Seite 111 für Fig. 1b, Taf. 20 angegebenen Weise die beiden Biegungs-Momentenflächen zu der resultierenden Fläche IVpaeciVIV und diese wieder mit den Torsions-Momentenflächen, so erhält man die für die Berechnung der Welle massgebende ideelle Biegungs-Momentenfläche IhlmnoIII.

In ähnlicher Weise ergeben sich die Fig. 4b und 4i für die in Fig. 4a bzw. 4h angedeuteten Kurbellagen.

### 6. Die einfach gekröpften Kurbelwellen.

Fig. 3, Tafel 20.

Sie kommen bei liegenden Eincylindermaschinen mit Rahmen, die beide Kurbelwellenlager enthalten, sowie bei allen stehenden Eincylindermaschinen vor. Die Kraftableitung findet gewöhnlich nur nach der einen, selten nach beiden Seiten hin statt. Im Folgenden ist die Berechnung dieser Wellen für eine stehende Maschine mit einseitiger Kraftableitung durchgeführt. Wie die Berechnung sich gestaltet, wenn die Maschine eine liegende ist oder die Kraftabgabe nach beiden Seiten hin erfolgt, dürfte dann leicht allein gefunden werden.

Stellt in Fig. 3b bis h IVIwAIIIdII die Mittellinie der gekröpften Welle dar, und greift in III die Gestängkraft P, in IV das Schwungradgewicht G an, während I und II die Mitten der Kurbelwellenlager sind, so ergeben sich für die in Fig. 3c angedeutete Kurbellage, bei der die Schubstange und die Kurbel senkrecht zu einander stehen, die Lagerreaktionen  $R_1$  und  $R_2$  in der folgenden Weise. Fügt man im Punkte O in Fig. 3a zweimal die Kraft  $P = \overline{02} = \overline{02'}$  in entgegengesetzter Richtung zu, so entsteht einmal ein rechts drehendes Kräftepaar  $P \cdot \overline{AO}$ , das andere Mal beim Hochgange des Kolbens (siehe die Lage der Kurbel in Fig. 3a) eine aufwärts gerichtete Kraft  $P = \overline{02'}$ , beim Niedergange

des Kolbens (die Kurbel steht der in Fig. 3a angedeuteten Lage diametral gegenüber) eine abwärts gerichtete Kraft  $P = \overline{02}$ . Diese letzteren Kräfte erzeugen nun, wenn sie ebenso wie das Schwunradgewicht G als in der Vertikalebene wirkend angenommen werden und wenn nach Fig. 3b

- x der Abstand der Kurbelzapfenmitte von der Mitte des Lagers II,
- y derjenige von der Mitte des Lagers III,
- z derjenige der letztgenannten Lagermitte von der Schwungradmitte

ist,

beim Hochgange des Kolbens die Reaktion

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{G(x+y+z) - P \cdot x}{x+y} \\ R_2 &= \frac{G \cdot z + P \cdot y}{x+y} \end{aligned} \right\} \dots 100$$

beim Niedergange des Kolbens

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{G(x+y+z) + P \cdot x}{x+y} \\ R_2 &= \frac{P \cdot y - G \cdot z}{x+y} \end{aligned} \right\} \dots 101$$

Von diesen Werten ist für die späteren Festigkeitsberechnungen natürlich immer der grössere zu wählen.

Um die Beanspruchung des Kurbelzapfens zunächst zu erkennen, kann man sich nach Fig. 3f das rechte Ende der Welle bis zur Mitte dieses Zapfens eingespannt denken. Denkt man sich dann im Punkte B zweimal in entgegengesetzter Richtung die Reaktion  $R_2$  angebracht, so ersieht man leicht, dass der Querschnitt III durch das Kräftepaar  $R_2 \cdot R$  auf Verdrehung, durch das Moment  $R_2 \cdot x$  auf Biegung in Anspruch genommen wird. Ist also

- d der Durchmesser des Kurbelzapfens,
- R der Kurbelradius in mm,

so ergibt sich der erstere aus der Beziehung

$$0,1d^3 \cdot k_b = \frac{3}{8} R_2 \cdot x + \frac{5}{8} \sqrt{(R_2 \cdot x)^2 + (R_2 \cdot R)^2}$$

für  $k_b = 5$  (Gussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{R_2}{4} (3x + 5 \sqrt{x^2 + R^2})} \dots 102$$

Die Länge l in mm des Kurbelzapfens muss, damit die spezifische Flächenpressung den zulässigen Wert p nicht überschreitet, der Bedingung

$$l \geq \frac{P}{d \cdot p} \dots 103$$

mit  $p = 0,6$

sowie mit Rücksicht auf die Ableitung der in Wärme umgesetzten Reibungsarbeit derjenigen

$$l \geq \frac{P \cdot n}{300000 A_z} \dots 104$$

mit  $A_z = 0,012$  bis  $0,03$

genügen.

Die Beanspruchung der Welle in der Mitte I des einen Wellenzapfens ist aus Fig. 3h ersichtlich, wo wieder das eine Ende der Welle bis zu dieser Mitte I hin eingespannt ist. Durch Antragen der zwei entgegen-

gerichteten Kräfte P im Punkte S ersieht man, dass das auf Verdrehen des fraglichen Querschnittes wirkende Kräftepaar das Drehmoment  $M = P \cdot R$ , das auf Biegung wirkende Moment die Grösse  $M_b = R_2(x + y) - P \cdot y$  hat. Der Durchmesser  $d$  in mm der Welle an dieser Stelle muss also für  $k_b = 5$  der Bedingung

$$d = \sqrt[3]{0,75 M_b + 1,25 \sqrt{M_b^2 + M^2}} \quad \dots \quad 105$$

genügen. Für die Länge  $l$  in mm dieses Zapfens sind entsprechend wie beim Kurbelzapfen die beiden Bedingungen

$$\left. \begin{aligned} l &\geq \frac{R_1}{p \cdot d} \\ \text{mit } p &= 0,15 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 106$$

und

$$\left. \begin{aligned} l &\geq \frac{R_1 \cdot n}{300000 A_z} \\ \text{mit } A_z &= 0,007 \text{ bis } 0,015 \end{aligned} \right\} \dots \dots 107$$

massgebend.

Der andere Wellenzapfen II ist wie ein einfacher Tragzapfen zu berechnen. Aus Rücksichten auf die Herstellung der Welle wird man ihm aber wohl stets denselben Durchmesser wie dem stärker beanspruchten Wellenzapfen I geben und höchstens die Länge etwas geringer als wie bei diesem nehmen, wenn man es nicht auch vorziehen sollte, wegen der Gleichheit der Lager beide Zapfen gleich lang zu machen. Jedenfalls muss die Länge  $l$  des Zapfens II den Gleichungen 106 und 107 genügen, wenn man in diesen  $R_1$  durch  $R_2$  ersetzt.

Die Beanspruchung des dem Schwungrade näheren Kurbelarmes lässt Fig. 3g erkennen. Denkt man sich die Welle bis zur ungünstigst beanspruchten Stelle  $w$  dieses Armes eingespannt und in den Punkte  $w$  zweimal die Reaktion  $R_2$ , im Punkte  $A$  zweimal die Kraft  $P$  angebracht, so ersieht man, dass das Moment

$$M = R_2(l_1 + l_2 + l_3) - P \cdot l_2$$

auf Verdrehen, dasjenige

$$M_b = P \cdot R$$

auf Biegung wirkt. Ist also

$b$  die Dicke,  $h$  die Höhe des Armes in mm, so muss mit  $k_b = 4$  der Bedingung genügt sein

$$b \cdot h^2 \geq \frac{3}{16} (3 M_b + 5 \sqrt{M_b^2 + M^2}) \quad \dots \quad 108$$

Für den dem Schwungrade entfernteren Kurbelarm gilt Fig. 3e. Man erkennt, dass hier das Moment

$$M = R_2 \cdot l_3$$

auf Verdrehen, dasjenige

$$M_b = R_2 \cdot R$$

auf Biegung wirkt. Die Dimensionen dieses Armes müssen also unter Einführung dieser Werte von  $M$  und  $M_b$  der Gleichung 108 genügen.

Fig. 3d zeigt schliesslich noch die Beanspruchung der Welle vor dem letztgenannten Kurbelarme; dieselbe erleidet hier nur eine Biegebungsbeanspruchung durch das Moment  $R_2 \cdot l_3$ .

Die graphische Behandlung der vorliegenden Kurbelwellen zeigt Fig. 3a bis c, Taf. 20.

Fig. 3c giebt das Kräftepolygon für die Ebene  $\beta - \beta$ . Es entspricht in dieser Figur  $2' - 1$  der Kraft  $P$  und  $1 - 0$  der Komponente  $O\bar{I}$  in Fig. 3a. Wählt man dann den Pol  $O$  in Fig. 3c und zieht

- in Fig. 3b  $\bar{I}\bar{b} \parallel \bar{O}\bar{O}$  in Fig. 3c,
- in Fig. 3b  $\bar{b}\bar{a} \parallel \bar{O}\bar{I}$  in Fig. 3c,
- in Fig. 3b  $\bar{a}\bar{II} \parallel \bar{O}2'$  in Fig. 3c,

so wird bei richtiger Wahl von  $O$  die letztgenannte Linie  $\bar{a}\bar{II}$  in Fig. 3b durch den Punkt  $II$  gehen und die Schlusslinie  $\bar{III}$  der Biegebungs-Momentenfläche  $IbaIII$  horizontal zu liegen kommen. Die Horizontale durch den Pol  $O$  in Fig. 3c liefert dann in  $\bar{3} - 0$  die aufwärts gerichtete Reaktion  $R_1$  des Lagers I, in  $\bar{3} - 2'$  die abwärts gerichtete Reaktion  $R_2$  des Lagers II.

Die Biegebungs-Momentenfläche der Ebene  $\alpha - \alpha$  ist wegen der geringen Grösse der hier wirkenden Komponente  $\bar{O}1'$  in Fig. 3a vernachlässigt worden.

Für den Teil  $\bar{IV}w$  der Welle in Fig. 3b ist nun das Torsionsmoment  $P \cdot R$  und die diesem entsprechende Momentenfläche das Rechteck  $IVwKP$ . Die Höhe des letzteren ergibt sich aus Fig. 3c, wenn man im Abstände  $R$  die Vertikale  $\bar{5} - \bar{8}$  zieht. Durch Vereinigung der Biegebungs- und Torsions-Momentenflächen in der auf Seite 111 bezüglich der Fig. 1b, Taf. 20 gezeigten Weise ergibt sich für den Teil  $\bar{IV}w$  der Kurbelwelle die ideelle Biegebungs-Momentenfläche  $bQNMwIb$ , die in der Fig. 3b schraffiert ist.

Für den Zapfen  $III$  von der Länge  $\bar{OK}$  ist nach Fig. 3f das Torsionsmoment  $R_2 \cdot R$ . Die Höhe des dem letzteren entsprechenden Rechtecks  $oqpk$  in Fig. 3b erhält man in Fig. 3c als die im Abstände  $R$  vom Pol  $O$  gezogene Vertikale  $\bar{5} - \bar{4}$ . Das Biegebungs-Moment für den Querschnitt in  $III$  ist mit Bezug auf Fig. 3f gleich  $R_2 \cdot x$ . Macht man also in Fig. 3b  $\bar{III}m = \bar{III}'a$  und zieht  $\bar{m}n \parallel ab$ , sowie  $\bar{m}l \parallel aII$ , so ist  $onmlko$  die Biegebungs-Momentenfläche. Durch Vereinigung beider Flächen ergibt sich  $otsrko$  als resultierende Fläche.

Der rechte Kurbelarm  $\bar{AW}$  erhält nach Fig. 3g ein Torsionsmoment  $R_2(l_1 + l_2 + l_3) - P \cdot l_2$ . Dem ersten Produkt in dieser Differenz entspricht in Fig. 3b die Strecke  $wu$ , dem letzten die in Fig. 3c im Abstände  $l_2$  vom Pol  $O$  gezogene Vertikale  $\bar{6} - \bar{7}$ . In Fig. 3b ist nun  $w\bar{C} = w\bar{u} - \bar{6} - \bar{7}$  und  $ADCw$  die Torsions-Momentenfläche. Das Biegebungs-Moment des rechten Kurbelarmes im Querschnitt  $w$  ist nach Fig. 3g gleich  $P \cdot R$ . In Fig. 3b ist deshalb  $w\bar{E}$  gleich der Vertikalen  $\bar{5} - \bar{8}$  in Fig. 3c gemacht, so dass das Dreieck  $AwE$  die Biegebungs-Momentenfläche darstellt. Die resultierende Momentenfläche ist  $AGFwA$ .

Der linke Kurbelarm erleidet nach Fig. 3c ein Torsionsmoment  $R_2 \cdot l_3$  und im Querschnitt  $e$  ein Biegebungs-Moment  $R_2 \cdot R$ . In Fig. 3b ist  $\bar{d}h = \bar{d}c$  die dem ersteren, in Fig. 3c  $\bar{5} - \bar{4}$  die dem letzteren Momente entsprechende Strecke und demnach in Fig. 3b das Rechteck  $eh'hd$  die Torsions-, das Dreieck  $efd$  die Biegebungs-, und  $eig'de$  die ideelle Biegebungs-Momentenfläche.

Der Teil  $\bar{d}II$  der Kurbelwelle schliesslich erleidet nur eine Biegebungsbeanspruchung entsprechend der Momentenfläche  $dIIcd$ .

### 7. Die doppelt und dreifach gekröpften Kurbelwellen.

Sind diese Wellen nur an zwei Stellen verlagert, so kann die Berechnung genau in derselben Weise durchgeführt werden, wie dies bei der einfach gekröpften Welle gezeigt wurde. Man bestimmt dann für eine Kurbellage, bei der die ungünstigste Beanspruchung der Welle zu erwarten ist, unter möglichster Vereinfachung die Lagerreaktionen und denkt sich den einen Teil der Welle immer bis zu demjenigen Querschnitte hin eingemauert, dessen Stärke berechnet werden soll. Durch Hinzufügen zweier gleicher, aber entgegengesetzter Kräfte in den richtigen Punkten erhält man die auf Verdrehung wirkenden



Kräftepaare, sowie die Biegemomente der noch übrig bleibenden Kräfte, wie dies ja bei der einfachen gekröpften Welle gezeigt wurde.

Sind aber, wie dies allerdings meistens der Fall ist, die gekröpften Wellen an mehr als zwei Stellen verlagert, so hört eine genaue Bestimmung der einzelnen Lagerreaktionen und eine genaue Berechnung der Welle nach den Regeln der Festigkeitslehre auf, und man muss seine Zuflucht zu einer annähernden Berechnung unter Beachtung der hauptsächlichsten Beanspruchung und unter Gestattung einer genügenden Sicherheit nehmen. Ist nun

$N_1$  die grösste indizierte Leistung in Pferdestärken,  
 $n$  die minutliche Umdrehungszahl der Maschine, so beträgt das mittlere Drehmoment der Kurbelwelle bekanntlich

$$M = 716\,200 \frac{N_1}{n} \text{ kgmm,}$$

oder, wenn  $m$  ein Faktor ist, der den Schwankungen dieses Momentes bei Mehrcylindermaschinen Rechnung trägt, das grösste Drehmoment

$$M = 716\,200 \frac{N_1}{n} m \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots \dots \dots 109$$

mit  $m = 1,2 \text{ bis } 1,5$

je nach der Stellung der Kurbeln zu einander und je nach der erzielten Gleichheit der Arbeiten der einzelnen Cylinder. Ist ferner nach Fig. 13 und 14, Taf. 19

$x$  der Abstand zweier benachbarter Lager,

$y_1$  bzw.  $y_2$  der Abstand der Schubstangen-Schwingungsebene von diesen Lagern in  $\text{mm}$ ,

$P$  der grösste Kolbendruck der einzelnen Cylinder, so kann das auftretende Biegemoment zu ungefähr

$$M_b = \frac{P \cdot y_1 \cdot y_2}{x} \dots \dots \dots 110$$

angenommen werden. Der Durchmesser  $d$  in  $\text{mm}$  der Kurbelwelle, die gewöhnlich in allen Zapfen gleiche Stärke erhält, folgt dann aus der Gleichung

$$0,1 d^3 \cdot k_b = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M^2} \dots \dots 111$$

worin  $k_b = 5 \text{ bis } 6$  für Gussstahl gesetzt werden kann.

Die Längen der einzelnen Zapfen sind wiederum mit Rücksicht auf die zulässige Flächenpressung  $p$  und die abzuleitende Wärme der Reibungsarbeit zu bemessen. Für die Kurbelzapfen dürften also die Gleichungen 103 und 104, für die Wellenlagerzapfen die Gleichungen 106 und 107 anzusetzen sein, wobei im letzteren Falle  $R_1$  natürlich nur annähernd aus dem grössten Kolbendrucke  $P$  und dem Schwungradgewicht  $G$  bestimmt werden kann.

Für die Dimensionen der Arme giebt „Des Ingenieurs Taschenbuch, die Hütte“ die Beziehung

$$b \cdot h \geq 1,1 d^2 \frac{\pi}{4} \dots \dots \dots 112$$

wenn  $b$  die Breite und  $h$  die mittlere Höhe der Kurbelarme in  $\text{mm}$  ist.

### 8. Das Excenter.

Die zur Bewegung der Schieber dienenden Excenter lassen sich in der Breite ihrer Laufflächen wie Zapfen berechnen. Es kann aber für diese Berechnung nur die

Bedingung massgebend sein, dass die in Wärme umgesetzte Reibungsarbeit noch abgeleitet werden soll. Ist nun

$\mathfrak{B}$  der Widerstand in  $\text{kg}$ , der sich der Bewegung des Schiebers entgegensetzt und der durch die Reibung des Schiebers auf dem Schieberspiegel, der Schieberstange u. s. w. in ihren Stopfbüchsen und Führungen hervorgerufen wird,

$l$  die Breite der Lauffläche des Excenters in  $\text{mm}$ ,

$n$  die Umdrehungszahl in der Minute,

so drückt sich die erwähnte Bedingung gemäss den Angaben auf Seite 108 hier durch

$$l \geq \frac{\mathfrak{B} \cdot n}{300\,000 A_z}$$

aus. Für  $A_z = 0,0033$  folgt nach Bach

$$l \geq \frac{\mathfrak{B} \cdot n}{1000} \dots \dots \dots 113$$

### 9. Beispiele.

1. Für die auf Seite 97 berechnete Auspuffmaschine von 300 mm Cylinderbohrung und 600 mm Hub sind die Stärken der Kurbeltriebteile zu bestimmen.

