

minderter Tourenzahl laufen, weil die Gefahr übermäßiger Erwärmung bei geringerer Tourenzahl kleiner ist. Die Notwendigkeit, die durch die Beschleunigungen hervorgerufene Verschiebung in den Kräften zu berücksichtigen, tritt besonders für gekröpfte Wellen schnelllaufender Maschinen hervor. Näheres hierüber im Anhang IV.

Berechnung der Teile des Hauptgetriebes.

Vorbemerkungen.

68. Man ist oft genötigt, bei Festigkeitsrechnungen, die zur Ermittlung der erforderlichen Abmessungen dienen, vorläufige Schätzungen über die Länge der Biegungshebelarme vorzunehmen sowie vereinfachende Voraussetzungen über die Kraftwirkungen zu machen. Die mit diesen vorläufigen Annahmen durchgeführte Festigkeitsrechnung wird dann zu neuen Abmessungen und Hebelarmlängen führen, die von den ersteren mehr oder weniger abweichen. Eine nochmalige Nachrechnung mit den neuen Abmessungen wird dann in der Regel schon das endgültige Resultat liefern. Die zweite Rechnung wird am besten in einer Nachrechnung der auftretenden Spannung und Flächendrucke für die auf Grund der ersten Rechnung schätzungsweise neu und schon abgerundet zu wählenden Dimensionen bestehen.

Im Nachfolgenden ist diese Nachrechnung der Kürze halber oft weggelassen, ohne daß dieselbe damit als überflüssig bezeichnet werden soll. Es wird vielmehr bei wichtigeren Teilen die Nachrechnung mit den genaueren Methoden der Festigkeitslehre empfohlen. Wenn bei den ersten Annahmen durch Einführung gedachter Gelenke u. dgl. ein statisch unbestimmtes System für die Berechnung zu einem statisch bestimmten gemacht war, wird die letzte Nachrechnung der auftretenden Spannungen unter Zugrundelegung der wirklichen Formen und Verbindungen als statisch unbestimmtes System auszuführen sein, wobei freilich oft auch gewisse Willkürlichkeiten in den Annahmen über die Lastverteilung oder die Starrheit der Unterstützungen nicht vermieden werden können.

69. Die ersten rohen Annahmen werden, selbst wenn sie von den wirklichen Verhältnissen ziemlich stark abweichen, doch schon zu ganz brauchbaren Resultaten führen, wenn die zugrunde gelegten Flächendrucke und Beanspruchungen aus bewährten ausgeführten oder aus ähnlichen, exakt berechneten Konstruktionsteilen mit den gleichen rohen Annahmen rückwärts errechnet wurden. Es würde z. B. fehlerhaft sein, wenn man die Materialbeanspruchung eines

ähnlichen Teiles aus einer exakten Rechnung als statisch unbestimmtes System kennt, z. B. $\sigma_b = 560 \text{ kg/qcm}$, und wenn die Rückwärtsberechnung mit den rohen Annahmen an der fraglichen Stelle nur 480 kg/qcm ergibt, den ersteren genaueren Wert der ersten rohen Berechnung des neuen Konstruktionsteils zugrunde zu legen. Vielmehr wird man viel bessere Übereinstimmung mit den Verhältnissen des schon vorhandenen bewährten Teiles erhalten, wenn man für die vorläufige Rechnung den zweiten Wert benutzt. Vorausgesetzt ist dabei natürlich, daß keine unzumutbaren und ganz unwahrscheinlichen Annahmen gemacht werden.

70. Eine der bekanntesten, allgemein üblichen Voraussetzungen, die nicht allzuviel Wahrscheinlichkeit für sich hat, aber doch bei einheitlicher Anwendung praktisch sehr brauchbare Resultate liefert, ist die Annahme, daß der Flächendruck bei Zapfen über die Projektion $l \cdot d$ gleichmäßig verteilt ist, ferner die Annahme, daß sich der Kolbendruck voll auf den Kreuzkopf überträgt, obwohl derselbe schon um den auf die Kolben- und Stopfbüchsenreibung entfallenden Betrag vermindert ist.

