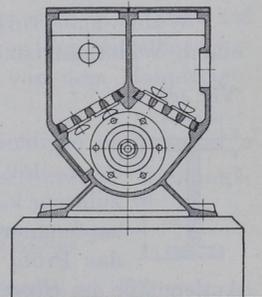


entsprechend einem Zylinderdurchmesser von 15,6 cm = gerundet 160 mm. Bei einem Hub von 0,4 wird, wenn der Antrieb von dem verlängerten Kurbelzapfen ohne Gegenkurbel aus erfolgt, eine Hebelübersetzung im Verhältnis $0,6 : 0,4 = 3 : 2$ erforderlich.

Fig. 183.

Berechnung des Luftpumpentriebwerkes.

505. Setzt man voraus, daß die Luftpumpe das Ausgußwasser nicht hoch zu drücken hat (was tunlichst vermieden werden sollte), so würde bei sehr langsamem Gang lediglich der Überdruck der Luft über das Vakuum den Kolben belasten. Da aber, nachdem die Luft ausgetrieben ist, zu einer Zeit, wo der Luftpumpenkolben schon eine bedeutende Geschwindigkeit erreicht hat, plötzlich statt der Luft Wasser gefördert wird, entstehen nahe der Hubmitte sehr bedeutende Stöße, welche durch die übliche in der

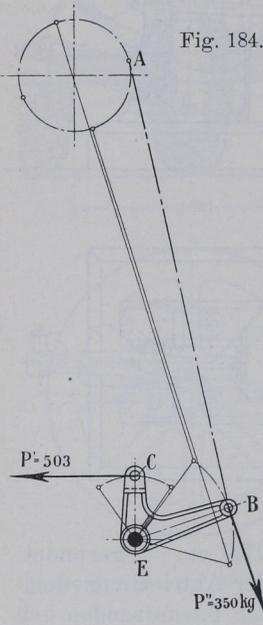


Annahme niedriger Beanspruchungen liegende Sicherheit nicht genügend berücksichtigt sind.

Man muß mit einem Vielfachen, etwa dem 2- bis 3fachen der Vakuumbelastung, rechnen. Wenn man den Druck auf der Vakuumseite des Kolbens = 0,1 Atm. absolut annimmt, wird bei hohem Barometerstand unter Berücksichtigung der kleinen über dem Kolben bis zum Ausgußspiegel stehenden Wasserhöhe der Überdruck auf den Luftpumpenkolben gleich rund 1 Atm. Hiervon möge das 2,5fache gerechnet werden; dann ist (Fig. 184):

$$P' = 2,5 \cdot 1 \cdot \pi/4 \cdot 16^2 = 503 \text{ kg};$$

$$P'' = \frac{2}{3} \cdot 503 = 350 \text{ kg}.$$



506. Winkelhebel CEB (Fig. 182 und 184). Damit die Luftpumpe nicht so nahe an das Fundament herangerückt werden braucht oder dieses etwa gar wegen der Aufstellung der Luftpumpe ausgespart werden muß, werde der Arm EB mit einem Stirnzapfen anstatt mit einem Gabelzapfen versehen.

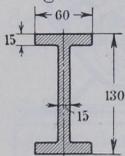
Die Armlänge EC werde unter Zulassung eines Ausschlages von etwas mehr wie 60° gewählt = 350 mm; die Armlänge EB ist dann gleich $\frac{3}{2}$ EC zu machen.

Biegemoment $M_b = P' l = 503 \cdot 35 = 17\,605 \text{ kgcm}$.

Wählt man vorläufig das nebenstehende Profil (Fig. 185) mit einem Widerstandsmoment

$$W = \frac{6 \cdot 13^3 - 4,5 \cdot 10^3}{12 \cdot 6,5} = \sim 111 \text{ cm}^3,$$

Fig. 185.



so ergibt sich die Biegungsspannung aus $17\,605 = 111 \sigma_b$; $\sigma_b = \sim 159 \text{ kg/qcm}$. Bei der wechselnden Belastung ist zulässig $k_b = 150 \text{ kg/qcm}$. Es treten aber wegen der Stirnzapfenanordnung noch Torsionsspannungen auf; damit ist das Profil zu schwach und werde unter Beibehaltung der Außenmaße im Steg und in den Flanschen auf 18 mm verstärkt.

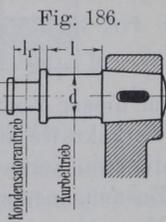
507. Schubstange AB (Fig. 184) von der Kurbel zum Kondensatorhebel 2500 mm lang, auf Knickung beansprucht mit einer

Knicklast von 350 kg.¹⁾ d ergibt sich in gleicher Weise wie in Art. 105 aus der Gleichung:

$$P'' = \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \frac{1}{\mathcal{E}} = \pi^2 \frac{\pi d^4}{64} \frac{E}{\mathcal{E}} \frac{1}{l^2} = 0,485 \frac{d^4}{l^2} \frac{E}{\mathcal{E}};$$

mit $l = 250$ cm, $S = 25$, $E = 2\,200\,000$, $P = 350$ wird $d = 4,76$ cm. Die Stange werde in der Mitte 48 mm stark gemacht und mit Rücksicht auf die voraussichtlich starken Beanspruchungen durch Querbeschleunigungen nach dem oberen Ende verstärkt und seitlich auf eine Breite von 50 mm abgeflacht, ähnlich wie die Hauptpleuelstange. Nach unten möge die Stange auf 40 mm verjüngt werden und kreisrunden Querschnitt erhalten.