Der Berechnung der Maschine war eine Dampfeintrittsspannung von  $p = 6,15$ , eine Austrittsspannung von  $p_e = 1,15 \text{ kg}$  zu Grunde gelegt. Der grösste Dampfüberdruck für den qcm der nutzbaren Kolbenfläche ist somit

$$p_u = 6,15 - 1,15 = 5 \text{ kg}$$

und der grösste Gesamt-Überdruck auf den Kolben nach Gleichung 69 rund

$$P = 5 \cdot 30^2 \frac{\pi}{4} = \sim 5 \cdot 700 = 3500 \text{ kg.}$$

Das Hubverhältnis der Maschine ist

$$x = \frac{100 S}{D} = \frac{100 \cdot 0,6}{30} = 2.$$

Mit den vorstehenden Werten liefert nun die Gleichung 71 bzw. die 1. Tabelle auf Seite 106 eine erforderliche Stärke der Kolbenstange von

$$\Delta = 30 \sqrt[4]{5} = \sim 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ mm,}$$

welche Stärke bei durch beide Cylinderdeckel gehender Stange zweckmässig wohl vorne auf 50 mm, hinten auf 40 mm abzuändern ist.

Der Kreuzkopfpapfen muss bei einem Verhältnis

$$\frac{l}{d} = 2,$$

das namentlich für gegabelte Schubstangen mit im Kreuzkopfe befindlichem Lager des zu berechnenden Zapfens passend ist, nach Gleichung 74 bzw. der 2. Tabelle auf Seite 106 einen Durchmesser

$$d = 0,75 \cdot 30 \sqrt[4]{5} = 0,75 \cdot 30 \cdot 2,24 = \sim 50 \text{ mm}$$

und eine Länge

$$l = 2 d = 2 \cdot 50 = 100 \text{ mm}$$

bekommen.

Erhalten die Kreuzkopfschleifer eine Breite von  $\beta = 160$  mm in der Projektion, so muss ihre Länge nach Gleichung 75

$$\lambda = \frac{20}{160} 3500 \text{ bis } \frac{10}{160} 3500 = 440 \text{ bis } 220,$$

also

$$\lambda = 330 \text{ mm}$$

im Mittel betragen.

Ist eine Schubstange mit rundem Schaft vorgesehen, so ergibt bei einem Sicherheitsgrade  $\alpha = 25$  die Gleichung 78 bzw. die 4. Tabelle auf Seite 108

$$H = 0,47 \cdot 30 \sqrt[4]{25 \cdot 2^2 \cdot 5} = \sim 0,47 \cdot 30 \cdot 4,73 = 67, \\ \text{oder besser } \sim 70 \text{ mm}$$

als erforderlichen Durchmesser des Schaftes in der Längsmittle.

Für die Berechnung des Kurbelzapfens der Kurbelwelle mit aufgesteckter Stirnkurbel ist, da die Tourenzahl der Maschine 90 beträgt, also

$$n < \frac{8000}{30 \sqrt{5}}, n < 119$$

ist, die Gleichung 80 massgebend, welche ebenso wie die 5. Tabelle auf Seite 109 einen Durchmesser

$$d = 30 \sqrt{5} = 30 \cdot 2,24 = \sim 67, \\ \text{oder besser } 70 \text{ mm,}$$

sowie eine Länge

$$l = 1,3 \cdot 70 = \sim 90 \text{ mm}$$

ergibt.

Die Kurbelwelle ist in Fig. 10, Taf. 19 dargestellt.

Es beträgt die Entfernung

- a von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte vorderes Lager 300 mm,
- c von Mitte vorderes bis Mitte hinteres Lager 1750 mm,
- b von Mitte hinteres Lager bis Mitte Schwungrad 500 mm,

während das Gewicht des Schwungrades sich nach Seite 103 zu 3080 kg ergeben hatte. Der Durchmesser  $d_1$  des vorderen Zapfens kann nun, da  $a = R$  und das Hubverhältnis  $x = 2$  ist, nach Gleichung 84 berechnet werden und folgt hieraus zu

$$d_1 = 2,7 \cdot 30 \sqrt[3]{5} = 2,7 \cdot 30 \cdot 1,71 = 138, \\ \text{oder rund } 135 \text{ mm.}$$

Giebt man dann dem vorderen Zapfen nach Gleichung 85 eine Zapfenlänge

$$l_1 = 1,9 \cdot 135 = \sim 250 \text{ mm,}$$

so muss diese letztere den Gleichungen 87 bis 90 genügen. Der Druck auf den vorderen Zapfen ist nach Gleichung 86

$$R_1 = \sqrt{3500^2 \left(1 + \frac{300}{1750}\right)^2 + 3080^2 \left(\frac{500}{1750}\right)^2} = \sim 4200 \text{ kg.}$$

Mit dem oben berechneten Durchmesser von 135 mm verlangt nun Gleichung 88 eine Zapfenlänge

$$l_1 = 7,7 \frac{4200}{135} = \sim 240 \text{ mm,}$$

Gleichung 90 eine solche

$$l_1 \geq \frac{4200 \cdot 90}{2400}, l_1 \geq 158 \text{ mm.}$$

Beiden Werten genügt die oben angeführte Länge von 250 mm.

Zu kontrollieren ist jetzt, ob bei dem Werte  $a = 300$  mm und der Länge  $l_1 = 250$  mm die Nabe der Kurbel genügend lang ausfällt. Nimmt man an, der innere Bund des Kurbelzapfens stehe um 5 mm an der Stirnkurbel vor, so verbleibt (vergleiche Fig. 1, Taf. 19) für die fragliche Nabe eine Länge von

$$300 - \left(\frac{90}{2} + 5 + \frac{250}{2}\right) = 125 \text{ mm,}$$

welche wohl als ausreichend gross angesehen werden kann. Wäre das letztere nicht der Fall gewesen, so hätte man a grösser wählen und die Rechnung nochmals nach den allgemeinen Gleichungen durchführen müssen.

Der Druck auf den hinteren Wellenzapfen beträgt nach Gleichung 91

$$R_2 = \sqrt{3500^2 \left(\frac{300}{1750}\right)^2 + 3080^2 \left(1 - \frac{500}{1750}\right)^2} = \sim 2280 \text{ kg.}$$

Derselbe verlangt nach Gleichung 93 einen Zapfendurchmesser

$$d_2 = 2 \text{ bis } 1,8 \sqrt{2280} = \sim 2 \cdot 48 = \sim 100 \text{ mm}$$

bei einer Zapfenlänge

$$l_2 = 1,7 \cdot 100 = \sim 170 \text{ mm.}$$

Die Gleichungen 94 und 96 ergeben kleinere Werte, weil die Tourenzahl der Maschine kleiner als

$$n = \frac{5100}{\sqrt{2280}} = \sim 107$$

ist.

In der Mitte des Schwungrades soll der Durchmesser der Kurbelwelle nach Gleichung 97 mit  $R_2 \cdot b = 2280 \cdot 500 = 1140000$  und  $P \cdot R = 3500 \cdot 300 = 1050000$  kgmm

$$d_3 = \sqrt[3]{0,75 \cdot 1140000 + 1,25 \sqrt{1140000^2 + 1050000^2}} \\ = \sim 140 \text{ mm}$$

betragen. Die Welle besitzt aber hier aus Rücksicht auf ihre Herstellung und die sichere Verlagerung des vorderen Zapfens einen weit grösseren Durchmesser, nämlich

$$d_3 = 150 \text{ mm.}$$

In Fig. 1, Taf. 20 ist die Kurbelwelle für die folgenden Kräfte graphisch berechnet. Es ist

$$P = 3500, G = 1750, D = 900 \text{ kg}$$

und der Längenmassstab 1:15, der Kräftemassstab 1 mm = 75 kg, der Polabstand in Fig. 1c und d gleich 30 mm.

Aus der resultierenden Momentenfläche IIIadkihII ergibt sich z. B. im Punkte III eine Ordinate IIIi = 39 mm, im Punkte II eine solche IIk = 28 mm. Im vorderen Kurbel-lager I beträgt somit das ideale Biegemoment

$$M_1 = 39 \cdot 75 \cdot 30 \cdot 15 = 1316250 \text{ kgmm,}$$

in der Schwungradmitte II dagegen

$$M_2 = 28 \cdot 75 \cdot 30 \cdot 15 = 945000 \text{ kgmm.}$$

Führt man diese Werte nacheinander in die Gleichung

$$M_1 = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

ein, so folgt für  $k_b = 5$  der Durchmesser im vorderen Lager

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1316250}{0,1 \cdot 5}} = \sim 138 \text{ mm,}$$

und in der Mitte des Schwungrades

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{945000}{0,1 \cdot 5}} = \sim 124 \text{ mm.}$$

Der Arm der Stirnkurbel hat eine Dicke  $b = 60$  mm, sowie dicht über dem äusseren Kreise der Kurbelnabe, deren Durchmesser entsprechend der Wellenstärke  $d_1 = 135$  mm

$$1,8 \cdot 135 - 10 = \sim 230 \text{ mm}$$

beträgt, im Schnitt 1—1 (Fig. 1, Taf. 19) eine Höhe  $h = 200$  mm. Der Abstand von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte Kurbelarm ist

$$y = \frac{90}{2} + 5 + \frac{60}{2} = 80 \text{ mm,}$$

die radiale Entfernung des erwähnten Schnittes 1—1 von der Kurbelzapfenmitte

$$x = 300 - \frac{230}{2} = 185 \text{ mm.}$$

Führt man diese Werte in Gleichung 98 ein, so erhält man die in dem fraglichen Schnitte auftretende Biegungsspannung zu

$$k_b = 0,75 \frac{3500}{60 \cdot 200} (3 \cdot 185 + 5 \sqrt{185^2 + 80^2}) = \sim 1,7 \text{ kg,}$$

welcher Wert weit unter dem zulässigen von 4 kg für Schweisseisen bleibt.

Zur Berechnung der Breite  $l$  der Excenterlauf-fläche bedarf man des Widerstandes  $\mathfrak{P}$ , welcher sich der Bewegung des Schiebers und seiner Stange entgegensetzt. Dieser Wert  $\mathfrak{P}$  lässt sich nur annähernd bestimmen. Ist die Breite des Grundschiebers 25, dessen Länge 30 cm, so beträgt die bei der Bewegung des Schiebers auftretende Reibung, wenn ein Dampfüberdruck von 5 kg auf den Schieber angenommen und der Reibungskoeffizient zu 0,1 (in Wirklichkeit wohl weniger) der Sicherheit wegen eingeführt wird,

$$25 \cdot 30 \cdot 5 \cdot 0,1 = 375 \text{ kg.}$$

Die Reibung in der Stopfbuchse kann, wenn wieder 0,1 als Reibungskoeffizient gesetzt wird und der Durchmesser der Schieberstange rund 3, die Höhe der Packung 7,5 cm beträgt, zu

$$5 \cdot 3\pi \cdot 7,5 \cdot 0,1 = \sim 36 \text{ kg}$$

angenommen werden. Setzt man dann noch die in den Schieberstangen-Führungen und -Gelenken auftretende Reibung auch gleich 36 kg, so ergibt sich

$$\mathfrak{P} = 375 + 36 + 36 = \sim 450 \text{ kg.}$$

Mit diesem Werte folgt aus Gleichung 113

$$l \geq \frac{450 \cdot 90}{1000}, \text{ oder } l = 42 \text{ mm.}$$

2. Die Firma Pokorny & Wittekind, Maschinenfabrik in Bockenheim bei Frankfurt am Main hatte auf der Internationalen Elektrotechnischen Ausstellung zu Frankfurt im Jahre 1891 einen stehenden Schnellläufer von 200 mm Cylinderbohrung, 200 mm Hub und 400 Umdrehungen in der Minute ausgestellt. Wie bestimmen sich die Stangen- und Wellenstärken dieser Maschine, wenn der frische Dampf mit 6 Atm absolut hinter ihren Kolben tritt?

Die Maschine arbeitet mit Auspuff. Der grösste Dampfüberdruck ist somit für den qcm der nutzbaren Kolbenfläche

$$p_u = 6 - 1,15 = 4,85 \text{ kg.}$$

Setzt man denselben für den Kolbenniedergang, wo der Dampfüberdruck durch das Gewicht des Gestänges vergrössert wird, gleich 5, für den Kolbenhochgang, wo das Gestängegewicht dem treibenden Dampfüberdruck ent-

gegenwirkt, gleich 4,7 kg, so folgt bei Berücksichtigung einer nur durch den unteren Cylinderdeckel gehenden Kolbenstange von 40 mm Durchmesser, der grösste Gesamtüberdruck auf den Kolben

beim Niedergange zu

$$P = 5 \cdot 20 \frac{\pi}{4} = 1570 \text{ kg,}$$

beim Hochgange zu

$$P = 4,7 \left( 20 \frac{\pi}{4} - 4 \frac{\pi}{4} \right) = 1420 \text{ kg.}$$

Für die Kolbenstange verlangt die Gleichung 71 bezw. die 1. Tabelle auf Seite 106 eine Stärke

$$\Delta = 20 \sqrt[4]{5} = 20 \cdot 1,5 = 30 \text{ mm,}$$

welche in der Ausführung, wie schon erwähnt, auf

$$\Delta = 40 \text{ mm}$$

erhöht ist.

Der Kreuzkopfpapfen muss nach Gleichung 73 bei einem Verhältnis bezw. einem Werte

$$\frac{l}{d} = 1,6 \text{ und } p = 0,7$$

einen Durchmesser

$$d = \sqrt[4]{\frac{1570 \cdot 1}{0,7 \cdot 1,6}} = 38, \text{ oder besser } 40 \text{ mm}$$

und eine Länge

$$l = 1,4d = 1,4 \cdot 40 = 56 \text{ mm}$$

bekommen.

Erhalten die Kreuzkopfschuhe in ihrer Projektion  $\beta = 120$  mm Breite und  $\lambda = 240$  mm Länge, so ist der Flächendruck auf den qmm bei einem Normaldrucke

$$N = \frac{1570}{5} = 314 \text{ kg}$$

nur

$$\frac{314}{120 \cdot 240} = \sim 0,011 \text{ kg.}$$

Die Schubstange verlangt nach Gleichung 78 bei einem Sicherheitsgrade  $\alpha = 50$  und einem Hubverhältnis  $x = 1$  in ihrem runden Schaft eine mittlere Stärke von

$$H = 0,47 \cdot 20 \sqrt[4]{50 \cdot 1 \cdot 5} = \sim 0,47 \cdot 20 \cdot 4 = 38,$$

$$\text{oder besser } 40 \text{ mm.}$$

Die gekröpfte Kurbelwelle ist in Fig. 12, Taf. 19 dargestellt. Es ist die Entfernung

$x$  von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte des einen Lagers gleich 200 mm,

$y$  von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte des anderen Lagers gleich 270 mm,

$z$  von Mitte Schwungrad bis Mitte des nächsten Lagers gleich 230 mm,

und es wurde der Berechnung der Welle ein Schwungradgewicht von 1000 kg zu Grunde gelegt. Die Lagerreaktionen bestimmen sich dann

für den Hochgang des Kolbens nach Gleichung 100 zu

$$R_1 = \frac{1000(200 + 270 + 230) - 1420 \cdot 200}{200 + 270} = 885 \text{ kg,}$$

$$R_2 = \frac{1000 \cdot 230 + 1420 \cdot 270}{200 + 270} = 1305 \text{ kg,}$$

für den Niedergang des Kolbens nach Gleichung 101 zu

$$R_1 = \frac{1000(200 + 270 + 230) + 1570 \cdot 200}{200 + 270} = 2157 \text{ kg,}$$

$$R_2 = \frac{1570 \cdot 270 - 1000 \cdot 230}{200 + 270} = 413 \text{ kg.}$$

Unter Berücksichtigung des grössten Wertes von  $R_2$  folgt dann der Durchmesser des Kurbelzapfens aus Gleichung 102 zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{1305}{4} \left( 3 \cdot 200 + 5 \sqrt{200^2 + 100^2} \right)} = 82, \\ \text{oder rund } 80 \text{ mm.}$$

Die Länge des Zapfens ergibt sich aus Gleichung 104 mit  $A_z = 0,0175$  zu

$$l \geq \frac{1570 \cdot 400}{300000 \cdot 0,0175}, \text{ oder } l = 120 \text{ mm,}$$

welcher Wert auch der Gleichung 103 vollkommen genügt.

Für den Durchmesser des Wellenzapfens, der neben dem Schwungrade liegt, ist die Gleichung 105 massgebend. Die letztere verlangt, wenn man zunächst die Kräfte  $P$  und  $R_2$  für den Hochgang des Kolbens, also  $M = 1420 \cdot 100 = 142000$  und  $M_b = 1305(200 + 270) - 1420 \cdot 270 = \sim 230000$  kgmm in Rechnung stellt, eine Stärke

$$d = \sqrt[3]{0,75 \cdot 230000 + 1,25 \sqrt{230000^2 + 142000^2}} \\ = \sim 80 \text{ mm.}$$

Für den Niedergang des Kolbens würde die Gleichung 105 mit  $M = 1570 \cdot 100 = 157000$  und  $M_b = 1570 \cdot 270 - 413(200 + 270) = \sim 230000$  kgmm denselben Wert

$$d = \sqrt[3]{0,75 \cdot 230000 + 1,25 \sqrt{230000^2 + 157000^2}} \\ = \sim 80 \text{ mm}$$

ergeben. Die Länge des Wellenzapfens muss den Gleichungen 106 und 107 genügen. Aus der letzteren Gleichung folgt für  $A_z = 0,012$

$$l \geq \frac{2157 \cdot 400}{300000 \cdot 0,012}, \text{ oder } l = 240 \text{ mm.}$$

Die auftretende Flächenpressung zwischen Zapfen und Lagerschale beträgt dann nach Gleichung 106

$$p = \frac{2157}{80 \cdot 240} = \sim 0,112 \text{ kg,}$$

ist also genügend klein.

In der Ausführung hatte der Zapfen 85 mm Durchmesser und 220 mm Länge.

Der dem Schwungrade entfernter liegende Zapfen wird zweckmässig auch einen Durchmesser

$$d = 80 \text{ mm,}$$

aber nach Gleichung 107 für  $A_z = 0,012$  eine Länge

$$l \geq \frac{1305 \cdot 400}{300000 \cdot 0,012}, \text{ oder } l = 150 \text{ mm}$$

erhalten.

