

Kolbenhöhe am Umfange nach ähnlichen Ausführungen vorläufig angenommen werden, um nötigenfalls später, nachdem das Gewicht des Kolbens feststeht, abgeändert zu werden.

Als ein Anhalt für die vorläufige Wahl der Höhe am Umfange auflaufender Kolben kann die Gleichung dienen $h_u = 70 \text{ mm} + 0,2 D$, mit welcher sich im vorliegenden Fall $h_u = 70 + 84 \sim 150 \text{ mm}$ ergibt.

Man dürfte nun dem Kolben an der Nabe entsprechend dem früheren Resultat eine Höhe von 125 geben. Zwecks Einschränkung der schädlichen Flächen und angesichts des geringen Unterschiedes, auch der Einfachheit halber, möge die Höhe an der Nabe und am Umfange gleich groß = 150 mm gewählt werden und der Kolben ebene Endflächen erhalten (Fig. 21).

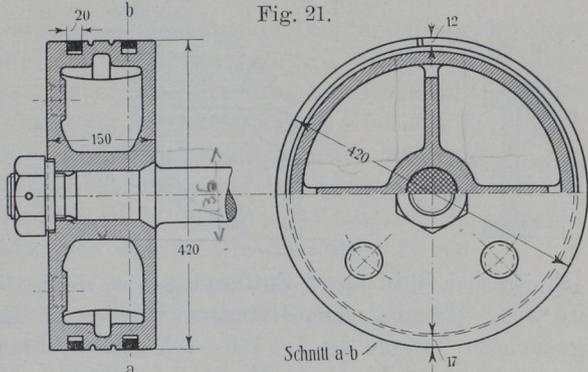


Fig. 21.

Berechnung der Rippen.

84. Den Rippen gebe man eine Stärke von (0,9 bis 1,1) δ und prüfe nach, ob sie in Verbindung mit den anschließenden Platten einen Γ -Träger von ausreichender Festigkeit bilden. Die Rippe mit Platten kann als ein an der Nabe eingespannter, frei ausladender Träger angesehen werden; die Rippenstärke werde gleich 16 mm gewählt.

Es fragt sich nun, wie weit werden die Deckplatten als Flanschen des Trägers wirken? Bei 4 Rippen höchstens mit $1/4 \cdot u$, wenn u der äußere Umfang der Nabe ist. Es werden jedoch bei nur 4 Rippen schon starke Nebenbeanspruchungen auftreten, besonders dort, wo die fingierten Trägerflanschen zusammenstoßen. Es möge daher unabhängig von der Rippenzahl (3 bis 8) mit $1/8 \cdot u$ gerechnet werden.

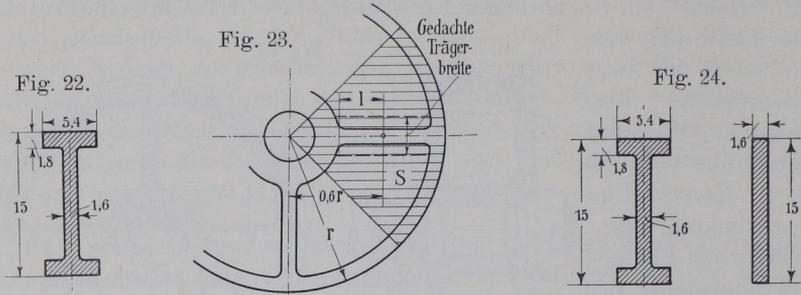
Die Nabenstärke werde bei Gußeisen gleich $0,4 \cdot d_1 + 5 \text{ mm}$ gemacht, = $0,4 \cdot 70 + 5 = 33 \text{ mm}$ (d_1 vgl. Fig. 14). Hiermit wird $u = \pi (70 + 2 \cdot 33) = 430 \text{ mm}$; $1/8 \cdot u = \sim 5,4 \text{ cm}$.