Der Einfluß der Kolbenbeschleunigungskräfte auf die Beanspruchung der Triebwerksteile ist hier wie gewöhnlich bei langsam und mäßig schnell laufenden Maschinen unberücksichtigt geblieben (vgl. 51 bis 67 und Führer 32, 10, 11, 14 Anm. 2).

Über die Wahl der Flächendrucke in den Lagern schnell laufender Kurbelgetriebe mit Rücksicht auf die vergleichmäßigende Wirkung der Beschleunigungskräfte vgl. Anhang IV Zeitmitteldruckdiagramm.

Kolbendruck auf das Triebwerk.

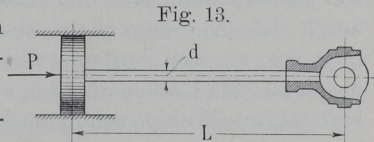
71. Während der Admissionsperiode ist nach Art. 51

$$P = F \cdot (7 - 0,21) = 1385 \cdot 6,79 = \sim 9400 \text{ kg.}$$

Obwohl bei der einseitigen Durchführung der Kolbenstange für Hin- und Rückgang sich etwas verschiedene Drucke ergeben, möge doch einheitlich mit obiger Kolbenkraft gerechnet werden.

Kolbenstange. Da die Kolbenstange auf Knickung zu rechnen ist, muß eine vorläufige Annahme über ihre Länge gemacht werden. Die Knicklänge L Fig. 13 kann geschätzt werden:

$$L = (1,6 \text{ bis } 1,9) s + 150 \text{ mm.}$$



Die größeren Werte gelten für verhältnismäßig kurzen Hub und große Kolbenkraft; mit 1,8 ergibt sich

$$L = 1,8 \cdot 600 + 150 = 1230 \text{ mm} = 123 \text{ cm},$$

Material Flußstahl, Belastungsfall Knickung, Hütte (21) S. 533 Fig. 5.

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{L^2} \frac{1}{\mathcal{S}}, \quad \text{Fall 2.}$$

E für Flußstahl 2200 000, $J = \pi \frac{d^4}{64}$, \mathcal{S} für stehende Maschinen = $12 \div 20$, für liegende $15 \div 25$; gewählt werde im vorliegenden Falle (auflaufender Kolben) $\mathcal{S} = 20$, hiermit wird $P = \pi^3 \frac{2200000 d^4}{20 \cdot 123^2 \cdot 64}$; $d^4 = 2671$; $d = 7,19$; gewählt werde:

$$d = 7,5 \text{ cm} = 75 \text{ mm}.$$

Die obige Regel für L gilt nicht, wenn eine Kreuzkopfkonstruktion von besonders kurzer Bauart angewandt wird, wie solche zur Einschränkung der Gesamtbauhöhe der Maschine bei Schiffsmaschinen z. B. in Verbindung mit der Kolbenstange (Fig. 18) gebräuchlich sind.

In allen Fällen ergibt sich die genaue Länge erst aus der konstruktiven Durchbildung der einzelnen Teile (Zylinderdeckel, Stopfbüchse, Kreuzkopf). Weicht der endgültige Wert von der Annahme erheblich ab, so ist eine nochmalige Rechnung auf Knickung durchzuführen. Bei kurzhubigen Maschinen kann die Knickrechnung einen geringeren Durchmesser ergeben wie die Druck- oder Zugbeanspruchung. In diesen Fällen ist natürlich die letztere maßgebend.