Nimmt man die Dicke des linken Kurbelarmes zu 50, die des rechten zu 75 mm, sowie die Breite der Schmier-  
ringe zu 15 mm an, so ergibt sich der Abstand

$$l_2 = \frac{120}{2} + \frac{75}{2} = 97,5 \text{ mm, oder } \sim 100 \text{ mm,}$$

$$l_1 = \frac{120}{2} + \frac{50}{2} = 85 \text{ mm,}$$

$$l_3 = \frac{150}{2} + 15 + \frac{50}{2} = 115 \text{ mm,}$$

$$l_2 + l_1 + l_3 = 100 + 85 + 115 = 300 \text{ mm.}$$

Für den rechten Kurbelarm ist dann

beim Kolbenniedergange

$$M = 1570 \cdot 100 - 413 \cdot 300 = 33100 \text{ kgmm,}$$

$$M_b = 1570 \cdot 100 = 157000 \text{ kgmm,}$$

beim Kolbenhochgange

$$M = 1305 \cdot 300 - 1420 \cdot 100 = \sim 250000 \text{ kgmm,}$$

$$M_b = 1420 \cdot 100 = 142000 \text{ kgmm}$$

zu setzen. Mit den beiden ersten Werten liefert die Gleichung 108

$$b \cdot h^2 \geq \frac{3}{16} \left( 3 \cdot 157000 + 5 \sqrt{157000^2 + 33100^2} \right),$$

$$b \cdot h^2 \geq \sim 238300,$$

mit den beiden letzten

$$b \cdot h^2 \geq \frac{3}{16} \left( 3 \cdot 142000 + 5 \sqrt{142000^2 + 250000^2} \right),$$

$$b \cdot h^2 \geq \sim 350000.$$

Aus der letzteren, grösseren Beziehung folgt dann für  $b = 75$  die mindest erforderliche Höhe des Kurbelarmes zu

$$h \geq \sqrt{\frac{350000}{75}}, \text{ oder } h \geq 68 \text{ mm.}$$

Für den linken Kurbelarm ist zu setzen

$$M = 1305 \cdot 115 = \sim 150000 \text{ kgmm,}$$

$$M_b = 1305 \cdot 100 = \sim 130000 \text{ kgmm.}$$

Werden diese Werte in die Gleichung 108 eingeführt, so folgt

$$b \cdot h^2 \geq \frac{3}{16} \left( 3 \cdot 130000 + 5 \sqrt{130000^2 + 150000^2} \right),$$

$$b \cdot h^2 \geq 260000.$$

Bei  $b = 50$  muss also

$$h \geq \sqrt{\frac{260000}{50}}, \text{ oder } h \geq 72 \text{ mm}$$

sein. In der Ausführung ist die Höhe der Kurbelarme mit Rücksicht auf die Herstellung bedeutend grösser gemacht.

Zur Kontrolle der vorstehenden Rechnung kann die in Fig. 3b, Taf. 20 wiedergegebene graphische Berechnung der Welle dienen. Der Kräftemassstab ist  $1 \text{ mm} = 75 \text{ kg}$ , der Längenmassstab  $1 : 5$ , der Polabstand gleich  $30 \text{ mm}$ .

Es beträgt das ideelle Biegemoment in der Mitte III des Kurbelzapfens, da  $\overline{III} = 25 \text{ mm}$  ist,

$$25 \cdot 75 \cdot 30 \cdot 5 = 281250 \text{ kgmm,}$$

womit der Durchmesser dieses Zapfens für  $k_b = 5$  aus

$$0,1 d^3 \cdot 5 = 281250$$

zu

$$d = \sqrt[3]{562500} = 83 \text{ oder } \sim 80 \text{ mm}$$

folgt.

In der Mitte I des einen Wellenzapfens ist das ideelle Biegemoment, da  $\overline{IN} = 22 \text{ mm}$  ist, fast ebenso gross wie vorhin. Der Durchmesser der Welle an dieser Stelle muss also auch rund

$$d = 80 \text{ mm}$$

betragen.

Im Punkte w des rechten Kurbelarmes ist die Ordinate  $\overline{wF} = 21$  mm, also

$M_i = 21 \cdot 75 \cdot 30 \cdot 5 = 236250$  kgmm,  
während dieser Wert durch Rechnung zu rund 233000 ermittelt wurde.

Ebenso ist für den Punkt e des linken Kurbelarmes mit  $\overline{ei} = 15$  mm

$M_i = 15 \cdot 75 \cdot 30 \cdot 5 = 168750$  kgmm,  
während aus der Rechnung hierfür rund 173000 sich ergab.

3. Im Jahre 1888 gelangte in der kaiserlichen Kronsabrik in Perm eine von weil. Dr. R. Proell in Dresden entworfene liegende Zwillings-Tandemaschine mit Kondensation zur Ausführung, die nach den Angaben in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1888, die folgenden Verhältnisse besass.

Bohrung des kleinen bzw. grossen Cylinders  
625 bzw. 1080 mm,  
Gemeinsamer Hub 1250 mm,  
Nutzbare Kolbenfläche der Cylinder 2900 bzw.  
9020 qcm,

Volumverhältnis der Cylinder  $\frac{V}{V} = 0,321$ ,

Dampfeintrittsspannung  $p = 7$  Atm absolut,  
Umdrehungszahl in der Minute  $n = 50$ ,  
Nutzleistung  $N_n = 800$  Pferdest.,

Durchmesser der beiden Seilscheiben-Schwun-  
räder von je ca. 9000 kg Gewicht 6000 mm.

Es sollen die Zapfen- und Wellenstärken etc. dieser Maschine nach den in diesem Buche zur Berechnung angegebenen Werten und Gleichungen kontrolliert werden.

Um annähernd die Überdrucke in den beiden Cylindern der Tandemaschine zu erhalten, kann angenommen werden, dass der Dampf, der vielleicht auf eine Endspannung von 0,55 Atm im grossen Cylinder expandiert, theoretisch mit einer Spannung von

$$0,55 \frac{V}{v} = 0,55 \frac{1}{0,321} = \sim 1,7 \text{ Atm,}$$

oder besser wegen der schädlichen Räume, Druckverluste u. s. w. mit

$$1,7 + 0,5 = 2,2 \text{ Atm}$$

in diesen Cylinder tritt. Der grösste Dampfüberdruck im kleinen Cylinder ist dann

$$7 - 2,2 = 4,8 \text{ kg,}$$

derjenige im grossen Cylinder, wenn die Spannung während des Dampfaustrittes gleich 0,2 kg gesetzt wird,

$$2,2 - 0,2 = 2 \text{ kg.}$$

Am Kolben des kleinen Cylinders müsste der letztere Druck von 2 kg eine Grösse von

$$2 \frac{V}{v} = 2 \frac{1}{0,321} = \sim 6,24 \text{ kg}$$

haben. Wir können uns daher zur Berechnung der Zapfen-, Stangen- und Wellenstärken jede Hälfte der Zwillings-Tandemaschine als eine Eincylindermaschine von

$$D = 62,5 \text{ cm}$$

Cylinderbohrung und

$$p_u = 4,8 + 6,24 = 11,04 \text{ kg}$$

grösstem Dampfüberdruck für den qcm der nutzbaren Kolbenfläche, oder

$$P = 2900 \cdot 11,24 = \sim 32600 \text{ kg}^1)$$

grösstem Gesamt-Kolbenüberdruck denken.

Was zunächst die Kolbenstange anlangt, so ist diese in ihrem mittleren Teile, welcher die beiden Kolben miteinander verbindet, in einer leicht auswechselbaren Büchse geführt, die so lang ist als das Verbindungsstück zwischen den beiden Cylindern. Dabei ist angenommen worden, dass die beiden Kolben von der mittleren Kolbenstange getragen werden, weshalb die Stange hier, um jeder Durchbiegung zu begegnen, verhältnismässig sehr stark (160 mm) gehalten ist. Der vordere Teil der Kolbenstange ist deshalb nur nach der Zerknickungsfestigkeit zu berechnen und muss, da das Hubverhältnis

$$x = \frac{100 S}{D} = 2$$

ist, nach Gleichung 71 eine Dicke

$$\Delta = 62,5 \sqrt[4]{11,24} = 62,5 \cdot 1,83 = \\ \Delta = \sim 115 \text{ mm}$$

erhalten, während er in der Ausführung eine Dicke von 130 mm besitzt. Das hintere Stück der Kolbenstange hat 90 mm Durchmesser. Nach der Zerknickungsfestigkeit könnte dieses Stück, das nur durch den Widerstand der angehängten Luftpumpe beansprucht wird, viel schwächer sein. Der Durchmesser von 90 mm ist aber mit Rücksicht darauf gewählt, dass die nutzbaren Kolbenflächen für Hin- und Rücklauf möglichst gleich ausfallen, indem durch die Kolbenstange die Druckfläche des kleinen Kolbens um  $\left(\frac{16^2}{4} - \frac{13^2}{4}\right) \pi$  vorne grösser als hinten, die des grossen aber umgekehrt um  $\left(\frac{12^2}{4} - \frac{9^2}{4}\right) \pi$  hinten grösser als vorne ist.

Der Kreuzkopfszapfen muss bei einem Verhältnis

$$\frac{l}{d} = 1,33$$

nach Gleichung 73 mit  $p = 0,7$  einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{32600}{0,7} \frac{1}{1,33}} = 187 \text{ oder } \sim 185 \text{ mm}$$

und eine Länge

$$l = 1,33 \cdot 185 = \sim 245 \text{ mm}$$

bekommen, während er in der Ausführung 180 mm Durchmesser und 240 mm Länge besitzt.

Die Kreuzkopfschleifer haben in der Projektion  $\beta = 400$  mm Breite und  $\lambda = 800$  mm Länge, somit eine Fläche

$$\lambda \cdot \beta = 400 \cdot 800 = 10 \cdot 32000 = \sim 10 P,$$

entsprechend dem kleinsten Werte der Gleichung 75.

Die runde Schubstange ist von Mitte bis Mitte Auge 5 mal so gross wie der Kurbelradius. Für  $\alpha = 25$  und  $x = 2$  liefert die Gleichung 78

$$H = 0,47 \cdot 62,5 \sqrt[4]{25 \cdot 2^2 \cdot 11,24} = \sim 175 \text{ mm}$$

als mittleren Durchmesser des Schaftes. Die Ausführung zeigt hier 180 mm.

1) Nach den Angaben in der Zeitschrift deutscher Ingenieure war  $P = 30000$  kg, entsprechend einer anfangs beabsichtigten Spannung  $p = 6,5$  Atm, der Rechnung zu Grunde gelegt.

Der Kurbelzapfen besitzt in der Ausführung ein Verhältnis

$$\frac{l}{d} = 1,5,$$

das ungefähr  $k_b = 6$  und  $p = 0,55$ , von denen der erste Wert wohl auch noch für Gussstahl zulässig sein dürfte, entspricht. Die Gleichung 80, welche hier massgebend ist, giebt aber den Durchmesser für das Verhältnis  $\frac{l}{d} = 1,3$ .

Im vorliegenden Falle ist deshalb

$$d = 62,5 \sqrt{11,24 \frac{1,3}{1,5}} = \sim 195 \text{ mm},$$

oder wie in der Ausführung

$$d = \sim 200 \text{ mm}$$

und

$$l = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ mm}$$

zu nehmen.

Die Kurbelwelle zeigt Fig. 11, Taf. 19. Dieselbe besitzt ausser den beiden Hauptlagern noch ein mittleres Lager, ist aber in ihren Dimensionen so stark gehalten, dass sie wie eine Kurbelwelle mit zwei aufgesteckten Kurbeln und zwei Lagern behandelt werden kann. Es beträgt der Abstand

a von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte benachbartes Hauptlager 925 mm,

c von Mitte bis Mitte Hauptlager 7000 mm.

Da die Seilgeschwindigkeit

$$u = \frac{6\pi \cdot 50}{60} = 5\pi = 15,7 \text{ m},$$

die zu übertragende Umfangskraft gemäss Gleichung 66

$$U = \frac{75 \cdot 800}{15,7} = \sim 3800 \text{ kg}$$

ist, so berechnet sich der Seilzug, der hier wohl nicht vernachlässigt werden darf,

$$D = 3U = 3 \cdot 3800 = 11400 \text{ kg}.$$

Nimmt man nun als ungünstigste Lage der beiden Kurbeln diejenige an, bei welcher die eine Kurbel rechtwinklig zu ihrer Schubstange, die andere kurz vor ihrer Totlage steht, die erstere also den vollen Druck  $P = 32600 \text{ kg}$  und die letztere fast gar keinen Druck empfängt, so können die Lagerreaktionen wie bei einer Welle mit nur einer aufgesteckten Kurbel bestimmt werden. Die Kraft  $P$  zunächst ruft in dem einen Lager die Reaktion

$$32600 \frac{925 + 7000}{7000} = \sim 36900 \text{ kg},$$

in dem anderen diejenige

$$32600 \frac{925}{7000} = \sim 4300 \text{ kg}$$

hervor. Der Seilzug  $D$  verteilt sich gleichmässig auf beide Lager und verstärkt die durch  $P$  bewirkte Reaktion im einen Lager während des Hinlaufes, im anderen während des Rücklaufes. Nimmt man dabei  $D$  horizontal an, so erhält man also als grösste horizontale Reaktion des Lagers neben der rechtwinklig zur Schubstange stehenden Kurbel

$$36900 + \frac{11400}{2} = 42600 \text{ kg},$$

und als solche des anderen Lagers

$$4300 + \frac{11400}{2} = 10000 \text{ kg}.$$

Das Gewicht der beiden Schwungräder erzeugt in den beiden Lagern eine vertikal aufwärts gerichtete Reaktion von 9000 kg. Die Resultierende aus beiden Reaktionen ist

$$R_1 = \sqrt{42600^2 + 9000^2} = \sim 43540 \text{ kg},$$

$$R_2 = \sqrt{10000^2 + 9000^2} = \sim 13450 \text{ kg}.$$

Unter der Annahme, dass das Lager, neben dem die bei der oben erwähnten Wellenlage ungefähr in der Totlage befindliche Kurbel steht, nicht vorhanden wäre und das mittlere Lager als zweites Lager diene, bestimmen sich die obigen Reaktionen wie folgt. Die Kraft  $P$  bewirkt, da nun die Lager nur 3500 mm voneinander entfernt sind, eine horizontale Reaktion von

$$32600 \frac{925 + 3500}{3500} = \sim 41200 \text{ kg},$$

bezw.

$$32600 \frac{925}{3500} = \sim 8600 \text{ kg},$$

der Seilzug  $\frac{1}{2}D$  des einen Schwungrades, dessen Mitte von derjenigen des mittleren Lagers 1000 mm absteht, eine horizontale Reaktion von

$$\frac{11400}{2} \frac{1000}{3500} = \sim 1630 \text{ kg},$$

bezw.

$$\frac{11400}{2} \frac{2500}{3500} = \sim 4070 \text{ kg},$$

und schliesslich das Gewicht des einen Schwungrades eine vertikale Reaktion von

$$9000 \frac{1000}{3500} = \sim 2570 \text{ kg},$$

bezw.

$$9000 \frac{2500}{3500} = \sim 6430 \text{ kg}.$$

Man erhält hiermit

$$R_1 = \sqrt{(41200 + 1630)^2 + 2570^2} = \sim 43000 \text{ kg},$$

$$R_2 = \sqrt{(8600 + 4070)^2 + 6430^2} = \sim 14200 \text{ kg}.$$

Für den Wellenzapfen neben der rechtwinklig zur Schubstange stehenden Kurbel ist nun das angreifende Biegemoment

$$M_b = P \cdot a,$$

das angreifende Torsionsmoment

$$M = P \cdot R,$$

also mit  $\alpha = \frac{a}{R} = \frac{925}{625} = 1,48$  die Gleichung 82 massgebend. Dieselbe ist für  $k_b = 5$  aufgestellt und liefert

$$d_1 = 0,63 \sqrt[3]{32600 \cdot 625 (3 \cdot 1,48 + 5 \sqrt{1 + 1,48^2})} = \sim 405,$$

oder besser wie in der Ausführung (siehe auch die Anmerkung auf Seite 118)

$$d_1 = 400 \text{ mm}.$$

Die Länge des Wellenzapfens muss den Gleichungen 85, 87 und 89 genügen. Für

$$l_1 = 850 \text{ mm}$$

liefert die Gleichung 85 ein Verhältnis

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{850}{400} = \mathbf{2,125},$$

die Gleichung 87 eine spezifische Flächenpressung von

$$p = \frac{R_1}{l_1 \cdot d_1} = \frac{43540}{400 \cdot 850} = \sim \mathbf{0,12 \text{ kg}},$$

die Gleichung 89 eine Reibungsarbeit von

$$A_z = \frac{R_1 \cdot n}{300000 \cdot l_1} = \frac{43540 \cdot 50}{300000 \cdot 850} = \sim \mathbf{0,0085 \text{ mmkg}},$$

das sind nach den auf Seite 110 gemachten Angaben alles passende und zulässige Werte.

In der Mitte des mittleren Lagers wird bei der in Betracht gezogenen Lage der Kurbelwelle und unter der Annahme, dass das mittlere Lager ganz fehle, die Welle durch das Moment der oben berechneten Reaktion  $R_2$  auf Biegung, durch das Moment  $P \cdot R$  auf Verdrehen beansprucht. Der Durchmesser  $d_3$  an dieser Stelle folgt also aus der Gleichung 97, wenn man in diese für  $b$  den

$$\text{Abstand } \frac{7000}{2} = 3500 \text{ mm einführt und ausserdem } k_b$$

wieder gleich 5 gestattet. Man erhält dann mit  $P \cdot y = 32600 \cdot 625 = 20375000$  und  $R_2 \cdot b = 13450 \cdot 3500 = 47075000 \text{ kgmm}$

$$d_3 = \sqrt[3]{0,75 \cdot 47075000 + 1,25 \sqrt{47075000^2 + 20375000^2}} = \sim \mathbf{460 \text{ mm}},$$

während die Ausführung (siehe auch die Anmerkung auf Seite 118)

$$d_3 = \mathbf{450 \text{ mm}}$$

zeigt. Der Druck auf den mittleren Zapfen lässt sich natürlich nicht bestimmen. Jedenfalls dürfte er aber wohl niemals grösser als das Doppelte des oben berechneten Wertes  $R_2 = 14100 \text{ kg}$  sein, was ungefähr der Reaktion zweier einzylindrigen Maschinen mit gemeinschaftlichem hinteren Lager entsprechen würde. Unter Berücksichtigung dieses Wertes findet bei einer Länge

$$l_3 = \mathbf{700 \text{ mm}}$$

des mittleren Zapfens nach Gleichung 87 und 89, wenn man in diesen  $d_1$  durch  $d_3$ ,  $l_1$  durch  $l_3$  und  $R_1$  durch  $2 \cdot 14200 = 28400 \text{ kg}$  ersetzt, eine Flächenpressung

$$p = \frac{28400}{450 \cdot 700} = \mathbf{0,09 \text{ kg}}$$

und eine Reibungsarbeit von

$$A_z = \frac{28400 \cdot 50}{300000 \cdot 700} = \sim \mathbf{0,0068 \text{ mmkg}}$$

statt, welche beide unter den zulässigen Werten bleiben.

