

sind. Bei den einschaligen kegelförmigen Kolben aus Stahlguß, bei welchen der schlanke Konus besonders häufig zu finden ist, besteht eine Beziehung zwischen Nabellänge und Kolbenhöhe nicht. Man wird die Nabellänge nur so groß machen, als sie mit Rücksicht auf eine solide Befestigung von Kolbenstange und Kolben sein muß. Ein passendes Maß für die Länge des Hohlkonus ist etwa  $h = 1,8 d_1$ .

### Kolben.

**78.** Man unterscheidet einwandige und doppelwandige Kolben. Die doppelwandigen Kolben können aus zwei Wandungen zusammengesetzt oder als Hohlkolben gegossen sein. Doppelwandige Kolben können mit und ohne Rippen im Innern ausgeführt werden. Für den vorliegenden Fall eignet sich ein innen verrippter doppelwandiger Hohlkolben sowohl aus Festigkeitsrücksichten wie vor allem zur Einschränkung der schädlichen Flächen, auf die gerade bei Einzylindermaschinen besonders zu achten ist.

Über verschiedene Kolbenarten vgl. Führer 44, 1 ÷ 9.

Bei dem ziemlich großen Überdruck zwischen beiden Kolbenseiten und dem nicht kleinen Kolbendurchmesser ist die Anbringung von Rippen am Platze. Es werden zunächst deren 4 angenommen. Eine genaue Festigkeitsrechnung ist nicht durchführbar; als roher Anhalt möge folgendes Rechnungsverfahren dienen: Zur

### 79. Berechnung der Platten,

die zwischen den Rippen liegen, denke man sich dieselben ersetzt durch kreisrunde Platten. Man trage schätzungsweise den Kreis so

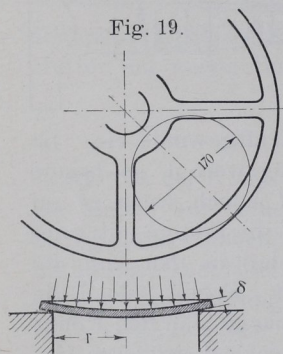


Fig. 19.

ein, daß er die Umrisse der Platte zum Teil einschließt, zum Teil außen läßt; ein Kreis von 170 mm Durchmesser wird etwa passend sein. Die Beanspruchung einer frei aufliegenden, mit dem Druck  $p$  gleichmäßig belasteten Platte von der Dicke  $\delta$  und dem Radius  $r$  ist:

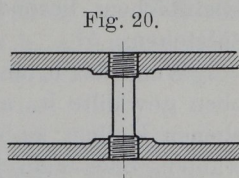
$$\sigma_b = \varphi \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p$$

(mit  $\varphi = 0,8$  bis  $1,2$ ), angenommen  $\varphi = 1$ .

Der Druck im Innern des Kolbens ist ungewiß; schätzt man ihn gleich der Atmosphäre, so ist  $p = 6$ . Mit  $k_b = 150 \text{ kg/qcm}$  und  $r = 8,5 \text{ cm}$  ergibt sich:

$$\delta = \sqrt{\frac{\varphi \cdot r^2 \cdot p}{k_b}} = \sqrt{\frac{8,5^2 \cdot 6}{150}} = 1,7 \text{ cm.}$$

Wegen der Verschwächung durch die Kernlöcher möge  $\delta = 18$  mm gewählt werden. Wäre man auf eine zu große Wandstärke gekommen, so hätte man durch stehbolzenartige Kernlochverschlüsse die andere Wand zur Unterstützung mit heranziehen können (Fig. 20) oder die Rippenzahl vermehren müssen. Es empfiehlt sich, zu einer um 2 oder 4 größeren Rippenzahl überzugehen, wenn die Plattenwandstärke in Millimetern größer wie  $\delta = 10 + \frac{D}{100} \sqrt{p_u + 2}$  wird ( $p_u$  die größte Druckdifferenz zwischen beiden Kolbenseiten in Atm.,  $D$  der Durchmesser in Millimetern).



Wenn die Wandstärke mit der Festigkeitsrechnung sehr klein wird, sollte man sie mit Rücksicht auf den Guß mindestens  $= 8 \text{ mm} + 0,012 D$  machen (Gußeisen vorausgesetzt).

Kolbenhöhe an der Nabe und am Umfang.

**80.** Damit die erforderliche Rippendicke nicht zu groß wird, ist es zu empfehlen, schon bei der Wahl der Kolbenhöhe  $h_m$  an der Nabe auf die Biegemomente Rücksicht zu nehmen. Bei Ausführung in Gußeisen eignet sich für die vorläufige Wahl der Höhe  $h_m$  die Gleichung

$$h_m \cong \frac{D}{10} \sqrt{p_u + 2}.$$

Hiermit würde sich ergeben  $h_m \cong \frac{420}{10} \sqrt{6,79 + 2} = 125$  mm.

Für die Kolbenhöhe  $h_u$  am Umfange sind andere Rücksichten maßgebend: Wenn der Kolben bei liegenden Maschinen aufläuft und mit dem halben Kolbenstangengewicht durch die Zylinderwandung getragen wird, muß die Höhe so groß gewählt werden, daß der Flächendruck das zulässige Maß nicht überschreitet. Als zulässig wird in der Regel ein Flächendruck von 0,3 bis 0,5 kg/qcm angesehen, wobei die Projektion des tragenden Bogens etwa  $= \frac{3}{4} D$  anzunehmen ist. Die Dichtungsringe werden im allgemeinen so angeordnet, daß sie nicht mittragen, und sind in diesem Falle auch nicht in die Tragfläche mit einzurechnen.