508. Der Zapfen für den Luftpumpenantrieb an der Hauptkurbel (Fig. 186) erhält rechnermäßig mit einem vorläufig angenommenen Längenverhältnis von 1,3 und einer Biegungsbeanspruchung von 400 kg/qcm einen Durchmesser $d_1 = 2,4$ cm. Ein so kleines Zapfenlager würde im Zusammenhang mit der 50 mm breiten Schubstange schlechte Verhältnisse ergeben; auch würde durch die kleinen Abmessungen an Herstellungs- und Materialkosten kaum etwas gespart. Deshalb entwerfe man den Kopf nach reinen Formgebungsrücksichten oder wähle einen Normalkopf, etwa nach Führer S. 883 Fig. 747 für $d_1 = 45$ mm, $l_1 = 62$ mm. Für das andere Stangenende kommt ein Kopf nach Führer Fig. 751 mit $d_1 = 40$, $l_1 = 55$ in Frage.



509. Nachrechnung des Kurbelzapfens des Haupttriebes auf Mehrbeanspruchung durch den Luftpumpenantrieb. Als Haupttriebwerkskraft werde auch hier aus den in Art. 94 dargelegten Gründen die größte Kolbenkraft von 9400 kg ohne Rücksicht auf die durch die Abweichung der Pleuelstange von der Mittellage bedingte kleine Mehrbelastung eingeführt. Das von dem Haupttriebwerk herrührende Biegemoment ist:

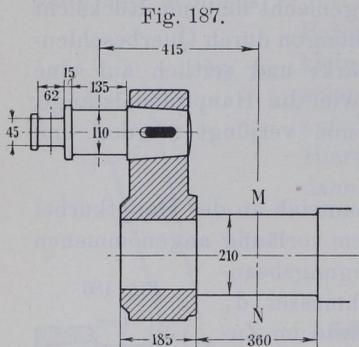
$$M_b = 9400 \cdot 6,75 = 63\,450 \text{ kgcm.}$$

Das von dem Kondensatortriebwerk herrührende Biegemoment (vgl. Fig. 187) ist:

$$M_b'' = 350 (3,1 + 1,5 + 13,5) = 6335 \text{ kgcm.}$$

¹⁾ Wenn die Richtung der Stange AB nicht senkrecht auf EB steht, ist die Stangenkraft größer wie die Tangentialkraft in B. Der Unterschied ist bei mäßiger Abweichung sehr gering. Da der Schlag, welcher Anlaß gab, den 2,5fachen Wert der Vakuumbelastung einzuführen, in der Nähe der Mitte erfolgt, brauchen die stärkeren Abweichungen nicht betrachtet zu werden.

Die größte Kraft von 350 kg tritt auf, wenn der Luftpumpenkolben sich in der Nähe seiner Mittelstellung befindet, wo die Wasseroberflächen auf die Ventillflächen aufstoßen. Bei einem Luftpumpenvolumen gleich dem 120 der niederzuschlagenden Dampfmenge und bei 30facher Einspritzung arbeitet die Luftpumpe mit 0,25 Wasserfüllung. Der Schlag würde also, wenn das Wasser gar keine Blasen enthielte, um 0,25 des Hubes vor der Totlage des Luftpumpenkolbens auftreten. Wegen des Einschlusses von Luftblasen werde angenommen, daß der Schlag 0,35 s vor der Totlage erfolge.



510. Bei der hier gewählten Antriebsanordnung befindet sich die Hauptkurbel in bezug auf das Hauptgetriebe zu dieser Zeit in der Nähe der Totlage, wo auch die Haupttriebskräfte am größten sind. Das resultierende Moment und damit die resultierende Biegungsbeanspruchung erhält man durch graphische Zusammensetzung. Man kann Momente zu einem resultierenden Moment ganz wie Kräfte zusammensetzen. Bei Zusammensetzung der Momente achte man auf die Krafrichtungen. Die Luftpumpenkräfte sind der Bewegung entgegengerichtet. Die Krafrichtungen

sind in die Fig. 188 für die Stoßstellungen 1 und 2 eingetragen. Fig. 189 zeigt den Kräfteplan für Stellung 1, Fig. 190 den Kräfteplan für Stellung 2. Aus den Kräfteplänen geht hervor, daß die Stellung 2 mit einem resultierenden Moment von 66 800 kgem die ungünstigere ist. Für den Zapfen von 110 mm Stärke ergibt sich die Biegungsbeanspruchung σ_b aus

Fig. 188.