Dort, wo die Schwungräder sitzen, ist der Durchmesser der Kurbelwelle aus konstruktiven Rücksichten auf 500 mm vergrössert.

4. Welchen Durchmesser muss die Kolbenstange des grossen Cylinders der auf Seite 99 im 5. Beispiele berechneten Verbundmaschine von 150 Nutzpferdestärken bekommen?

Der Cylinder hat 77 cm Bohrung, und sein Kolben erhält auf den qcm der nutzbaren Kolbenfläche nach den Diagrammen auf Taf. 29 einen grössten Dampfüberdruck von

$$p_u = \mathbf{1,5 \text{ kg}}.$$

Da das Hubverhältnis bei einem Hube der Maschine  $S = 0,9 \text{ m}$

$$\frac{90}{77} = \sim \mathbf{1,2}$$

ist, so müsste nach der Zerknickungsfestigkeit gemäss den beiden Werten der Gleichung 71 (die sich auf ein Hubverhältnis 1 bzw. 2 beziehen) die Kolbenstange eine Dicke von vielleicht

$$\Delta = \sim 0,8 \cdot 62,5 \sqrt[4]{1,5} = \sim \mathbf{56 \text{ mm}}$$

bekommen. Bei diesem Durchmesser würde aber die nach Gleichung 72 berechnete Durchbiegung  $f$  der Stange zu gross werden. Will man die Durchbiegung unter das zulässige Mass von 1 bis 1,5 mm halten, so muss  $\Delta$  grösser genommen werden. Für

$$\Delta = \mathbf{100 \text{ mm}}$$

ist das Gewicht der Stange bei einer Länge derselben von  $L_0' = 2600 \text{ S}$  in mm zwischen den beiden Kreuzköpfen

$$G_1 = 1^2 \frac{\pi}{4} 26 \cdot 0,9 \cdot 7,9 = \mathbf{145 \text{ kg}}.$$

Schätzt man das Gewicht des Kolbens zu

$$G_2 = \mathbf{300 \text{ kg}},$$

so liefert Gleichung 72 die statthafte Durchbiegung von

$$f = 366000 \frac{0,9^3}{100^4} \left( \frac{5}{8} 145 + 300 \right) = \sim \mathbf{1 \text{ mm}}.$$

5. Die in Fig. 13, Taf. 19 dargestellte doppelt gekröpfte Welle gehört einer vom Ingenieur C. Sondermann in Stuttgart konstruierten Verbundmaschine an, welche mit 11 Atm absoluter Eintrittsspannung arbeitet und 300 Pferdestärken höchstens leistet. Es beträgt

- die Bohrung des kleinen Cylinders 300 mm,
- die Bohrung des grossen Cylinders 480 mm,
- der gemeinsame Hub 480 mm,
- die Umdrehungszahl in der Minute 200.

Wie berechnen sich nach den in diesem Buche gemachten Angaben und Gleichungen die Stärken dieser Welle?

Um eine annähernde Einsicht in die Druckverteilung auf die beiden Kolben zu bekommen, soll angenommen werden, dass der Dampf im grossen Cylinder wegen der Körtingschen Strahlkondensation der Maschine zweckmässig bis auf 0,8 Atm expandiert. Theoretisch müsste dann die Anfangsspannung der Expansion im grossen Cylinder

$$0,8 \frac{V}{v} = 0,8 \frac{48^2}{30^2} = \sim 0,8 \frac{23}{9} = \sim \mathbf{2 \text{ Atm}}$$

betragen. Unter Berücksichtigung der schädlichen Räume, der übrigen Perioden, namentlich der grossen Dampf- voraustritte, die hier wegen des einzigen Steuerungsorganes an jedem Cylinder nötig werden, kann deshalb die Spannung des Dampfes beim Eintritt in den grossen Cylinder für die spätere Berechnung zu rund 3 Atm

geschätzt werden. Es verbleibt dann für den kleinen Kolben ein grösster Dampfüberdruck von 8 Atm oder ein grösster Gesamt-Kolbenüberdruck von

$$P_1 = 30^2 \frac{\pi}{4} \cdot 8 = \sim 5600 \text{ kg,}$$

für den grossen Kolben bei 0,3 Atm Austrittsspannung ein entsprechender Druck

$$P_2 = 48^2 \frac{\pi}{4} (3 - 0,3) = \sim 4860 \text{ kg.}$$

Zur Berechnung des Wellendurchmessers bilden wir nach Gleichung 109 das zu übertragende grösste Drehmoment mit  $m = 1,35$

$$M = 716200 \frac{300}{200} 1,35 = \sim 1450000 \text{ kgmm,}$$

nach Gleichung 110 mit  $P = P_1 = 5600 \text{ kg}$  und  $y_1 = y_2 = \frac{1}{2}x = 320 \text{ mm}$  das auftretende grösste Biegemoment (ohne Berücksichtigung des neben dem grossen Cylinder sitzenden Schwungrades)

$$M_b = 5600 \frac{320 \cdot 320}{640} = 896000 \text{ kgmm}$$

und erhalten hiermit und mit  $k = 5$  (Gussstahl) aus Gleichung 111 den Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{0,75 \cdot 896000 + 1,25 \sqrt{896000^2 + 1450000^2}} = \sim 140 \text{ mm,}$$

während die Ausführung entsprechend  $k_b = 6$

$$d = 140 \sqrt[3]{\frac{5}{6}} = 132 \text{ mm}$$

zeigt. Für die Länge des Kurbelzapfens liefert die Gleichung 104 mit  $A_z = 0,028$ , was nur bei sehr sorgfältiger Ausführung und Wartung noch zulässig ist, und  $P = P_1 = 5600 \text{ kg}$  den Wert

$$l \geq \frac{5600 \cdot 200}{300000 \cdot 0,028} = 133 \text{ mm,}$$

während die Ausführung

$$l = 136 \text{ mm}$$

gibt. Die spezifische Flächenpressung ist dann nach Gleichung 103 nur

$$p = \frac{5600}{132 \cdot 136} = \sim 0,3 \text{ kg.}$$

In den Hauptlagern dürfte die grösste Reaktion wohl kaum mehr als  $P = R_1 = 5600 \text{ kg}$  betragen. Soll dann der bei Gleichung 106 angegebene Grenzwert  $p = 0,15 \text{ kg}$  nicht überschritten werden, so muss, da die Welle auch hier 132 mm stark ist, die Länge der Lager

$$l = 2 \cdot 136 = 272 \text{ mm}$$

betragen, wie es auch in der Ausführung ist. Die Gleichung 106 verlangt für  $A_z = 0,015$  nur eine Länge

$$l = \frac{5600 \cdot 200}{300000 \cdot 0,015} = \sim 250 \text{ mm.}$$

Die Kurbelarme sollen nach Gleichung 112 einen Querschnitt

$$b \cdot h \geq 1,1 \cdot 132^2 \frac{\pi}{4} = 15050 \text{ qmm}$$

besitzen, also bei  $b = 100 \text{ mm}$  Dicke eine Höhe

$$h \geq \sim 150 \text{ mm}$$

haben. Die Ausführung zeigt

$$h = 160 \text{ mm.}$$

6. Die Maschinenfabrik von J. A. Maffei in München lieferte für die Elektrizitätswerke dieser Stadt eine stehende Dreimal-Expansionsmaschine mit drei um 120 Grad gegeneinander versetzten Kurbeln und den nachstehenden Verhältnissen:

Bohrung des kleinen Cylinders 490 mm,  
Bohrung des mittleren Cylinders 800 mm,  
Bohrung des grossen Cylinders 1180 mm,  
Kolbenhub 600 mm,  
Minutliche Umdrehungszahl 120.

Die maximale indizierte Leistung der Maschine soll 840 Pferdestärken bei 10 Atm absoluter Anfangsspannung und Kondensation betragen. Das Gewicht des Schwungrades ist 8600 kg. Die dreifach gekröpfte Welle dieser Maschine ist in Fig. 14, Taf. 19 dargestellt. Wie bestimmen sich die Stärken der Welle nach den in diesem Buche gemachten Angaben.

Zur annähernden Ermittlung der Dampfüberdrucke in den einzelnen Cylindern sei angenommen, der Dampf expandiere schliesslich bis auf 0,45 Atm. Die Spannung bei Beginn der Expansion im grossen Cylinder ist dann ungefähr

$$0,45 \frac{V}{V'} = 0,45 \frac{118^2}{80^2} = \sim 1 \text{ Atm.}$$

Mit Rücksicht auf die schädlichen Räume, Druckverluste etc. kann somit die Eintrittsspannung für den grossen Cylinder zu vielleicht 1,2 Atm, also der grösste Dampfüberdruck daselbst bei 0,2 Atm Austrittsspannung gleich

$$1,2 - 0,2 = 1 \text{ Atm,}$$

der grösste Gesamt-Kolbenüberdruck gleich

$$P_3 = 1 \cdot 118^2 \frac{\pi}{4} = \sim 11000 \text{ kg}$$

gesetzt werden. Nimmt man weiter 1,5 Atm als Expansions-Endspannung für den mittleren Cylinder an, so folgt entsprechend, da

$$1,2 \frac{V'}{V} = 1,2 \frac{80^2}{49^2} = 3,2 \text{ Atm}$$

ist, bei vielleicht 3,7 Atm Eintrittsspannung der grösste Dampfüberdruck dieses Cylinders zu

$$3,7 - 1,2 = 2,5 \text{ Atm,}$$

oder im ganzen zu

$$P_2 = 2,5 \cdot 80^2 \frac{\pi}{4} = \sim 12500 \text{ kg.}$$



Für den kleinen Cylinder bleibt dann noch ein Dampf-  
überdruck von

$$10 - 3,7 = 6,3 \text{ Atm,}$$

oder

$$P_1 = 6,3 \cdot 49^2 \frac{\pi}{4} = \sim 11900 \text{ kg}$$

übrig.

Wenn die vorstehenden Rechnungen auch keinen  
Anspruch auf grosse Genauigkeit machen können, so  
dürften sie doch die Annahme rechtfertigen, dass vor-  
aussichtlich der grösste Kolbenüberdruck den Wert

$$P_1 = P_3 = 12000 \text{ kg}$$

beim kleinen und grossen Cylinder und denjenigen

$$P_2 = 13000 \text{ kg}$$

beim mittleren Cylinder nicht überschreiten wird.

Zur Kontrolle können auch die Diagramme in Fig. 3,  
Taf. 30 dienen, die ebenfalls für eine Anfangsspannung von  
10 Atm und ungefähr ebenso grosse Cylinderverhältnisse  
konstruiert sind.

Die Gleichung 109 liefert nun für  $m = 1,3$  das zu  
übertragende grösste Drehmoment

$$M = 716200 \frac{840}{120} 1,3 = \sim 6517000 \text{ kgmm.}$$

Das auftretende grösste Bieugungsmoment muss ein-  
mal mit Rücksicht auf den obigen Wert  $P_1 = P_3$ , das  
andere Mal mit Rücksicht auf das Schwungradgewicht  $G$   
und den Kolbendruck  $P_2$  bestimmt werden. Im ersteren  
Falle, wo also der kleine oder grosse Cylinder in Betracht  
gezogen wird, liefert die Gleichung 110 für  $y_1 = 800$ ,  
 $y_2 = 670$ ,  $x = 1470$  mm (beim kleinen Cylinder) den Wert

$$M_b = 12000 \frac{800 \cdot 670}{1470} = \sim 4375000 \text{ kgmm,}$$

dagegen für  $y_1 = y_2 = 830$ ,  $x = 2 \cdot 830 = 1660$  mm (beim  
grossen Cylinder) den grösseren Wert

$$M_b = 12000 \frac{830 \cdot 830}{1660} = 4980000 \text{ kgmm.}$$

Im letzteren Falle, wo der neben dem Schwungrade be-  
findliche mittlere Cylinder in Frage kommt, giebt die  
Gleichung 110, wenn  $P_2 = 13000$  kg und ferner  $y_1 = 670$ ,  
 $y_2 = 1050$ ,  $x = 1720$  mm eingeführt wird, den Wert

$$13000 \frac{670 \cdot 1050}{1720} = \sim 5300000 \text{ kgmm,}$$

der noch durch das Bieugungsmoment des Schwungrad-  
gewichtes verstärkt wird. Nimmt man an, das Schwun-  
radgewicht verteile sich nur auf die beiden demselben  
zunächst liegenden Lager, von deren Mitte es um 580  
bzw. 2300 mm absteht, so ist das erwähnte Moment in  
der Mitte des mittleren Cylinders

$$8600 \frac{580}{1720} 670 = \sim 1943000 \text{ kgmm}$$

und also

$$M_b = 5300000 + 1943000 = 7243000 \text{ kgmm.}$$

Mit diesem letzteren Werte erhält man nun aus  
Gleichung 111 für  $k_b = 5$  die Wellenstärke

$$d = \sqrt[3]{0,75 \cdot 7243000 + 1,25 \sqrt{7243000^2 + 6517000^2}} \\ = \sim 260 \text{ mm,}$$

während die Ausführung in den Maschinenlagern dieselbe  
Wellenstärke von **260 mm**, in den Kurbelzapfen eine  
solche von **265 mm** zeigt.

Die Länge der Kurbelzapfen folgt aus Gleichung 104  
für  $P = P_3 = 13000$  kg und  $A_z = 0,022$  zu

$$l \geq \frac{13000 \cdot 120}{300000 \cdot 0,022}, \text{ oder } l \geq 233 \text{ mm,}$$

während die Ausführung

$$l = 235 \text{ mm}$$

angiebt, womit sich dann aus Gleichung 103 die spezifische  
Flächenpressung zu

$$p = \frac{13000}{265 \cdot 235} = \sim 0,12 \text{ kg}$$

bestimmt.

Auf die Kurbelwellenlager dürfte wohl auch kaum  
ein grösserer Druck als 13000 kg entfallen. Gestattet  
man die Hälfte der obigen Werte von  $A_z$  und  $p$ , so müsste  
bei demselben Durchmesser die Länge der Wellenlager

$$l = 2 \cdot 235 = 470$$

betragen, während in der Ausführung hier

$$l = 500 \text{ mm}$$

bei allen Lagern, ausgenommen das äusserste linke Lager,  
das nur 400 mm lang ist, gemacht ist.

Die Kurbelarme sind 175 mm dick und 310 mm breit,  
so dass also ihr Querschnitt

$$175 \cdot 310 = 54250 \text{ qmm}$$

ist, während die Gleichung 112 mindestens einen Quer-  
schnitt von

$$1,1 \cdot 260^2 \frac{\pi}{4} = 1,1 \cdot 53093 = \sim 58400 \text{ qmm}$$

verlangt.

## § 26.

### Berechnung des Dampfverbrauches.

Der Dampfverbrauch einer Dampfmaschine setzt sich  
nach § 14 aus drei Teilen zusammen, nämlich

1. aus dem nutzbaren Dampfverbrauch,
2. aus den Abkühlungsverlusten, und
3. aus den Lässigkeitsverlusten.

Der nutzbare Dampfverbrauch zunächst besteht  
aus der Dampfmenge, welche während des Füllungsweges  
hinter den Kolben tritt, und derjenigen, welche in den  
schädlichen Raum nachgefüllt werden muss. Ist nun für  
Eincylindermaschinen wie früher

**O** die nutzbare Kolbenfläche in **qcm**,

**D** die Cylinderbohrung in **cm**,

**S** der Kolbenhub in **m**,

$e = \frac{S_1}{S}$  der Füllungsgrad, entsprechend dem Füllungs-  
wege  $S_1$  in **m**,

**M** die Länge des schädlichen Raumes, bezogen auf **O**,

$\gamma$  das Gewicht von 1 cbm Dampf von der Eintritts-  
spannung  $p$  in **kg**,

so treten offenbar bei jedem einfachen Hube

$$S_1 \frac{O}{10000} \text{ cbm,}$$

oder

$$\frac{S_1}{S} S \frac{O}{10000} \gamma = e S \frac{O}{10000} \gamma \text{ kg}$$

Dampf hinter den Kolben, wenn dieser den Weg  $S_1$  durchläuft.

Die Dampfmenge, welche bei jedem einfachen Hube in den schädlichen Raum gelassen werden muss, um diesen mit frischem Dampfe anzufüllen, bestimmte sich, wenn  $p_3$  die Kompressionsendspannung ist, nach Seite 40 zu

$$M \frac{O}{10\,000} \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \text{ cbm,}$$

oder

$$\frac{M}{S} \frac{O}{10\,000} S \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \gamma \text{ kg.}$$

Der nutzbare Dampfverbrauch für jeden einfachen Kolbenhub ist somit

$$eS \frac{O}{10\,000} \gamma + \frac{M}{S} \frac{O}{10\,000} S \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \gamma = \frac{O}{10\,000} S \cdot \gamma \left\{ e + \frac{M}{S} \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \right\},$$

also für die Stunde mit  $2n \cdot 60 = 120n$  einfachen Hübem

$$120 \frac{O}{10\,000} S \cdot \gamma n \left\{ e + \frac{M}{S} \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \right\} \text{ kg.}$$

Nun drückt man den nutzbaren Dampfverbrauch gewöhnlich in Bezug auf 1 indizierte Pferdestärke aus. Es ist aber nach Gleichung 50

$$N_i = \frac{O \cdot p_i \cdot c_m}{75}, \quad = 0,9n \frac{S \cdot n}{30}$$

und also ergibt sich, wenn man den obigen Wert für den Dampfverbrauch durch denjenigen für  $N_i$  dividiert und berücksichtigt, dass

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad = 30 \frac{S \cdot n}{1000} = 30 \frac{p_i \cdot n}{1000}$$

ist, der nutzbare Dampfverbrauch für die Stunde und indizierte Pferdestärke zu

$$C_1 = 27 \frac{\gamma}{p_1} \left\{ e + \frac{M}{S} \left(1 - \frac{p_3}{p}\right) \right\} \quad \dots \quad 114$$

Hierin ist  $p_1$  die mittlere indizierte Spannung, wie sie in § 23 ermittelt wurde.  $\gamma$  kann der Tabelle auf Seite 12 entnommen werden. Für Mehrcylindermaschinen gilt die vorstehende Gleichung, sobald  $e$  und  $M$  den Füllungsgrad bezw. den schädlichen Raum des kleinen Cylinders, bezogen auf das Volumen des grossen Cylinders, bezeichnen und  $p_3$  die Kompressionsendspannung im kleinen Cylinder ist. Dem nutzbaren Dampfverbrauch einer Maschine muss schliesslich der Inhalt des Indikator-Diagrammes proportional sein.