Das Trägheitsmoment des in Fig. 22 abgebildeten Querschnittes ist:

$$J = \frac{15^3 \cdot 5,4}{12} - \frac{(15 - 2 \cdot 1,8)^3 \cdot (5,4 - 1,6)}{12} = 1520 - 470 = 1050 \text{ cm}^4;$$

$$W = \frac{1050}{7,5} = 140 \text{ cm}^3.$$

Jeder der 4 Träger hat $\frac{1}{4}$ des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes aufzunehmen ($\frac{1}{4} \cdot 9400 = 2350$), wenn man von dem kleinen Abzug durch unmittelbare Dampfdruckwirkung auf die Kolbenstange und die Nabe absieht (Fig. 23). Der Angriffspunkt des auf jeden Kreis-ausschnitt wirkenden Dampfdruckes liegt im Schwerpunkt des Aus-



schnittes, d. h. in einer Entfernung von rund $0,6 r$ vom Mittelpunkt, $0,6 \cdot 210 = 126$ mm. Der Hebelarm für den an der Nabe eingespannt gedachten Träger ist $l = 126 - (35 + 33) = 58$ mm = 5,8 cm. Hiermit ergibt sich das biegende Moment $= 2350 \cdot 5,8 = 13\,600$ kgcm und aus $13\,600 = \sigma_b \cdot 140$; $\sigma_b = 97$ kg/qcm.

(k_b zulässig 150 kg, wenn die Rippen im Guß gut gefüllt sind. Wegen Führer 44, 5 Abs. 2 jedoch besser weniger.)

Es ließ sich schon erwarten, daß die Beanspruchung gering ausfallen würde, weil ja aus besonderen Gründen statt der aus Festigkeitsrücksichten empfohlenen Höhe von 125 mm eine solche von 150 angenommen wurde (Art. 83). Wenn die Kolbenmutter in den Kolbenkörper eingelassen wird (Fig. 15 S. 40), wird (wegen der erforderlichen Erweiterung der Nabe an der Einlassungsseite) die Biegungsbeanspruchung kleiner werden, wie vorstehend errechnet.

85. Es ist noch eine Nachrechnung der im Steg auftretenden Schubspannungen vorzunehmen.

Die Formel $k_s = \text{Querkraft} \div \text{Querschnitt}$ ergibt bekanntlich nicht annähernd die vollen wirklich auftretenden maximalen Schubspannungen. Die auf einen Quadranten kommende Querkraft ist 2350 kg, der Querschnitt 38 qcm; es ist also:

$$k_s > \frac{2350}{38} = 62 \text{ kg.}$$

Man geht aber sicher, wenn man (Fig. 24) nur das Querschnittsrechteck des Steges und dieses mit dem korrekten Wert in Rechnung stellt; man hat dann:

$$k_s < \frac{3}{2} \cdot \frac{2350}{24} = 147 \text{ kg.}$$

Der wirkliche Wert liegt zwischen 62 und 147 kg, und zwar, weil die äußeren Teile eines Querschnittes wenig bei der Aufnahme der Querkräfte mitwirken, wahrscheinlich näher nach der oberen Grenze hin. Da für Schub bei wechselnder Belastung nur 100 kg zulässig sind, empfiehlt sich die Kontrolle mit der genaueren, etwas umständlichen Formel für den Γ -Querschnitt, die hier unterbleiben möge.

86. Der Kolben möge selbstspannende Dichtungsringe erhalten (Fig. 21 auf S. 45), die von außen übergebracht werden. Die Ringstärke werde so groß genommen, als dies mit Rücksicht auf die Möglichkeit des Überbringens eben noch zulässig ist, d. h. $s_1 = \frac{1}{30} D$, wenn die radiale Stärke gleich groß angenommen wird, und $\frac{1}{25} D$, wenn die Ringe nach dem Spalte hin auf $s_2 = 0,7 \cdot s_1$ verjüngt werden. Letzteres werde gewählt und $s_1 = \frac{1}{25} 420 = 16,8 \text{ mm} \sim 1,7 \text{ cm}$ gemacht (vgl. über Ringabmessungen die Tabelle im Führer S. 952).

Es möge angenommen werden, daß die Ringe selbst nicht mittragen, daher ist die Höhe h derselben verhältnismäßig klein zu nehmen:

$$s_1 = 17 \text{ mm}; \quad s_2 = 12 \text{ mm}; \quad h = 1,2 \cdot s_1; \quad h = 20 \text{ mm}.$$

87. Es erübrigt noch, den spezifischen Flächendruck des den Dimensionen nach nunmehr festgelegten Kolbens zu bestimmen. Das Gewicht des Kolbens berechnet sich aus der Zeichnung zu rund 78 kg, das der Kolbenstange zu 42 kg und das der Mutter zu 1,2 kg, das auf der Zylinderwand lastende Gewicht also $78 + \frac{1}{2} 42 + 1,2 = 100,2 \text{ kg}$.