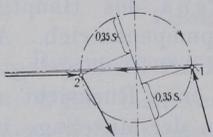


Fig. 189.

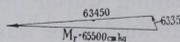
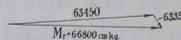


Fig. 190.



sind in die Fig. 188 für die Stoßstellungen 1 und 2 eingetragen. Fig. 189 zeigt den Kräfteplan für Stellung 1, Fig. 190 den Kräfteplan für Stellung 2. Aus den Kräfteplänen geht hervor, daß die Stellung 2 mit einem resultierenden Moment von 66 800 kgem die ungünstigere ist. Für den Zapfen von 110 mm Stärke ergibt sich die Biegungsbeanspruchung σ_b aus

$$66\,800 = \pi/32 \cdot 11^3 \sigma_b; \quad \sigma_b = 511 \text{ kg/qcm,}$$

was noch zulässig ist.

Das Verhältnis der Biegungsbeanspruchung ohne die Kräfte des Luftpumpengestänges zu der Biegungsbeanspruchung mit denselben ist $63\,450 : 66\,800 = 485 : 511$.

Man übersieht ohne weiteres, daß der verhältnismäßige Einfluß der Luftpumpengestängekräfte auf die Beanspruchung des Wellenhalses bei MN viel geringer ist und eine Nachrechnung überflüssig ist, weil das Verhältnis der Hebelarme der Neben- und Hauptkraft, welches für den Kurbelzapfen $= (31 + 15 + 135) : 67,5 = 2,81 : 1$ ist, für den Wellenhals nur $= (31 + 15 + 67,5 + 415) : 415 = 1,27 : 1$ ist.

Dampfverbrauch.

511. Zunächst möge für gesättigten Dampf der sichtbare (auch nutzbare oder indizierte genannte) Dampfverbrauch für die normale Leistung berechnet werden. Es ist (vgl. u. a. Führer 33, 3):

$$C_1' = 27 \frac{(s_1/s + s_o/s) \gamma_1 - (s_4/s + s_o/s) \gamma_2}{p_1}$$

mit $s_1/s = 0,130$ (Art. 2); $s_o/s = 0,04$; $s_4/s = 0,445$ (Art. 17); $s_4/s + s_o/s = 0,485$; γ_1 (zu $p_1 = 7$ gehörig) nach der Tabelle Anhang VIII Art. 5 $= 3,59$; γ_2 (zu $p_3 = 0,21$ gehörig) nach der Tabelle $= 0,135$; $p_1 = 2,6$ (Art. 20) ergibt sich:

$$C_1' = 27 \frac{0,170 \cdot 3,59 - 0,485 \cdot 0,135}{2,6} = 5,66 \text{ kg/PS}_i \text{ Stunde.}$$

In gleicher Weise ergibt sich für die Maximalleistung mit $s_1/s = 0,239$ (Art. 48); $p_1 = 3,758$ (Art. 48) und im übrigen den gleichen Größen wie für normale Leistung:

$$C_1' = 27 \frac{0,279 \cdot 3,59 - 0,485 \cdot 0,135}{3,758} = 6,73 \text{ kg/PS}_i \text{ Stunde.}$$

Mit Hilfe der Tabelle für A S. 20 und des in Art. 48 angewandten Verfahrens kann man auch für andere Leistungen den sichtbaren Dampfverbrauch berechnen und ihn als Funktion der Leistung auftragen.

512. Die Verluste mögen hier vorläufig nach der Hütte (21. Auflage, Bd. II S. 134) gerechnet werden. Danach findet man für ein Längenverhältnis des Zylinders $s/D = 2$ den Abkühlungsverlust C_1'' aus der empirischen Gleichung $C_1'' \sqrt{c} = 4,5$ bis 4,2. Wenn das Längenverhältnis von dem Werte 2 wesentlich abweicht, ist das Ergebnis noch mit einem Faktor zu multiplizieren, der bei dem hier vorliegenden Längenverhältnis ($s/D = 0,6/0,42 = \sim 1,5$) $= 0,91^1$ ist.

Es ist also, wenn von den obigen Werten der kleinere 4,2 eingeführt wird:

$$C_1'' = 0,91 \frac{4,2}{\sqrt{c}} = 0,91 \frac{4,2}{\sqrt{2,6}} = 2,37.$$

¹⁾ Es könnte hiernach scheinen, als ob die Verluste bei kleinem Längenverhältnis kleiner sind wie bei großem; gerade das Umgekehrte ist der Fall, weil bei großem Hube höhere Kolbengeschwindigkeiten zulässig sind. Die Formel von Hrabák in der Hütte bringt aber auch den Einfluß von Hub, Tourenzahl und Kolbengeschwindigkeit auf die Verluste m. E. nicht richtig zum Ausdruck (vgl. Anhang VIII).