Der Abkühlungs- und Lässigkeitsverlust einer Maschine lässt sich natürlich nur empirisch ermitteln, da beide von zu vielen Faktoren bezw. von der Güte der Ausführung der Maschine abhängig sind. Beide Verluste können deshalb auch nur schätzungsweise berechnet und nur durch Versuche an der ausgeführten Maschine genau bestimmt werden.

Der Abkühlungsverlust bestimmt sich nach den Angaben von Hrabák in „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“ für die indizierte Pferdestärke und Stunde aus

$$C_2 = \alpha \frac{A}{\sqrt{c_m}} \quad \dots \quad 115$$

wenn  $\alpha$  und  $A$  nach den nachfolgenden Angaben gewählt werden und  $c_m$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m für die Sekunde ist.

Werte von  $\alpha$ .

Hubverhältnis $\frac{100S}{D}$	= 1	1,25	1,5	2	2,5	3	4
$\alpha$	= 0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29

Werte von  $A$ .

Eincylindermaschinen mit Auspuff . . . . .	$A = 6,5$ bis $6,0$ ,
Eincylindermaschinen mit Kondensation und ohne Dampfmantel . . . . .	$A = 5,5$ bis $5,0$ ,
Eincylindermaschinen mit Kondensation und mit Dampfmantel . . . . .	$A = 4,5$ bis $4,0$ ,
Zweimal-Expansionsmaschinen mit Auspuff . . . . .	$A = 4,5$ bis $4,0$ ,
Zweimal-Expansionsmaschinen mit Kondensation . . . . .	$A = 4,0$ bis $3,5$ ,
Dreimal-Expansionsmaschinen mit Kondensation . . . . .	$A = 3,5$ bis $3,0$ .

Die kleineren Zahlen gelten für vollkommene Maschinen.

Der Lässigkeitsverlust kann nach den Angaben von Hrabák in „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“ bei gewöhnlichem, noch leidlich befriedigendem Betriebszustande auf

$$C_3 = \frac{8,8}{\sqrt{N_i \cdot c_m}} + \frac{1}{2c_m} \quad \dots \quad 116$$

geschätzt werden, kann aber bei vorzüglichen Maschinen bis auf die Hälfte sinken, bei sichtlich dampflässigen auf das Doppelte steigen. Bei Zweimal-Expansionsmaschinen ist der Wert der Gleichung 116 mit 0,8, bei Dreimal-Expansionsmaschinen mit 0,64 zu multiplizieren.

Durch Addition der Werte  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  ergibt sich der gesamte Dampfverbrauch, der also, unter Berücksichtigung der Verluste in der Leitung mit 5 bis 10%, für die Stunde und

indizierte Pferdestärke

$$C_i = 1,05 \text{ bis } 1,1 (C_1 + C_2 + C_3) \quad \dots \quad 117$$

Nutzpferdestärke

$$C_n = 1,05 \text{ bis } 1,1 \frac{1}{\eta} (C_1 + C_2 + C_3) = \frac{C_i}{\eta} \quad \dots \quad 118$$

beträgt.

Zur annähernden Schätzung des Dampfverbrauches können auch die folgenden Angaben dienen. Man rechnet für die indizierte Pferdestärke und Stunde ohne Berücksichtigung der Leitungsverluste

bei Eincylindermaschinen mit Auspuff und geringer Expansion . . . . .	23 bis 33 kg,
bei Eincylindermaschinen mit Auspuff und grosser Expansion . . . . .	12 bis 22 kg,
bei Eincylindermaschinen mit Kondensation . . . . .	9,5 bis 11 kg,
bei Eincylindermaschinen mit Kondensation bei bester Ausführung . . . . .	8 bis 9,5 kg,
bei Zweimal-Expansionsmaschinen . . . . .	6,3 bis 8 kg,
bei Dreimal-Expansionsmaschinen . . . . .	5,4 bis 6,2 kg.

**Beispiele.**

1. Wie berechnet sich der Dampfverbrauch der im 1. Beispiele auf Seite 95 angeführten Ein-cylinder-Auspuffmaschine von 425 mm Cylinderbohrung und 850 mm Hub, die bei 70 Umdrehungen in der Minute und einem Wirkungsgrade  $\eta = 0,84$  eine Leistung von 77,5 Nutzpferdestärken besass?

Nach den Angaben auf Seite 95 beträgt die Dampfeintrittsspannung  $p = 7,5$  Atm, die Kompressionsendspannung  $p_3 = 6,5$  Atm, (siehe das Diagramm in Fig. 91 des Textes) die mittlere indizierte Spannung  $p_i = 2,51$  kg, der Füllungsgrad  $e = 0,19$ , der Koeffizient des schädlichen Raumes  $\frac{M}{S} = 0,06$ , die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 2$  m.

Das Gewicht von 1 cbm Dampf von 7,5 Atm absoluter Spannung ist ferner nach der Tabelle auf Seite 12  $\gamma = 3,861$  kg.

Für diese Werte ermittelt sich nun zunächst der nutzbare Dampfverbrauch für die Stunde und indizierte Pferdestärke aus Gleichung 114 zu

$$C_1 = 27 \frac{3,861}{2,51} \left\{ 0,19 + 0,06 \left( 1 - \frac{6,5}{7,5} \right) \right\} = \sim 8,2 \text{ kg.}$$

Der Abkühlungsverlust folgt weiter, da das Hubverhältnis

$$\frac{100S}{D} = \frac{100 \cdot 0,85}{42,5} = 2$$

ist, aus Gleichung 115 für  $\alpha = 1$  und  $A = 6$  zu ungefähr

$$C_2 = \frac{6}{\sqrt{2}} = \frac{6}{1,414} = 4,24 \text{ kg,}$$

während der Lässigkeitsverlust nach Gleichung 116 mit

$$N_i = \frac{77,5}{0,84} = 92,26 \text{ Pferdestärken}$$

wohl nicht mehr als

$$C_3 = \frac{8,8}{\sqrt{92,26 \cdot 2}} + \frac{1}{2 \cdot 2} = 0,9 \text{ kg}$$

betragen wird.

Mit Berücksichtigung der Verluste in der Leitung zu 7% von  $C_1 + C_2 + C_3$  erhalten wir somit den ganzen Dampfverbrauch für die Stunde und

indizierte Pferdestärke nach Gleichung 117 zu

$$C_i = 1,07 (8,2 + 4,24 + 0,9) = \sim 14,3 \text{ kg,}$$

Nutzpferdestärke nach Gleichung 118 zu

$$C_n = \frac{14,3}{0,84} = \sim 17 \text{ kg.}$$

2. Welches wird der Dampfverbrauch der im 5. Beispiele auf Seite 99 berechneten Compound-Receivermaschine voraussichtlich sein?

Die Maschine sollte nach den Ermittlungen auf Seite 99 und 100

eine Bohrung des grossen Cylinders von 770 mm,

einen Hub  $S = 0,9$  m,

eine mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 2,4$  m,

eine Umdrehungszahl  $n = 80$

erhalten und bei

einem Wirkungsgrade von  $\eta = 0,765$

eine Nutzleistung  $N_n = 150$  Pferdestärken

besitzen. Ferner ergab sich aus den Diagrammen auf Taf. 29

eine Dampfeintrittsspannung  $p = 8,4$  kg,

eine mittlere indizierte Spannung, bezogen auf die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders,  $p_i = 1,342$  kg,

ein Koeffizient des schädlichen Raumes am kleinen

$$\text{Cylinder } \frac{m}{s} = 0,03,$$

ein Cylinderverhältnis  $\sqrt[3]{V} = 2,727,$

eine Füllung des kleinen Cylinders von  $\frac{1}{6},$

eine Kompressionsendspannung im kleinen Cylinder von  $p_3 = \sim 7$  kg.

Das Gewicht von 1 cbm Dampf von der Dampfeintrittsspannung  $p = 8,4$  kg ist nach der Tabelle auf Seite 12  $\gamma = 4,27$  kg. Auf das Volumen des grossen Cylinders bezogen, ist ferner

der Füllungsgrad des kleinen Cylinders

$$e = \frac{1}{6} \frac{v}{V} = \sim 0,06,$$

der Koeffizient des schädlichen Raumes

$$\frac{M}{S} = 0,03 \frac{v}{V} = 0,011.$$

Hiermit liefert nun die Gleichung 114 einen nutzbaren Dampfverbrauch

$$C_1 = 27 \frac{4,27}{1,342} \left\{ 0,06 + 0,011 \left( 1 - \frac{7}{8,4} \right) \right\} = \sim 4,3 \text{ kg.}$$

Der Abkühlungsverlust bestimmt sich nach Gleichung 115, da für

$$\frac{100S}{D} = \frac{100 \cdot 0,9}{77} = \sim 1,15$$

$\alpha = 0,85$  und ferner bei vollkommener Ausführung  $A = 3,5$  ist, zu ungefähr

$$C_2 = 0,85 \frac{3,5}{\sqrt{2,4}} = \sim 1,92 \text{ kg,}$$

der Lässigkeitsverlust nach Gleichung 116 für

$$N_i = \frac{150}{0,76} = \sim 197 \text{ Pferdestärken,}$$

wenn, wie in der Anmerkung der Gleichung 116 angeführt, hier nur die Hälfte des Wertes mit Rücksicht darauf, dass  $p_i$  hinreichend klein gewählt ist, gesetzt wird,

$$C_3 = 0,5 \cdot 0,8 \left( \frac{8,8}{\sqrt{197 \cdot 2,4}} + \frac{1}{2 \cdot 2,4} \right) = \sim 0,25 \text{ kg.}$$

Schliesslich ergibt sich bei 5% Verlust in der Leitung der gesamte Dampfverbrauch der Maschine für die Stunde und

indizierte Pferdestärke nach Gleichung 117 zu

$$C_i = 1,05 (5,3 + 1,92 + 0,25) = 7,85 \text{ kg,}$$

Nutzpferdestärke nach Gleichung 118 zu

$$C_n = \frac{7,85}{0,765} = \sim 10,3 \text{ kg.}$$

§ 27.

**Bestimmung der Bohr- und Kanalquerschnitte.**

Die Rohre und Kanäle, durch welche der frische Dampf in den Cylinder, der gebrauchte aus demselben gelangt, sind in ihren Querschnitten so zu bemessen, dass der Dampfein- und -austritt möglichst ohne merkbare Drosselung vor sich geht. Jede Drosselung des eintretenden Dampfes bewirkt eine unnötige Abnahme der Eintrittsspannung  $p$ , jede Drosselung des austretenden Dampfes eine unnötige Steigerung der Austrittsspannung  $p_e$ , womit in beiden Fällen ein Arbeitsverlust, eine Verkleinerung der Fläche des Indikator-Diagrammes verbunden ist.

Eine Drosselung des Dampfes tritt nun stets dann ein, wenn der Durchgangsquerschnitt zu klein, die Geschwindigkeit des Dampfes zu gross ist. Je kleiner nämlich der Durchgangsquerschnitt ist, eine desto grössere Geschwindigkeit besitzt der Dampf, und desto grösser fällt auch die zur Erzielung dieser Geschwindigkeit und zur Überwindung der auftretenden Reibung aufzuwendende Arbeit bezw. die Spannungsabnahme des Dampfes aus. Bei unseren Dampfmaschinen erreicht die Drosselung und Spannungsabnahme nach den Angaben in „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“ eine merkliche Grösse, wenn der eintretende Dampf in den Rohren und Kanälen mehr als 50 bis 60 m, der austretende mehr als 80 bis 100 m — je nachdem derselbe Atmosphären- oder Kondensatorspannung besitzt — Geschwindigkeit in der Sekunde hat. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf in der Maschine den freigegebenen Kanalquerschnitt durchströmt, ergibt sich bekanntlich aus der Gleichung

$$w_x = \frac{O \cdot c_x}{f_x} \dots \dots \dots 119$$

wenn

O die nutzbare Kolbenfläche in qcm,

$c_x$  die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit in m für die Sekunde,

$f_x$  der freigegebene Querschnitt in qcm

ist, da der Kolben in der Sekunde das Volumen  $O \cdot c_x$ , der Dampf dasjenige  $f_x \cdot w_x$  durchläuft, die beide einander gleich sein müssen.

Den Querschnitt der Dampfzuleitung wird man nun aus der Gleichung 119 zweckmässig in der Weise bestimmen, dass bei der grössten Kolbengeschwindigkeit ( $c_x = c_{max}$ ) die Dampfgeschwindigkeit  $w_x$  den obigen Grenzwert von 50 bis 60 m noch nicht erreicht. Für  $w_x = 50$  folgt demnach der Querschnitt  $f$  in qcm der Dampfzuleitung vom lichten Durchmesser  $d$  in cm zu

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{O \cdot c_{max}}{50}$$

Nun ist nach Gleichung 25

$$c_{max} = v \left( 1 + \frac{R^2}{2L^2} \right),$$

oder mit dem Werte

$$v = \frac{\pi}{2} c_m$$

der Gleichung 22,

$$c_{max} = \frac{\pi}{2} c_m \left( 1 + \frac{R^2}{2L^2} \right).$$

Für das meist gebräuchliche Verhältnis  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  ergibt sich hieraus

$$c_{max} = \sim 1,6 c_m,$$

mit welchem Werte die obige Gleichung für  $f$  den Querschnitt der Dampfzuleitung in Bezug auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit, nämlich

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{O \cdot c_m}{30} \dots \dots \dots 120$$

liefert.

Der Dampfableitung kann bei Auspuffmaschinen ein lichter Querschnitt  $f_o$  in qcm bezw. ein lichter Durchmesser  $d_o$  in cm gegeben werden, welcher der Gleichung

$$f_o = d_o^2 \frac{\pi}{4} = \frac{O \cdot c_m}{22} \text{ bis } \frac{O \cdot c_m}{25} \dots \dots \dots 121$$

genügt. Bei Kondensationsmaschinen wird vielfach nach einer entsprechenden Formel, nämlich

$$f_o = d_o^2 \frac{\pi}{4} = \frac{O \cdot c_m}{15} \text{ bis } \frac{O \cdot c_m}{20} \dots \dots \dots 122$$

gerechnet. Wenn gegen die Anwendung dieser letzteren Gleichung in Bezug auf die Austrittsleitung des Hoch- und Mitteldruckcylinders an Mehrcylindermaschinen auch nichts einzuwenden ist, da hier der Dampf bis völlig auf die Austrittsspannung expandiert, so sollte dieselbe jedoch für Eincylindermaschinen und den Niederdruckcylinder der Mehrcylindermaschinen nicht benutzt werden. Wie F. J. Weiss in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1895, nämlich sehr richtig bemerkt, berücksichtigt diese Gleichung nicht die Ausdehnung, welche der Dampf erfährt, wenn er von der Expansionsendspannung auf die Austrittsspannung  $p_e$  herabsinkt oder plötzlich herabsinken soll. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes muss dann der austretende Dampf in der nach den obigen Angaben berechneten Ableitung eine Geschwindigkeit annehmen, die häufig (namentlich bei Eincylindermaschinen, welche mit grösserer Füllung arbeiten) den oben angeführten Grenzwert von 100 m weit übersteigt. Richtiger ist es deshalb, den Querschnitt der Dampfableitung der Eincylindermaschinen und des Niederdruckcylinders der Mehrcylindermaschinen wie folgt zu bemessen. Ist

C der Gesamt-Dampfverbrauch der Maschine für die Stunde ( $C = C_i \cdot N_i = C_n \cdot N_n$  nach den Bezeichnungen des vorigen Paragraphen), also  $\frac{C}{3600}$  für die Sekunde in kg,

$\frac{1}{\gamma}$  das Volumen von 1 kg Dampf von der Austrittsspannung  $p_e$  im cbm (siehe die Tabelle auf Seite 12), so nehme man

$$f_o = d_o^2 \frac{\pi}{4} = \frac{10000 C}{3600 \cdot 100 \gamma} = \sim 0,0278 \frac{C}{\gamma} \dots \dots \dots 123$$

Dieser Formel liegt die Annahme zu Grunde, dass der Dampf gleichmässig mit 100 m mittlerer Geschwindigkeit austritt. Wenn dies auch thatsächlich nicht der Fall ist, indem der Dampf bei und unmittelbar nach der Eröffnung des Auslasses mit viel grösserer Geschwindigkeit ausströmen wird, so kommt die Gleichung 123 doch der Bedingung, den Querschnitt so zu bemessen, dass eine merkbare Drosselung während des Dampfaustrittes möglichst vermieden wird, weit näher als die vorher angeführte empirische Formel.

Zur Bestimmung von C für die vorliegenden Zwecke genügt es auch, den nutzbaren Dampfverbrauch für den mittleren Füllungsgrad festzustellen und die Abkühlungs- und Lässigkeitsverluste als ein Teil dieses nutzbaren Dampfverbrauches schätzungsweise anzunehmen. Nach den Ermittlungen auf Seite 123 berechnete sich der nutzbare Dampfverbrauch für die Stunde zu

$$120 \frac{O}{10000} S \cdot \gamma \cdot n \left\{ e + \frac{M}{S} \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right) \right\} \text{ kg.}$$

Weiss setzt nun die Abkühlungs- und Lässigkeitsverluste gleich 40 Prozent dieses Wertes bei Auspuff- und gleich 50 Prozent bei Kondensationsmaschinen, nimmt also

bei Auspuffmaschinen

$$C = 1,4 \cdot 120 \frac{O}{10000} S \cdot \gamma \cdot n \left\{ e + \frac{M}{S} \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right) \right\},$$

oder mit

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} \text{ bzw. } S \cdot n = 30 c_m,$$

$$C = 0,54 \cdot 0 \cdot c_m \cdot \gamma \left\{ e + \frac{M}{S} \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right) \right\} \quad \dots \quad 124$$

bei Kondensationsmaschinen

$$C = 1,5 \cdot 120 \frac{O}{10000} S \cdot \gamma \cdot n \left\{ e + \frac{M}{S} \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right) \right\},$$

oder

$$C = 0,54 \cdot 0 \cdot c_m \cdot \gamma \left\{ e + \frac{M}{S} \left( 1 - \frac{p_3}{p} \right) \right\} \quad \dots \quad 125$$

In diesen Gleichungen ist, wie schon im vorigen Paragraphen angeführt,

e der hier nicht zu gering einzuführende mittlere Füllungsgrad, mit dem die Maschine arbeitet,

O die nutzbare Kolbenfläche in qcm,

n die Umdrehungszahl für die Minute,

$\gamma$  das Gewicht von 1 cbm Dampf von der Eintritts- spannung p in kg (siehe die Tabelle auf Seite 12),

$p_3$  die Kompressionsendspannung,

$\frac{M}{S}$  der Koeffizient des schädlichen Raumes.