Bei knappen Verhältnissen sieht man sich jedoch zuweilen veranlaßt, die Ringe durch geeignete Konstruktion mit zum Tragen heranzuziehen (vgl. Führer 44, 24); sie werden sich dann allerdings an den Auflagerbogen stärker abnutzen, dürfen aber nun mit in die Tragfläche eingerechnet werden und bilden durch die satte gleichmäßige Anlage einen wertvolleren Teil der Tragfläche wie die Flächen des starren Kolbenkörpers.

Bei großen auflaufenden Kolben ergeben sich auch bei Annahme des oben angenommenen niedrigen Flächendruckes nicht selten Schwierigkeiten, die durch ein nicht gleichmäßiges Anliegen der Gleitflächen, besonders durch Deformierung des Dampfzylinders entstehen.

Wenn das  $h_u$  am Umfange rechnermäßig größer wird als das oben gewählte  $h_m$  an der Nabe, so kann man entweder, um einen ebenen Kolben zu erhalten, das größere Maß auch für die Nabe wählen, oder man kann den Kolben in der Mitte einziehen, um dadurch die Maschinenbaulänge einzuschränken (Hineinragen der Stopfbüchsen, die für die Baulänge von Bedeutung sind, in den Kolben vgl. Führer 44, 6).

**81.** Einen besonders langen Kolben verlangt die sogenannte Gleichstrommaschine (erforderliche Länge  $h_u$  vgl. Führer 49, 30, wo  $h_u$  mit 1 bezeichnet ist). Die Gleichstromkolben würden an sich eine starke Einziehung an der Nabe vertragen, um die Baulänge einzuschränken, doch werden sie fast stets mit ebenen Endflächen ausgeführt, um die schädlichen Flächen klein zu halten.

**82.** Wenn der Kolben durch die Kolbenstange getragen wird (stehende Maschinen, liegende Maschinen mit Schwebekolben) und keine Steuerungsaufgabe zu erfüllen hat, braucht die Höhe  $h_u$  am Umfange nur so groß zu sein, wie es die Unterbringung der Dichtungsringe verlangt. Man kann die Höhe der zwischen den Dichtungsringen zu belassenden Körperringe etwa machen  $= 8 \text{ mm} + 0,03 D$  (Maße der Dichtungsringe vgl. Art. 86).

Ergibt sich hiermit eine geringere Höhe  $h_u$  am Umfang wie an der Nabe, so kann man sie auch kleiner ausführen (Fig. 871 im Führer S. 948) oder zwecks Einschränkung der schädlichen Flächen den Kolben mit dem größeren der beiden Maße eben begrenzen.

**83.** Es möge im vorliegenden Falle ein gewöhnlicher auflaufender Kolben (Schleppkolben) gewählt werden. Um die erforderliche Höhe am Umfang unter Zugrundelegung eines als zulässig erachteten Flächendruckes bestimmen zu können, muß das Gewicht des Kolbens und der Stange bekannt sein. Das Gewicht läßt sich aber erst nach vollständiger Durchkonstruktion des Kolbens ermitteln. Wenn aus der Fabrikation nicht das Gewicht nachgewogener ähnlicher Kolben bekannt ist, nach welchen das Gewicht des zu entwerfenden Kolbens angenommen werden kann, muß es geschätzt werden; oder es muß eine voraussichtlich ausreichend Auflagerfläche liefernde

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).

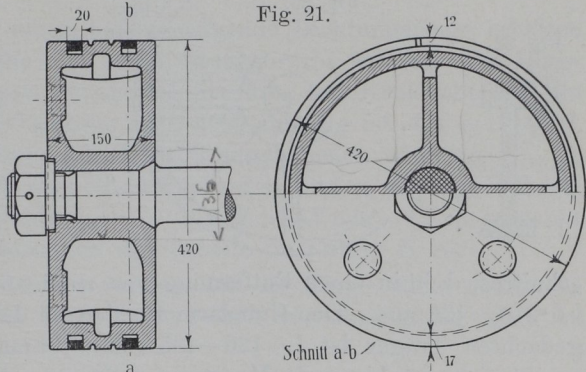


Fig. 21.

### Berechnung der Rippen.

**84.** Den Rippen gebe man eine Stärke von (0,9 bis 1,1)  $\delta$  und prüfe nach, ob sie in Verbindung mit den anschließenden Platten einen  $\Gamma$ -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  $\frac{1}{4} \cdot u$ , 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  $\frac{1}{8} \cdot u$  gerechnet werden.

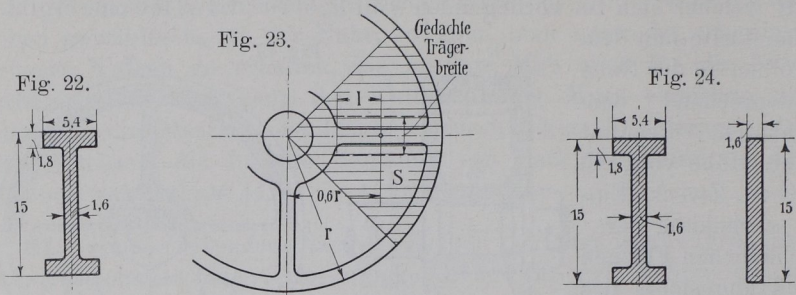
Die Nabenstärke werde bei Gußeisen gleich  $0,4 \cdot d_1 + 5 \text{ mm}$  gemacht, =  $0,4 \cdot 70 + 5 = 33 \text{ mm}$  ( $d_1$  vgl. Fig. 14). Hiermit wird  $u = \pi (70 + 2 \cdot 33) = 430 \text{ mm}$ ;  $\frac{1}{8} \cdot u = \sim 5,4 \text{ cm}$ .

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  $\Gamma$ -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