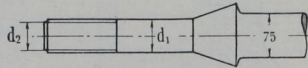
72. Die Kolbenstange liegender Maschinen wird nicht nur auf Knickung, sondern auch noch auf Biegung beansprucht, und zwar zunächst in allen Fällen durch ihr eigenes Gewicht. Das Gewicht des Kolbens selbst beansprucht die Kolbenstange nur dann auf Biegung, wenn die Kolbenstange den Kolben tragen soll (Schwebekolben) oder wenn bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) die Stopfbüchse dieser Art der Tragung nicht angepaßt ist (vgl. den Abschnitt Kolbentragung im Führer 44, 22 bis 29, ferner 44, 35 u. 40). Bei auflaufendem Kolben (Schleppkolben) tritt an Stelle der Biegung durch das Kolbengewicht ein kleines Biegemoment durch die Reibung an der Auflaufstelle. Diese Biegebungsbeanspruchung und die durch das Kolbenstangengewicht ist durch den reichlichen Sicherheitsfaktor \mathcal{S} oben schon ausreichend mit berücksichtigt. Dagegen müssen Kolbenstangen, welche den Kolben tragen sollen, unbedingt auf Biegung nachgerechnet werden. Je größer die Maschine ist, um so mehr tritt die Biegebungsbeanspruchung bei Schwebekolben in den Vordergrund. Man verlangt, daß die Durchbiegung der Stange

nicht mehr wie 1 bis 3 mm oder wie $\frac{1}{1500}$ der Tragweite beträgt. (Beachte, daß die Tragweite bei Tragung durch Schuhe erheblich größer ist wie die sonst weniger vollkommene durch Büchsen.)

Gewinde und Mutter.

73. Für die entgegengesetzte Krafrichtung kommt die Zugfestigkeit im Gewindekern in Frage. Wenn das Gewinde auf der Drehbank geschnitten und die Auflagefläche der Mutter (durch Abdrehen auf einem Gewindedorn) genau senkrecht zur Muttergewindeachse steht, darf gesetzt werden:

Fig. 14.



$k_z = 300$ bis 400 kg/qcm, hiermit erhält man (Fig. 14)

$$P = \pi/4 d_2^2 k_z; \quad \pi/4 d_2^2 = \frac{9400}{300}; \quad d_2 = 6,32 \text{ cm.}$$

Gewählt wird eine Schraube von $2\frac{3}{4}$ " Bolzendurchmesser mit $d_2 = 60,55$ und $d_1 = 69,85$ mm.

Rückwärts ergibt sich aus $\pi/4 \cdot 6,055^2 \sigma_z = 940$, $\sigma_z = 327$ kg/qcm, somit in den obigen zulässigen Grenzen.

Wenn die Mutter aus Bronze besteht und demgemäß als Flächenpressung im Gewinde $k \leq 150$ kg/qcm zugelassen wird, berechnet sich die Mutterhöhe wie folgt:

Ein Gewindegang hat eine Projektionsfläche gleich $\pi/4 \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 9,5$ qcm; erforderlich sind $\frac{9400}{150} = 62,7$ qcm, also $\frac{62,7}{9,5} = 6,6$ Gewindegänge.

Nach der Schraubentabelle kommen auf $1'' \ 3\frac{1}{2}$ Gänge, daraus folgt die erforderliche Mutterhöhe: $\frac{6,6}{3,5} = 1,89'' = 4,79$ cm = ~ 50 mm.

Eine Nachrechnung auf Abscherung des Gewindes würde $5 d_2 \pi \tau = 9400$; woraus $\tau = 100$ kg/qcm folgt. Die Mutterhöhe von 50 mm ist somit auch mit Rücksicht auf Abscherung des Gewindes groß genug.

Bei überhitztem Dampf verwendet man trotz der Gefahr des Festrostens neuerdings wieder eiserne Muttern, weil bei hohen Temperaturen die Festigkeit des Rotgusses sehr zurückgeht und auch der ungleiche Ausdehnungskoeffizient von Mutter und Schraubenkern bei hohen Temperaturen eine sehr ungleichmäßige Verteilung der Last auf die einzelnen Gewindegänge veranlaßt.

74. Um die schädlichen Flächen einzuschränken, ist es (besonders bei Einzylindermaschinen und bei Niederdruckzylindern von Verbund-