Bei der Bestimmung des Kanalquerschnittes endlich ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass dieser Querschnitt durch das Steuerungsorgan selten ganz geöffnet wird und bis zum Schlusse der Füllung ganz geöffnet bleibt, sondern je nach dem Füllungsgrade und den Bewegungsverhältnissen der Steuerung nur zum Teil geöffnet und mehr oder weniger allmählich geschlossen wird. Da nun die Grösse der Kanaleröffnung durch die Steuerung und die Dauer des Kanalschlusses sich in den seltensten Fällen von vornherein festlegen lässt, vielmehr meistens die Steuerungsverhältnisse von der Grösse der Kanäle abhängig gemacht werden, so muss man den Kanalquerschnitt hinreichend gross, und zwar so gross bemessen, dass voraussichtlich eine genügende Kanaleröffnung eintreten und eine zu frühzeitige Drosselung vermieden wird. Die Bestimmung der Kanalquerschnitte besteht also immer in einer Schätzung, und demgemäss sind auch die hierüber gemachten Angaben sehr verschieden.

Nach Radinger soll der Kanalquerschnitt bei Schiebermaschinen

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30},$$

bei Ventilmaschinen

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{25}$$

betragen. „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“, setzt dagegen

$$f_k = \frac{O \cdot c_{\max}}{30} \text{ bis } \frac{O \cdot c_{\max}}{40}$$

Führt man hierin den Wert

$$c_{\max} = 1,6 c_m,$$

wie er auf Seite 125 für ein Schubstangenverhältnis

$\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  entwickelt wurde, ein, so ergibt sich

$$f_k = \sim \frac{O \cdot c_m}{19} \text{ bis } \frac{O \cdot c_m}{25}$$

Im Folgenden setzen wir in guter Übereinstimmung mit der Praxis je nach der Grösse der Maschine

$$f_k = \frac{O \cdot c_{\max}}{33} \text{ bis } \frac{O \cdot c_{\max}}{60},$$

also wieder unter Einführung des Wertes  $c_{\max} = 1,6 c_m$

$$\left. \begin{array}{l} \text{für die kleinsten Maschinen } f_k = \frac{O \cdot c_m}{20} \\ \text{bis} \\ \text{für die grössten Maschinen } f_k = \frac{O \cdot c_m}{37,5} \end{array} \right\} \dots \quad 126$$

Bei Flach- und Rundschiebern haben die Kanäle rechteckigen Querschnitt. Ist also a die Weite, h die Höhe der Kanäle in cm, so hat man zu setzen

$$f_k = a \cdot h \quad \dots \quad 127$$

Die Höhe h der Kanäle wählt man

bei Flach- und Hahnschiebern  $h = 0,65$  bis  $0,85 D$ ,

bei Korlisschiebern  $h = 0,9 D$  bis  $D$ .

Je grösser man h wählt, um so kleiner wird a, um so kleiner fällt auch, wie im nächsten Abschnitte gezeigt wird, der Schieberweg und die Schieberreibung aus, um so schwieriger ist aber auch der Schieber dicht zu halten.

Bei Kolbenschiebern haben die Kanäle am Schieber- spiegel die Form eines Cylinders, der häufig durch Stege zur Verbindung der oberen und unteren Teile der ein- gesetzten Schieberbüchse unterbrochen wird. Ist

d der äussere Durchmesser des Kolbenschiebers bzw. die Bohrung der Schieberbüchse oder des Schieber- gehäuses,

a die Höhe der cylindrischen Öffnungen in cm,

so hat man, wenn

keine Stege vorhanden sind,

$$f_k = \pi d \cdot a \quad \dots \quad 128a$$

Stege vorhanden sind und deren Breite gleich  $\frac{1}{3}$  des

Umfanges gesetzt wird,

$$f_k = 0,66 \pi d \cdot a \quad \dots \quad 128b$$

Der Schieberdurchmesser beträgt gewöhnlich

$$d = 0,4 D \text{ bis } 0,7 D.$$

Bei Ventilen von einem mittleren Durchmesser d in cm kann der freie Durchgangsquerschnitt

$$f_k = x \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \quad \dots \quad 129a$$

gesetzt werden mit

$$x = 0,66 \text{ bis } 0,86 \quad \dots \quad 129b$$

wovon der kleinere Wert für kleine, der grössere für die grössten Ventile zu nehmen ist. Den Durchmesser der

Auslassventile nimmt man entweder gleich dem der Einlassventile, also auch gleich  $d$ , oder aber 1,1 bis 1,2 mal so gross, also gleich 1,1  $d$  bis 1,2  $d$ .

**Beispiele.**

1. Für die auf Seite 97 berechnete Ein-cylindermaschine mit Auspuff von 300 mm Cylinderbohrung, 600 mm Hub und 90 Umdrehungen in der Minute sind die Rohr- und Kanalweiten zu bestimmen.

Die nutzbare Kolbenfläche der Maschine beträgt nach Seite 98

$$O = \sim 685 \text{ qcm,}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = 1,8 \text{ m.}$$

Hiermit folgt zunächst der zweckmässige Querschnitt der Eintrittsleitung aus Gleichung 120 zu

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{685 \cdot 1,8}{30} = 41,1 \text{ qcm,}$$

welchem ein Rohrdurchmesser von

$$d = \sim 7,2 \text{ cm, oder besser } \mathbf{70 \text{ mm}}$$

entspricht.

Der Querschnitt der Austrittsleitung ergibt sich aus Gleichung 121 zu

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{685 \cdot 1,8}{25} = \sim 50 \text{ qcm,}$$

oder der Durchmesser dieser Leitung

$$d_0 = 8 \text{ cm} = \mathbf{80 \text{ mm.}}$$

Die Kanäle erhalten nach Gleichung 126, wenn die Maschine als solche von mittlerer Grösse gelten soll, einen Querschnitt

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{29} = \frac{685 \cdot 1,8}{29} = 42,5 \text{ qcm.}$$

Da ferner für die Maschine eine Ridersteuerung vorzusehen ist, so ist nach Gleichung 127

$$f_k = a \cdot h$$

zu setzen, oder mit

$$h = 0,66 D = 0,66 \cdot 30 = \sim 20 \text{ cm} = \mathbf{200 \text{ mm}}$$

$$a = \frac{42,5}{20} = \sim 2,1 \text{ cm} = \mathbf{21 \text{ mm}}$$

zu nehmen.

2. Wie bestimmen sich die Rohr- und Kanalweiten der im 3. Beispiele auf Seite 118 angeführten Zwillings-Tandemmaschine, die am Hoch- und Niederdruckcylinder Ventilsteuerung besitzt?

Nach den Angaben auf Seite 118 beträgt die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders 2900, die des grossen 9020 qcm, sowie die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei einer Umdrehungszahl  $n = 56$ , für welche die Maschine anfangs bestimmt war, und einem Hube  $S = 1,25 \text{ m}$

$$c_m = \frac{1,25 \cdot 56}{30} = \sim 2,33 \text{ m.}$$

Hiermit ergibt sich aus Gleichung 120 für die Dampfzuleitung des kleinen Cylinders

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{2900 \cdot 2,33}{30} = \sim 225 \text{ qcm,}$$

oder

$$d = 17 \text{ cm,}$$

wofür in der Ausführung der in den Rohrnormalien enthaltene Durchmesser

$$d = 17,5 \text{ cm} = \mathbf{175 \text{ mm}}$$

genommen ist.

Für die Dampfableitung des kleinen Cylinders, durch welche der letztere mit dem Receiver verbunden ist, erhält man weiter aus Gleichung 122

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{2900 \cdot 2,33}{17} = \sim 400 \text{ qcm,}$$

oder wie in der Ausführung

$$d_0 = 22,5 \text{ cm} = \mathbf{225 \text{ mm.}}$$

Die Dampfzuleitung des grossen Cylinders, welche auch mit dem Receiver in Verbindung steht, muss wieder nach Gleichung 120 bemessen werden, muss also einen Querschnitt bezw. Durchmesser

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{9020 \cdot 2,33}{30} = \sim 702 \text{ qcm}$$

bezw.

$$d = 30 \text{ cm} = \mathbf{300 \text{ mm}}$$

erhalten.

Für die Dampfableitung des grossen Cylinders ist, da die Maschine mit Kondensation arbeitet, die Gleichung 123 massgebend. Bestimmen wir dabei den stündlichen Gesamt-Dampfverbrauch der Maschine nach Gleichung 125, so ist in diese

eine Eintrittsspannung  $p = 7 \text{ Atm,}$

ein Gewicht des Eintrittsdampfes für den cbm von  $\gamma = \sim 3,62 \text{ kg,}$

ein Koeffizient des schädlichen Raumes, bezogen auf das Volumen des grossen Cylinders, von schätzungsweise  $\frac{M}{S} = \frac{m}{s} \frac{v}{V} = 0,04 \cdot 0,321 = \sim 0,013,$

eine nutzbare Kolbenfläche  $O = 9020 \text{ qcm,}$

ein auf den grossen Cylinder reduzierter mittlerer

$$\text{Füllungsgrad } e = \frac{1}{3} 0,321 = \sim 0,11^1),$$

eine Kompressionsendspannung von vielleicht  $p_3 = 6 \text{ Atm}$  einzuführen. Man erhält dann

$$C = 0,54 \cdot 9020 \cdot 2,33 \cdot 3,62 \left\{ 0,11 + 0,013 \left( 1 - \frac{6}{7} \right) \right\} \\ = \sim 4600 \text{ kg.}$$

Hiermit und mit dem  $p_e = 0,2$  entsprechenden Werte

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{1}{0,128}$$

liefert dann die Gleichung 122 den Rohrquerschnitt

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = 0,0278 \frac{4600}{0,128} = \sim 1000 \text{ qcm,}$$

1) e darf mit Rücksicht darauf, dass die Maschinen gewöhnlich später stärker belastet werden, nicht zu klein gewählt werden.

oder den Rohrdurchmesser

$$d_0 = \sim 36 \text{ cm} = \mathbf{360 \text{ mm}},$$

wie er auch der Ausführung entspricht.

Zur Berechnung der Ventildurchmesser bilden wir zunächst nach Gleichung 126, entsprechend den Cylinderbohrungen von 625 bzw. 1080 mm, für den kleinen Cylinder den Wert

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{31} = \frac{2900 \cdot 2,33}{31} = 218 \text{ qcm},$$

für den grossen Cylinder denjenigen

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{37,5} = \frac{9020 \cdot 2,33}{37,5} = 560 \text{ qcm}.$$

Gestattet man dann für die Durchgangsfläche der Ventile des kleinen Cylinders gemäss Gleichung 129a den Wert

$$f_k = 250 = 0,7 d^2 \frac{\pi}{4},$$

so ergibt sich der Ventildurchmesser aus

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{250}{0,7} = \sim 311 \text{ qcm}$$

zu

$$d = 20 \text{ cm} = \sim \mathbf{200 \text{ mm}}.$$

Für die Ventile des grossen Cylinders würde die Gleichung 129a mit  $x = 0,85$

$$f_k = 560 = 0,85 d^2 \frac{\pi}{4},$$

oder einen Ventildurchmesser, entsprechend dem Werte

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{560}{0,85} = \sim 660 \text{ qcm},$$

von

$$d = 29 \text{ cm}, \text{ oder besser } = \sim \mathbf{300 \text{ mm}}$$

ergeben.

In der Ausführung haben die Einlassventile der beiden Cylinder die vorstehend berechneten Durchmesser, während die Auslassventile am kleinen Cylinder **230**, am grossen **350 mm** Durchmesser besitzen.

3. Die auf Seite 120 im 5. Beispiele angeführte stehende Verbundmaschine besitzt am Hochdruckcylinder Kolbenschieber-Steuerung. Welche Weite müssen die Kanäle dieses Cylinders bekommen?

Es beträgt

die Bohrung des kleinen Cylinders 300 mm, also

$$\text{die nutzbare Kolbenfläche } O = 0,98 \cdot 30^2 \frac{\pi}{4} = \sim 690 \text{ qcm},$$

der Hub beider Cylinder 480 mm,

die Umdrehungszahl in der Minute  $n = 200$ ,

also die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,48 \cdot 200}{30} = 3,2 \text{ m}.$$

Nach Gleichung 126 dürfte ein Kanalquerschnitt von vielleicht

$$f = \frac{O \cdot c_m}{29} = \frac{690 \cdot 3,2}{29} = 76,1 \text{ qcm}$$

zu empfehlen sein. Nimmt man dann den äusseren Durchmesser des Kolbenschiebers wie in der Ausführung zu

$$d = \frac{2}{3} D = \frac{2}{3} 30 = 20 \text{ cm}$$

an, so muss die Weite der Kanäle, wenn die eingesetzte Schieberbüchse in den cylindrischen Öffnungen durch Stege um  $\frac{1}{3}$  des Umfanges verengt wird, nach Gleichung 128a

$$a = \frac{f_k}{0,66 \pi d} = \frac{76,1}{0,66 \pi \cdot 20} = \sim 1,8 \text{ cm} = \mathbf{18 \text{ mm}}$$

betragen.

## § 28.

### Berechnung der Kondensation.

Die zur Bestimmung des Kühlwasserbedarfes, Luftpumpenvolumens und der Betriebsarbeit erforderlichen Gleichungen wurden schon in § 21 auf Seite 76, 77 und 78 gegeben. Über die Benutzung dieser Gleichungen sei hier kurz das Folgende bemerkt.

Hat man sich nach mehrmaliger Durchführung der Rechnungen, sowie durch entsprechende Aufstellung der mit der Kondensation verbundenen Dampfersparnisse bezw. Anlage- und Betriebskosten (siehe Seite 69) für die wirtschaftlich günstigste Dampfaustrittsspannung  $p_e$  und zugehörige Kondensatorpressung  $p' = 0,8 p_e$  entschieden, so ergibt sich zunächst aus der 1. Tabelle auf Seite 71 die  $p'$  entsprechende Temperatur  $t$  des zu kondensierenden Dampfes.

Bei natürlichem Kühlwasser beträgt ferner

$$t_0 = 17 \text{ bis } 23^\circ \text{ C},$$

bei Rückkühlanlagen kann wohl mit Sicherheit eine Rückkühlung auf

$$t_0 = 20 \text{ bis } 30^\circ \text{ C}$$

erwartet werden.

Die Firma Balcke & Co., Gesellschaft zum Bau von Kondensationsanlagen in Bochum, giebt für ihre Kaminkühler die folgenden Betriebsresultate an. Warmes Wasser von

60° C wird zurückgekühlt auf 25 bis 20°,

50° C wird zurückgekühlt auf 24 bis 18°,

40° C wird zurückgekühlt auf 23 bis 17°,

30° C wird zurückgekühlt auf 22 bis 16°.

Die Gleichungen 40a und b ergeben dann das Kühlwasserverhältnis  $n$  oder die Kühlwassermenge  $W = nC$ , wenn

für Mischkondensation mit

Parallelstrom und nasser Luftpumpe  $t' = 45 \text{ bis } 36^\circ$ ,

Gegenstrom und trockener Luftpumpe  $t' = t$ ,

für Oberflächenkondensation mit

Gegenstrom und trockener Luftpumpe  $t' = t$

und  $t_1$  um einige Grad kleiner als  $t$

gesetzt wird.

Bei beschränkter Menge des natürlichen Kühlwassers, also bei gegebenem  $W$  und  $n$ , ist  $t'$  bei Mischkondensation und nasser Luftpumpe aus Gleichung 40a zu bestimmen (siehe das Beispiel auf Seite 77).

Das Luftpumpenvolumen  $V$  in cbm, welches der Kolben dieser Pumpe fördernd zu durchlaufen hat, folgt weiter aus den Gleichungen 41 bis 45, wenn wieder der 1. Tabelle auf Seite 71 der zu

$t'$  gehörige Druck  $p_d'$ ,

$t_0 + 3 \text{ bis } 6^\circ$  (der Sicherheit wegen um 3 bis 6° höher angenommen) gehörige Druck  $p_d^0$

entnommen und, solange keine anderen Werte vorliegen, bei Oberflächenkondensation

$$x = 0,09n$$

gesetzt wird.

Dieser Wert  $x$  ist entsprechend dem bei Mischkondensation angegebenen Betrage

$$x = 0,16n$$

gewählt, indem bei dieser für die mit dem Kühlwasser in den Kondensator gelangende Luftmenge  $0,07n$  angenommen wurde, für die durch Undichtheiten eindringende, mit der ja bei Oberflächenkondensationen allein zu rechnen ist, also  $0,16n - 0,07n = 0,09n$  verbleibt.

Bezieht man  $V$  auf  $\text{cbm}$  und die Minute, so müssen die Dimensionen der Luftpumpe der Bedingung

$$V = i \cdot \mu_0 \cdot D_0^2 \frac{\pi}{4} S_0 \cdot n_0 \dots \dots \dots 130$$

genügen, wenn

$D_0$  den Durchmesser in  $m$ ,

$S_0$  den Hub in  $m$ ,

$n_0$  die Zahl der Doppelhübe für die Minute,

$\mu_0$  den Lieferungsgrad ( $\approx 0,7$  für nasse Luftpumpen<sup>1)</sup>)

der Luftpumpe bezeichnet und

$i = 1$  für einfach-,  $i = 2$  für doppeltwirkende Pumpen gilt. Der Hub  $S_0$  folgt, wenn

$c_0$  die mittlere Geschwindigkeit des Luftpumpenkolbens in  $m$  für die Sekunde

ist, aus der Gleichung

$$S_0 = \frac{30c_0}{n_0} \dots \dots \dots 131$$

Nach den Angaben von v. Jhering in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1895, beträgt die Geschwindigkeit  $c_0$  im Mittel

bei liegenden Luftpumpen 2 bis 3  $m$ ,

bei stehenden Luftpumpen 1  $m$ ,

wenn auch bei beiden sowohl geringere, als auch grössere Geschwindigkeiten (im ersteren Falle sogar bis zu 6,5  $m$ , im letzteren Falle bis zu 1,3  $m$ ) mit angeblich stossfreiem Betriebe vorkommen.

Den freien Durchgangsquerschnitt  $f'$  der Ventile bemisst man bei den nassen Luftpumpen so, dass nach v. Jhering die Wassergeschwindigkeit beim Durchströmen der Ventile 1 bis 1,2  $m$  für die Sekunde beträgt, während nach anderen Angaben<sup>2)</sup> mit gutem Erfolge diese Geschwindigkeit bis auf 1,5  $m$  bei kleineren Luftpumpen mit bis zu 3  $m$  Kolbengeschwindigkeit, bis auf 2  $m$  bei grösseren Luftpumpen mit 3 bis 6,5  $m$  Kolbengeschwindigkeit gesteigert wurde. Bezüglich der Luftgeschwindigkeit in den Ventilen der trockenen Luftpumpen muss auf die Angaben und Ausführungen der diesbezüglichen Firmen verwiesen werden. Bezeichnet  $c_w$  bzw.  $c_l$  die statthafte Wasser- bzw. Luftgeschwindigkeit, so ist, wenn  $V$  in  $\text{cbm}$  für die Minute,  $f'$  in  $\text{qm}$  gilt, zu setzen

$$f' = \frac{V}{30i \cdot c_w} \text{ bzw. } \frac{V}{30i \cdot c_l} \dots \dots \dots 132$$

Die Betriebsarbeit der Kondensation kann nach

1) Für trockene Luftpumpen wird  $\mu$  wohl am besten nach den Angaben der bezüglichen Firmen gewählt.

2) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1895, Seite 1269.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Gleichung 46 und 47 berechnet, oder nach den Angaben auf Seite 78 geschätzt werden.

Die übrigen Teile der Kondensation sind nach den folgenden Vermerken zu bemessen.

Die Kaltwasserpumpe, wenn eine solche erforderlich ist, muss die Wassermenge  $W \text{ kg}$  liefern, wird aber vorteilhaft etwas reichlich, vielleicht für 1,25  $W$ , bemessen. Wird die Pumpe von einer Transmission angetrieben, so ist auch durch Änderung der Tourenzahl eine Steigerung der Leistung möglich. Den Durchmesser  $D_1$ , Hub  $S_1$  in  $m$  und die Umdrehungszahl  $n_1$  bestimmen wir jedenfalls so, dass der Bedingung

$$0,00125 W = i \cdot \mu_1 \cdot D_1^2 \frac{\pi}{4} S_1 \cdot n_1 \dots \dots \dots 133$$

genügt wird, wenn  $i$  und  $\mu_1$  (0,85 bis 0,9) die bei Gleichung 130 angegebene Bedeutung haben und  $W$  auf die Minute bezogen ist.

Die Kondensatpumpe bei Oberflächenkondensationen ist für die Niederschlagmenge  $C$  in  $\text{kg}$  zu bemessen. Ist also  $D_2$  der Durchmesser,  $S_2$  der Hub dieser Pumpe in  $m$ , so muss bei der Umdrehungszahl  $n_2$  wieder die Bedingung

$$0,001 C = i \cdot \mu_2 \cdot D_2^2 \frac{\pi}{4} S_2 \cdot n_2 \dots \dots \dots 134$$

erfüllt sein, wenn  $C$  für die Minute ausgedrückt ist.

Der Inhalt des Kondensators ist gewöhnlich gleich dem 2- bis 4fachen Luftpumpenvolumen  $D_0^2 \frac{\pi}{4} S_0$ .

Die Rohrleitungen sind in ihrem Querschnitt so zu bemessen, dass die Geschwindigkeit

des Wassers  $c_w = 1$  bis 2  $m$ ,

der Luft  $c_l = 4$  bis 10  $m$

in ihnen beträgt. Hiernach ergibt sich also bei doppeltwirkenden Pumpen<sup>1)</sup>, wenn alle Dimensionen in  $m$  und, bezogen auf die Minute,  $W$  und  $C$  in  $\text{kg}$ ,  $V$  in  $\text{cbm}$  ausgedrückt werden, z. B.

für den Durchmesser  $d_1$  der Kaltwasserleitung (Einspritzleitung bei Mischkondensation) die Beziehung

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{W}{60 \cdot 1000 c_w} \dots \dots \dots 135$$

für den Durchmesser  $d_2$  der Saugleitung der nassen Luftpumpe

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{V}{60 \mu_0 \cdot c_w} \dots \dots \dots 136a$$

oder unter Einführung des Wertes von  $V$  aus Gleichung 130,

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{c_w} D_0^2 \frac{\pi}{4} \frac{S_0 \cdot n_0}{30},$$

oder mit der Beziehung

$$c_0 = \frac{S_0 \cdot n_0}{30}$$

für die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

$$d_2 = D_0 \sqrt{\frac{c_0}{c_w}} \dots \dots \dots 136b$$

1) Bei einfachwirkenden Pumpen gelten die Gleichungen 135 bis 139 auch, wenn wie gewöhnlich das Wasser zu- und abfließt, die Pumpen also nicht zu saugen und zu drücken brauchen; im entgegengesetzten Falle sind die Querschnitte doppelt so gross zu nehmen, als die Gleichungen angeben.



für die Druckleitung einer nassen Luftpumpe der Durchmesser  $d_3$  aus der Bedingung

$$d_3^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{60 \cdot 1000} (1,16n + 1) \frac{C}{c_w} \quad 137$$

wenn auch vielfach  $d_3 = d_2$  gemacht wird,

für die Wasserableitung einer Weisschen Gegenstromkondensation ein Durchmesser  $d_2$  aus der Gleichung

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{W + C}{60 \cdot 1000 c_w} = (n + 1) \frac{C}{60 \cdot 1000 c_w} \quad 138$$

für die Saugleitung einer trockenen Luftpumpe bei Weisscher Gegenstromkondensation der Durchmesser  $d_2'$  aus der Gleichung

$$d_2'^2 \frac{\pi}{4} = \frac{V}{60 \mu_o \cdot c_1} = \frac{1}{60 \cdot 1000} \frac{0,16n}{p_d' - p_d^o} \frac{C}{\mu_o \cdot c_1} \quad 139$$

worin bei Oberflächenkondensation für 0,16n der Wert  $x = 0,09n$  einzuführen ist, u. s. w.

Das Überlaufrohr einer nassen Luftpumpe schliesslich kann einen lichten Durchmesser  $d_4$  erhalten, der ungefähr gleich dem der Druckleitung ist, so dass also  $d_4 \leq d_3$  wird.

Die Antriebteile der Luftpumpe sind so zu berechnen, dass auf der einen Seite des Kolbens dieser Pumpe ein volles Vakuum, auf der anderen der volle Luftdruck angenommen wird. Hat dann die Luftpumpe das Wasser noch  $h_0$  Meter hoch zu heben, so beträgt der Überdruck auf den qcm des Luftpumpenkolbens

$$p_x = 1 + 0,1h_0 \text{ Atm,}$$

oder der Gesamtüberdruck

$$P_x = D_o^2 \frac{\pi}{4} (1 + 0,1h_0) \quad 140$$

wenn  $D_o$  der Durchmesser der Luftpumpe in **cm** ist.

Erfolgt der Antrieb durch einen Winkelhebel (siehe Fig. 2 bis 8, Taf. 14) und sind  $x$  und  $y$  die Hebellängen desselben, so ist der Druck auf das treibende Ende

$$P_y = P_x \frac{x}{y},$$

während die Welle, um welche sich der Hebel dreht, durch die Resultierende  $P_z$  aus  $P_x$  und  $P_y$  belastet wird.

Die einzelnen Zapfen des Antriebes sind auf Festigkeit und Flächendruck, der Winkelhebel, die Welle, um die er sich dreht, allein auf Festigkeit zu berechnen. Dabei hat man, um passende Werte zu erhalten, die zulässige Materialspannung und Flächenpressung nur klein anzunehmen, und zwar die erstere höchstens 4 kg für Stahl, 3 kg für Schmiedeeisen, 2 kg für Stahlguss, die letztere kleiner oder gleich 0,35 kg für den qmm.

### Beispiele.

1. Die Firma August Riedinger & Co., Kommanditgesellschaft für Druckluftanlagen in Augsburg lieferte für die Druckluftanlage in Offenbach zwei liegende Verbundmaschinen mit zwei Cylindern und Kondensation. Dieselben besitzen 550 und 800 mm Cylinderbohrung bei 1000 mm Hub und leisten bei 75 Umdrehungen in der Minute je ca. 300 indizierte Pferdestärken.

Es sind die Verhältnisse der Einspritzkondensation dieser Maschine für Parallelstrom mit nasser Luftpumpe zu bestimmen.

Legt man der Berechnung der Kondensation einer jeden der beiden Verbundmaschinen den Gesamt-Dampfverbrauch der letzteren zu Grunde und nimmt an, dass für die Stunde und indizierte Pferdestärke nach den Angaben auf Seite 123 7,5 kg Dampf gebraucht werden, so beträgt die zu kondensierende Dampfmenge für die Minute

$$C = \frac{7,5 \cdot 300}{60} = 37,5 \text{ kg.}$$

Entscheidet man sich weiter für eine Austritts-spannung

$$p_e = 0,15 \text{ kg}$$

im grossen Cylinder, so kann die Kondensatorspannung

$$p' = 0,8 \cdot 0,15 = 0,12 \text{ kg}$$

gesetzt werden.

Bei natürlichem Kühlwasser, dass in unbeschränkter Menge zur Verfügung stehen möge, kann dann nach den Angaben auf Seite 128

$$t_0 = 20^\circ \text{ und } t' = 40^\circ \text{C}$$

gewählt werden, womit aus Gleichung 40a die für 1 kg Dampf erforderliche Kühlwassermenge

$$n = \frac{W}{C} = \frac{625 - 40}{40 - 20} = 29,25 \text{ oder } \sim 30 \text{ kg,}$$

also die für die Minute erforderliche Gesamt-Kühlwassermenge zu

$$W = nC = 30 \cdot 37,5 = 1125 \text{ kg}$$

folgt.

Zur Bestimmung des Luftpumpenvolumens in **cbm** kann die Gleichung 41 dienen. Dieselbe liefert für den obigen Wert von  $p'$  und für  $p_d = 0,072$  Atm, entsprechend  $t' = 40^\circ$  nach der Tabelle auf Seite 71, das Volumen

$$V = \frac{1}{1000} \left( 30 + 1 + \frac{0,16 \cdot 30}{0,12 - 0,072} \right) 37,5 = 4,9125 \text{ cbm.}$$

Die Luftpumpe macht ebensoviel Doppelhübe in der Minute wie die Maschine Umdrehungen, nämlich

$$n_0 = n = 75.$$

Bei  $c_0 = 1,25$  m mittlerer Geschwindigkeit des Luftpumpenkolbens, die hier so gering gewählt ist, da bei dem nach Fig. 3, Taf. 14 vorgesehenen Antriebe eine grössere Geschwindigkeit nicht nötig ist und keine wesentlichen Vorteile bietet, muss dann nach Gleichung 131 der Hub des letzteren

$$S_0 = \frac{30 \cdot 1,25}{75} = 0,5 \text{ m,}$$

und nach Gleichung 130 bei einem Lieferungsgrade  $\mu_0 = 0,7$  die Bohrung der doppelt wirkenden Luftpumpe, entsprechend

$$D_o^2 \frac{\pi}{4} = \frac{4,9125}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 75} = \sim 0,0936 \text{ qm,}$$

$$D_0 = \sim 0,346 \text{ m, oder besser } 350 \text{ mm}$$

betragen.

In der Ausführung besitzt die Maschine, die in der Zeitschrift deutscher Ingenieure vom Jahre 1892 abgebildet ist, einen Gegenstromkondensator nach Fig. 7, Taf. 13 und eine nasse Luftpumpe von 350 mm Bohrung und 400 mm Hub. Das Wasser tritt von oben, der Dampf der Maschine

von unten in den Kondensator. Die nasse Luftpumpe soll durch ein oberes Rohr die Luft und den etwa nicht kondensierten Dampf, durch ein unteres Rohr das Warmwasser und den kondensierten Dampf absaugen, eine Anordnung, wie sie von J. Schwager in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1892, empfohlen wird. Damit durch das untere Rohr kein Dampf in die Luftpumpe gelangen kann, muss in diesem ein Wasserverschluss angebracht sein, der aber bei der oben erwähnten Maschine fehlt. Bei dieser liegt das zur Luftpumpe führende Wasserrohr nur etwas tiefer als das diametral gegenüber mündende Abdampfrohr (siehe Fig. 7, Taf. 13).

Bei Gegenstromkondensation mit trockener Luftpumpe wäre in Gleichung 40 a zur Bestimmung des Kühlwasser- verhältnisses  $n$  für  $t'$  die der Spannung  $p' = 0,12$  nach der 1. Tabelle auf Seite 71 entsprechende Temperatur  $t = 50^\circ \text{C}$  einzuführen. Setzen wir im vorliegenden Falle in Übereinstimmung mit den Angaben von Schwager  $t'$  vielleicht um  $6^\circ$  kleiner als  $t$ , also gleich  $44^\circ$ , so liefert die Gleichung 40 a

$$n = \frac{625 - 44}{44 - 20} = \sim 25 \text{ kg}$$

und hiermit die für die Minute erforderliche Kühlwassermenge  $W = 25 \cdot 37,5 = \sim 940 \text{ kg}$ .

Zur Bestimmung des Luftpumpenvolumens benutzen wir die Gleichung 41, führen aber in sie an Stelle des Wertes  $\frac{0,16n}{p' - p_{d^0}}$  gemäss der bei Gegenstromkondensation gültigen Gleichung 43 den Wert  $\frac{0,16n}{p_{d'} - p_{d^0}}$  ein, indem wir nach der Tabelle auf Seite 71

$p_{d'}$ , entsprechend  $t' = 44^\circ$ , gleich 0,09 Atm,

$p_{d^0}$ , entsprechend  $t_0 = 20 + 6^\circ$ , gleich 0,035 Atm einsetzen und erhalten

$$V = \frac{1}{1000} \left( 25 + 1 + \frac{0,16 \cdot 25}{0,09 - 0,035} \right) 37,5 = 3,7 \text{ cbm.}$$

Hierfür liefert die Gleichung 130 mit  $\mu_0 = 0,7$  und  $S_0 = 0,4 \text{ m}$ , entsprechend einer mittleren Geschwindigkeit des Luftpumpenkolbens von

$$c_0 = \frac{0,4 \cdot 75}{30} = 1 \text{ m,}$$

eine erforderliche Fläche des Pumpenkolbens von

$$D_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{3,7}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,4 \cdot 75} = \sim 0,088 \text{ qm,}$$

oder einen Durchmesser

$$D_0 = 0,335 \text{ m,}$$

während die Ausführung

$$D_0 = 350 \text{ mm}$$

zeigt.

Die Dampfableitung, welche den grossen Cylinder der Maschine mit dem Kondensator verbindet, erhält nach Gleichung 123 zweckmässig einen lichten Querschnitt von

$$d_0^2 \frac{\pi}{4} = 0,0278 \frac{C}{\gamma'} \text{ qcm.}$$

Es ist nun nach der Tabelle auf Seite 12 für  $p_e = 0,15$

$\frac{1}{\gamma'} = \frac{1}{0,097}$ , sowie  $C$ , das hier für die Stunde gilt,  $= 60 \cdot 37,5 = 2250 \text{ kg}$ , also

$$d_0^2 \frac{\pi}{4} = 0,0278 \frac{2250}{0,097} = \sim 645 \text{ qcm}$$

und somit

$$d_0 = 28,7 \text{ cm,}$$

wofür wohl besser der in den Rohrnormalien enthaltene Wert

$$d_0 = 30 \text{ cm} = 300 \text{ mm}$$

zu nehmen wäre.

In der Ausführung ist

$$d_0 = 22,5 \text{ cm,}$$

welcher Durchmesser, da die Gleichung 123 und also der Querschnitt von 645 qcm einer mittleren Geschwindigkeit des austretenden Dampfes von 100 m entspricht, eine solche Geschwindigkeit von

$$100 \frac{645}{22,5^2 \frac{\pi}{4}} = 100 \frac{645}{397,6} = \sim 163 \text{ m}$$

bedingen würde.

Der Durchmesser der Einspritzleitung bestimmt sich nach Gleichung 135 für  $c_w = 1,6 \text{ m}$ , da

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1125}{60 \cdot 1000 \cdot 1,6} = \sim 0,012 \text{ qm}$$

ist, zu

$$d_1 = \sim 0,125 \text{ m} = 125 \text{ mm}$$

in Übereinstimmung mit der Ausführung.

Ist ferner der Kondensator getrennt von der Luftpumpe, so muss das Verbindungsrohr zwischen beiden, also die Saugleitung der nassen Luftpumpe, nach Gleichung 136 b für  $c_w = 1,6$  einen lichten Durchmesser von

$$d_2 = 0,35 \sqrt{\frac{1,25}{1,6}} = 0,309 \text{ m,}$$

oder rund

$$d_2 = 300 \text{ mm}$$

erhalten.

In der Ausführung ist, wie schon bemerkt, die Luftpumpe durch eine Wasser- und davon getrennte Luftleitung mit dem Kondensator verbunden. Die Wasserleitung hat das Kühlwasser und den kondensierten Dampf abzuleiten, muss also mit dem Werte  $n = 25$  der Gegenstromkondensation bei nur  $c_w = 1 \text{ m}$  Geschwindigkeit des Wassers nach Gleichung 138 einen lichten Querschnitt von

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = (25 + 1) \frac{37,5}{60 \cdot 1000 \cdot 1} = 0,0162 \text{ qm,}$$

oder einen lichten Durchmesser

$$d_2 = 0,144 \text{ m, oder rund } 150 \text{ mm}$$

erhalten. Die Luftleitung verlangt nach Gleichung 139, wenn auch hier der Wert  $p'$  der Gleichung 42 gleich  $p_{d'} = 0,09$  gesetzt wird, für  $\mu_0 = 0,8$  und  $c = 10 \text{ m}$  Geschwindigkeit einen lichten Querschnitt von

$$d_2'^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{60 \cdot 1000} \frac{0,16 \cdot 25}{0,09 - 0,0335} \frac{37,5}{0,8 \cdot 10} = \sim 0,006 \text{ qm,}$$

welchem ein Durchmesser von

$$d_2' = \sim 0,09 \text{ m} = 90 \text{ mm}$$

genügt. Die Ausführung weist einen viel kleineren Durchmesser von vielleicht höchstens

$$d_2 = 60 \text{ mm}$$

auf, gestattet also eine grössere Geschwindigkeit  $c_1$ .

Die Druckleitung der nassen Luftpumpe bekommt nach Gleichung 137 einen lichten Querschnitt von

$$d_3^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{60 \cdot 1000} (1,16 \cdot 30 + 1) \frac{37,5}{1,6} = 0,014 \text{ qm,}$$

wenn  $c_w$  wieder zu 1,6 m angenommen wird. Diesem Querschnitt entspricht ein lichter Durchmesser von

$$d_3 = \sim 0,135 \text{ m,}$$

wofür wohl zweckmässiger

$$d_3 = 150 \text{ mm}$$

zu nehmen wäre.