Unter der Annahme, daß der Kolbenumfang mit einer Projektion $= \frac{3}{4} D$ auf der Zylinderwandung aufliegt, wird die tragende Breite $= 31,5 \text{ cm}$. Der tragende Teil der Kolbenhöhe wird hiermit nach Abzug der Dichtungsringbreiten und der Schmiernutenbreiten $= 15 - 2 \cdot 2 - 1 = 10 \text{ cm}$.

Der Flächendruck ergibt sich aus $100,2 = k \cdot 31,5 \cdot 10$; $k = \sim 0,32 \text{ kg/qcm}$; er liegt also innerhalb der oben (Art. 80) als zulässig bezeichneten Grenzen.

88. Einwandige Kolben lassen sich in festeren Baustoffen ausführen (Stahlformguß, Schmiedeeisen und Schmiedestahl) und werden, besonders wenn man ihnen Kegelform mit passender Seitenneigung gibt, leichter wie gußeiserne Hohlkolben, was besonders für schnell laufende und nicht gehörig fundierte Maschinen (Schiffsmaschinen, Lokomotiven usw.) von Bedeutung ist.

Der einwandige Kolben hat jedoch besonders bei kleinen Durchmessern den Nachteil größerer schädlicher Flächen, indem die innere Kremenfläche und die Nabenfläche als schädliche Flächen hinzukommen und auch der innere Zylinderdeckel in den Hohlraum hineingezogen werden muß. Bei der Kegelform kommt dazu noch das Mehr an Fläche des Kegelmantels gegenüber der ebenen Kreisfläche sowohl am Kolben selbst wie an den Deckeln (Führer 44, 4).

Die einwandigen Kolben sollten wegen des großen nachteiligen Einflusses der schädlichen Flächen auf die Ökonomie nur da angewandt werden, wo die Nachteile der schädlichen Flächen (etwa durch dreistufige Expansion) gemindert sind und die sonstigen Bedingungen gebieterisch die Einschränkung der hin und her gehenden Massen verlangen.

Berechnung von kegelförmigen Kolben vgl. Reymann, Ztschr. d. V. d. I. 1895 S. 65 und S. 134, ferner 1896 S. 120.

In besonderen Fällen kommen zusammengesetzte, innen verrippte Hohlkolben aus Stahlformguß mit einfachen Nuten für überzubringende Ringe in Frage.

Kreuzkopf.

89. Als Kreuzkopf werde ein geschlossener Zapfengabelkreuzkopf aus Stahlformguß gewählt (vgl. Führer 41, 33 ÷ 39). Für Maschinen mit gekröpfter Welle und auch für größere Stirnkurbelmaschinen werden in der Regel Lagerkreuzköpfe bevorzugt (vgl. Führer 41, 28 ÷ 32), welche im allgemeinen eine etwas kürzere Baulänge des Getriebes ergeben, aber wegen der Gabelung der Pleuelstange (vgl. Führer S. 875) etwas teurer ausfallen. Weitgehendste Einschränkung der Baulänge gestattet gemäß Führer 41, 40 die Gelenkverbindung im Führer Fig. 728 S. 874.

Bei Stirnkurbelmaschinen ist die Einschränkung der Baulänge von keiner so großen Bedeutung, weshalb ein Kreuzkopf nach Art des im Führer auf S. 869 dargestellten gewählt werden möge. Die Darstellung dort gilt für einen Kopf von kleineren Abmessungen. Bei größeren Köpfen werden die Wandstärken relativ kleiner.

90. Kreuzkopfbefestigung (Führer 41, 45 ÷ 50). Es werde die Verbindung mit Konus und Keil gewählt. Über die wirksame Entlastung der Keilverbindung durch die Reibung vgl. Führer 41, 46. Das übliche Rechnungsverfahren nimmt auf die Reibung keine Rücksicht, doch ist in den verhältnismäßig sehr hoch angenommenen Beanspruchungen indirekt eine solche Rücksichtnahme enthalten, so