Der lichte Querschnitt  $f'$  der Ventilklappen soll nach Gleichung 132 so bemessen werden, dass die Durchgangsgeschwindigkeit  $c_w$  des Wassers 1 bis 1,2 m beträgt. Bei 1 m Geschwindigkeit muss also der freie Durchgangsquerschnitt

$$f' = \frac{V}{30 \cdot 2 \cdot 1} = \frac{4,9125}{60} = \sim 0,082 \text{ qm}$$

betragen. Gibt man jeder Kolbenseite nach Art der Fig. 1, Taf. 12 zwei rechteckige Klappen von je **130 mm** Sitzbreite, rechnet ferner für die Verengung des Durchgangsquerschnittes in den Sitzen  $0,4 f'$ , so muss die Länge eines jeden Klappensitzes

$$\frac{1,4 f'}{2 \cdot 0,13} = \frac{1,4 \cdot 0,082}{2 \cdot 0,13} = \sim 0,45 \text{ m} = \mathbf{450 \text{ mm}}$$

sein.

Das Überlaufrohr der Luftpumpe erhält zweckmässig nach den Angaben auf Seite 130 einen Durchmesser, der gleich dem des Druckrohres, also vielleicht

$$d_4 = \mathbf{150 \text{ mm}}$$

ist.

Der Vorkondensator soll nach Seite 129 ein Volumen von 2 bis  $4 D_0^3 \frac{\pi}{4} S_0$  erhalten. Bei **450 mm** lichtigem Durchmesser und **1000 mm** Höhe ist das Volumen des Kondensators

$$0,45^2 \frac{\pi}{4} 1 = 0,159 \text{ cbm,}$$

also gleich dem

$$\frac{0,159}{0,35^2 \frac{\pi}{4} 0,5} = \frac{0,159}{0,048} = \sim 3,31$$

fachen Luftpumpenvolumen.

Um die Teile des nach Fig. 3, Taf. 14 angeordneten Antriebes der Luftpumpe zu berechnen, sei angenommen, dass die Luftpumpe das Wasser noch 3 m hoch zu drücken habe. Es ist dann der grösste Überdruck auf den Luftpumpenkolben

$$p_x = 1 + 0,1 \cdot 3 = 1,3 \text{ Atm}$$

und der an diesem Kolben angreifende grösste Gesamtwiderstand

$$P_x = 35^2 \frac{\pi}{4} (1 + 0,1 \cdot 3) = \sim 1250 \text{ kg.}$$

Das genaue Verhältnis  $\frac{x}{y}$  der beiden Arme des Winkelhebels kann nur durch Konstruktion ermittelt werden. Für die nachfolgenden Rechnungen dürfte es aber genügen

$$\frac{x}{y} = \frac{S_0}{S}$$

zu setzen, also für  $x = 200 \text{ mm}$

$$y = 200 \frac{1}{0,5} = 400 \text{ mm}$$

anzunehmen. Der Winkelhebel würde dann auf Biegung höchstens durch das Moment

$$P_x \cdot x = P_y \cdot y = 1250 \cdot 200 = 250\,000 \text{ kgmm}$$

beansprucht, woraus zugleich die Kraft

$$P_y = \frac{250\,000}{400} = 625 \text{ kg}$$

folgt. Ist das Material des Winkelhebels Stahlguss, für den die zulässige Biegungsspannung  $k_b$  nur zu 2 kg für den qmm der Sicherheit wegen angenommen werden soll, so müssen die beiden Querschnitte des an der Drehachse

doppelt gehaltenen Hebels je ein Widerstandsmoment bekommen, das sich bei rechteckiger Form der Querschnitte aus der Gleichung

$$2 \frac{b \cdot h^2}{6} k_b = 250\,000$$

zu

$$\frac{b \cdot h^2}{6} = 62\,500$$

ergibt. Für  $b = \frac{1}{3} h$  folgt hieraus

$$h = \sqrt[3]{18 \cdot 62\,500} = \sim 106 \text{ mm}$$

und

$$b = \frac{106}{3} = \sim 35 \text{ mm.}$$

Die Kolbenstange des Luftpumpenkolbens erhält zweckmässig den aus der empirischen Formel sich ergebenden Durchmesser

$$d_x = \frac{350}{7} = 50 \text{ mm.}$$

Der Kreuzkopfbolzen bekommt für ein Längenverhältnis  $\frac{l}{d} = 1,5$  und eine spezifische Flächenpressung  $p = 0,35 \text{ kg}$  nach Gleichung 73, wenn in diese  $P = P_x = 1250$  eingeführt wird, einen Durchmesser

$$d_x = \sqrt{\frac{1250 \cdot 1}{0,35 \cdot 1,5}} = 48 \text{ mm,}$$

oder besser

$$d_x = \mathbf{50 \text{ mm}}$$

und eine Länge

$$l_x = 1,5 \cdot 50 = \sim 75 \text{ mm.}$$

Nach der Festigkeit würde der Durchmesser des Bolzens kleiner ausfallen. Bei einem Abstände  $c = 75 + 40 = 115$  in Fig. 3, Taf. 14 ergäbe sich,  $P_x$  in der Mitte des Bolzens angreifend gedacht, für Stahl mit  $k_b = 4$  aus der Gleichung

$$1250 \frac{115}{4} = 0,1 d_x^3 \cdot 4$$

nur

$$d_x = 45 \text{ mm.}$$

Der Bolzen  $y$  am Ende des längeren Armes ist entsprechend für  $P_y$  zu berechnen. Es ergibt sich wieder mit  $\frac{l}{d} = 1,5$  aus Gleichung 73

$$d_y = \sqrt{\frac{625 \cdot 1}{0,35 \cdot 1,5}} = \sim 35 \text{ mm}$$

und

$$l_y = 1,5 \cdot 35 = \sim 52 \text{ mm,}$$

wenn nicht  $d_y = d_x$  und  $l_y = l_x$  gemacht wird.

Der Bolzen, mit welchem sich der Winkelhebel in dem der Führung aufgegossenen Auge dreht, wird durch die Resultierende aus  $P_x$  und  $P_y$  belastet. Nimmt man an, dass diese Resultierende

$$P_z = P_x + P_y = 1250 + 625 = 1875 \text{ kg}$$

bei der ungünstigsten Lage des Winkelhebels betrage, so bestimmt sich für eine Länge  $l_z = 90 \text{ mm}$  des Auges und für eine spezifische Flächenpressung  $p = 0,35$  der Durchmesser des fraglichen Bolzens aus

$$P_z = l_z \cdot d_z \cdot p$$

zu

$$d_z = \frac{1875}{90 \cdot 0,35} = \sim 63 \text{ mm.}$$

Die Festigkeit ergäbe für  $k_b = 4$  und  $c = 90 + 40 = 130$  gemäss der Gleichung

$$1875 \frac{130}{4} = 0,1 d_z^3 \cdot 4$$

nur

$$d_z = \sim 53 \text{ mm.}$$

Beträgt die Länge der Schubstange, welche in Fig. 3, Taf. 14 den Kurbelzapfen mit dem Zapfen Y verbindet, von Mitte bis Mitte Auge  $L' = 2400$  mm, so muss der mittlere Querschnitt der Stange nach Gleichung 77 mit  $\alpha = 25$ ,  $P = P_y$  und  $L = L'$  einen Durchmesser

$$H' = 0,1 \sqrt[4]{25 \cdot 625 \cdot 2400^2} = \sim 55 \text{ mm}$$

bekommen.

Der Kurbelzapfen der Maschine muss nach Fig. 2, Taf. 19 ausgeführt werden. Der vordere, schwächere Teil dieses Zapfens, an dem die Schubstange des Winkelhebels angreift, muss bei einem Längenverhältnis  $\frac{l'}{d'} = 1,2$  für den Druck  $P_y = 625$  kg mit Rücksicht darauf, dass die spezifische Flächenpressung  $p$  den Wert von vielleicht 0,3 kg nicht überschreiten soll, einen Durchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{625}{0,3} \frac{1}{1,2}} = \sim 42, \text{ oder besser } 45 \text{ mm,}$$

sowie eine Länge

$$l' = 1,2 \cdot 45 = \sim 55 \text{ mm}$$

erhalten. Die Festigkeit verlangt nach der Gleichung

$$P_y \frac{l'}{2} = 0,1 d'^3 \cdot k_b$$

für  $k_b = 4$  und  $l' = 1,2 d'$  nur einen Durchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 0,6}{0,1 \cdot 4}} = \sim 31 \text{ mm.}$$

Der stärkere Teil des Kurbelzapfens, an welchem die Schubstange des grossen Cylinders fasst, wird, wenn  $P$  der grösste Gesamtüberdruck dieses Cylinders ist, einmal durch das Moment  $P \frac{1}{2}$ , das andere Mal durch dasjenige  $P_y \cdot l''$  auf Biegung in Anspruch genommen, unter  $l''$  den in Fig. 2, Taf. 19 eingetragenen Abstand verstanden. Das letztgenannte Moment übt aber nur einen geringen Einfluss im Verhältnis zum ersteren aus. Beide Momente wirken in verschiedenen Ebenen. Nach Fig. 3, Taf. 14 würde z. B. bei der linken Totlage des grossen Kolbens das Moment  $P \frac{1}{2}$  in der Horizontal-, dasjenige  $P_y \cdot l''$  in der Vertikalebene wirken. Legt man diese Lage der Rechnung zu Grunde, und ist  $p_u = 1,6$  Atm der grösste Dampfüberdruck auf den Kolben, also

$$P = 80^2 \frac{\pi}{4} 1,6 = \sim 8000 \text{ kg,}$$

so würde der Kurbelzapfen vorläufig ohne Rücksicht auf den Luftpumpenantrieb nach Gleichung 80 einen Durchmesser

$$d = 80 \sqrt{1,6} = \sim 100 \text{ mm}$$

und eine Länge

$$l = 1,3 \cdot 100 = \sim 130 \text{ mm}$$

zu bekommen haben. Bei Berücksichtigung des Luftpumpenantriebes wird der Zapfen nur wenig stärker werden müssen. Behalten wir die Länge

$$l = 130 \text{ mm}$$

bei und wählen die Bundstärke zu 17,5 mm, so ergibt sich ein Abstand

$$l'' = \frac{l'}{2} + 17,5 + l = \frac{55}{2} + 17,5 + 130 = 175 \text{ mm}$$

und somit das Moment

$$P \frac{1}{2} = 8000 \frac{130}{2} = 520000 \text{ kgmm,}$$

dasjenige

$$P_y \cdot l'' = 625 \cdot 175 = \sim 110000 \text{ kgmm.}$$

Da beide Momente in zwei zu einander rechtwinkligen Ebenen wirken, so wird das resultierende Moment die Grösse

$$\sqrt{520000^2 + 110000^2} = \sim 532000 \text{ kgmm}$$

haben, also der Zapfen gemäss der Gleichung

$$532000 = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

für  $k_b = 5$  einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{532000}{0,1 \cdot 5}} = \sim 103 \text{ mm}$$

bekommen müssen. Da die Differenz von 3 mm gegenüber dem oben berechneten Durchmesser von 100 mm nur gering ist, so dürfte der letztere Wert wohl auch noch statthaft sein.

2. Die in Fig. 54 des Textes abgebildete und auf Seite 74 und 75 beschriebene Oberflächen-Kondensationsanlage mit Gegenstrom, trockener Luftpumpe und Rückkühlanlage der Firma Balcke & Co. in Bochum wurde für einen stündlichen Dampfverbrauch von 10000 kg berechnet. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse dieser Anlage.

Legen wir der Rechnung eine Austrittsspannung  $p_e = 0,2$  Atm und eine Kondensatorpressung  $p' = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$  Atm (entsprechend einem Vakuum von 63 cm bzw. 83,5 % nach der 2. Tabelle auf Seite 71) zu Grunde, so ergibt sich zunächst aus der 1. Tabelle auf Seite 71 eine Temperatur des zu kondensierenden Dampfes von

$$t = t' = \sim 55^\circ \text{ C.}$$

Zur Bestimmung der für 1 kg Dampf erforderlichen Kühlwassermenge  $n$  dient die Gleichung 40b, in welcher wir den Angaben auf Seite 128 gemäss  $t_1$  (Temperatur des austretenden Kühlwassers) um  $5^\circ$  kleiner als  $t'$ , also  $t_1 = 50^\circ$ ,  $t_0 = 25^\circ \text{ C}$  einführen wollen. Wir erhalten dann

$$n = \frac{625 - 55}{50 - 25} = \sim 24 \text{ kg}$$

und die in der Minute erforderliche Kühlwassermenge, da für diese Zeit die zu kondensierende Dampfmenge

$$C = \frac{10000}{60} = \sim 167 \text{ kg}$$

ist, zu

$$W = nC = 24 \cdot 167 = \sim 4000 \text{ kg.}$$

Sollte die Kühlanlage das Wasser nur bis auf  $t_0 = 35^\circ \text{C}$  zurückkühlen, so ergibt sich aus Gleichung 40b, wenn  $t_1 = t' - 5^\circ$  gesetzt wird, für  $n = 24$

$$24 = \frac{625 - t'}{(t' - 5) - 35}$$

oder

$$t' = 63^\circ \text{C}.$$

Dieser Temperatur entspricht nach der 1. Tabelle auf Seite 71 eine Kondensatorpressung

$$p' = 0,22 \text{ Atm},$$

oder der 2. Tabelle daselbst ein Vakuum von 57 cm bzw.

$$\frac{57}{75,5} = \sim 0,75 = 75\%.$$

Für das Volumen der trockenen Luftpumpe ist die Gleichung 44 massgebend. Die letztere verlangt für  $x = 0,09n$ ,  $p_{d'} = p' = 0,16$ ,  $p_{d_0} = 0,041 \text{ Atm}$ , entsprechend  $t_0 = 30^\circ$  (der Sicherheit halber um  $5^\circ$  grösser), ein Volumen

$$V = \frac{1}{1000} \frac{0,09 \cdot 24}{0,16 - 0,041} 167 = \sim 3,03 \text{ cbm}.$$

Die Luftpumpe ist nun so gross bemessen, dass dieselbe auch noch zur Erzielung des angegebenen Vakuums bei der 2,3fachen Dampfmenge<sup>1)</sup>, also für

$$C = 2,3 \cdot 167 = 384 \text{ kg}$$

genügt. Es muss hierfür

$$V = 2,3 \cdot 3,03 = \mathbf{6,97 \text{ cbm}}$$

sein. In der Ausführung ist eine doppeltwirkende Luftpumpe, Patent Burckhardt & Weiss, gewählt. Für dieselbe wird ein Lieferungsgrad  $\mu_0 = 0,9$  garantiert. Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_0 = 1,5 \text{ m}$  und bei  $n_0 = 140$  Umdrehungen in der Minute muss dann der Hub der Luftpumpe nach Gleichung 131

$$S_0 = \frac{30 \cdot 1,5}{140} = \sim 0,32 \text{ m} = \mathbf{320 \text{ mm}}$$

betragen, während sich aus Gleichung 130 die erforderliche Fläche des Luftpumpenkolbens zu

$$D_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{6,97}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,32 \cdot 140} = \sim 0,0865 \text{ qm}$$

ergibt, der ein Durchmesser

$$D_0 = \sim 0,33 \text{ m} = \mathbf{330 \text{ mm}}$$

entspricht. Um nun bei geringerem Dampfverbrauch die Leistung der Luftpumpe entsprechend niedriger gestalten zu können, ist die treibende Dampfmaschine der Luftpumpe mit einem Weisschen Leistungsregulator versehen, der eine Änderung der Tourenzahl zwischen 60 und 140 zulässt. Für den Dampfverbrauch von 167 kg in der Minute wäre z. B. nur eine Umdrehungszahl von

$$140 \frac{3,03}{6,97} = 140 \frac{1}{2,3} = \sim 61$$

nötig.

Die Saugleitung der trockenen Luftpumpe verlangt nach Gleichung 139 für  $c_1 = 7,5 \text{ m}$  Luftgeschwindigkeit einen lichten Querschnitt

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{V}{60 \mu_0 \cdot c_0} = \frac{6,97}{60 \cdot 0,9 \cdot 7,5} = 0,0172 \text{ qm},$$

1) Die Anlage arbeitet in der That jetzt mit dieser grössten Dampfmenge (23000 kg für die Stunde) in bester Weise.

dem ein lichter Durchmesser von

$$d_2' = \sim 0,15 \text{ m} = \mathbf{150 \text{ mm}}$$

genügt.

Die Kondensatpumpe hat bei der grössten Beanspruchung der Kondensation

$$C = 384 \text{ l}$$

in der Minute zu liefern. Benutzt man zwei einfachwirkende Dampf-Plungerpumpen, die höchstens  $n_2 = 50$  Umdrehungen in der Minute machen, so müssen dieselben jede bei einem Hube von

$$S_2 = 0,325 \text{ m} = \mathbf{325 \text{ mm}}$$

nach Gleichung 134 für  $\mu_2 = 0,9$  Lieferungsgrad

$$D_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{0,001 \cdot 384}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,325 \cdot 50} = \sim 0,0132 \text{ qm}$$

Plungerquerschnitt, oder

$$D_2 = \sim 0,13 \text{ m} = \mathbf{130 \text{ mm}}$$

Plungerdurchmesser bekommen. Die Saug- und Druckleitung einer Pumpe müssten bei nur 0,8 m Geschwindigkeit des Wassers

$$\frac{384}{60 \cdot 1000 \cdot 0,8} = 0,008 \text{ qm}$$

lichten Querschnitt, also rund **100 mm** lichten Durchmesser bekommen.

Die Pumpe, welche das Kühlwasser immer wieder aus dem Sammelbassin auf den Kondensator zu heben hat, ist für

$$W = 4000 \text{ l} = 4 \text{ cbm}$$

in der Minute zu berechnen. In der Anlage ist eine Enkesche Rotationspumpe zur Verwendung gekommen.

Die Kühlfläche des Oberflächenkondensators ist nach den Angaben der Firma so gross gewählt, dass auf je 25 bis 50 kg Stunden-Dampf 1 qm Kühlfläche kommt. Bei der grössten Anstrengung der Anlage sind in der Stunde

$$60 \cdot 384 = \sim 23000 \text{ kg}$$

Dampf zu kondensieren. Rechnet man für 50 kg desselben 1 qm Kühlfläche, so muss letztere im ganzen

$$\frac{23000}{50} = \sim 460 \text{ qm}$$

gross sein. Die Kühlfläche besteht aus drei Serien von Messingröhren. Bei 100 mm äusserem Durchmesser ist der Umfang der letzteren  $314 \text{ mm} = 0,314 \text{ m}$ . Setzt man diesen bei der grössten Beanspruchung der Anlage voll in Rechnung, so muss die ganze Länge der Röhren

$$\frac{460}{0,314} = \sim 1465 \text{ m}$$

betragen. Auf jede Serie würden demnach

$$\frac{1465}{3} = \sim 488 \text{ m}$$

Rohrlänge entfallen, oder bei 25 m Länge eines Rohres müssten in jeder Serie

$$\frac{488}{25} = \sim 19$$

Reihen Rohre übereinander liegen.