

gänglich. Sie kann durch die Spindel F und den Handhebel H von außen betätigt werden, wobei sie in den äußersten Lagen durch das Gegengewicht G gehalten wird. Zwecks Anpassung an den Sitz, ist sie am Bolzen J mit geringem Spiel gelenkig aufgehängt. Spindel F ist durch eine Ledermanschette abgedichtet und durch einen Bund F_1 dem Wasserdruck gegenüber, der sie in Richtung ihrer Längsachse zu verschieben sucht, gehalten. Zur Herstellung des Druckausgleiches vor dem Öffnen der Klappe, gegebenenfalls zum Auffüllen der Pumpe aus der Druckleitung vor dem Anlassen, dient ein zwischen den Flanschen U einzuschaltendes Umlaufventil.

Als Anhalt für die Wahl der Wandstärke des Klappenkörpers kann die der normalen gußeisernen Rohre — 12 mm — dienen. In Rücksicht auf die ebenen Wände des Stützens S werde sie auf $s = 16$ mm erhöht.

Beanspruchung der Rohrwandung nach Formel (56):

$$\sigma_z = \frac{D \cdot p}{2s} = \frac{25 \cdot 5,2}{2 \cdot 1,6} = 40,6 \text{ kg/cm}^2,$$

der kugeligen Wandung von $D_k = 425$ mm Durchmesser (51):

$$\sigma_z = \frac{D_k \cdot p}{4s} = \frac{42,5 \cdot 5,2}{4 \cdot 1,6} = 34,6 \text{ kg/cm}^2; \text{ beide niedrig.}$$

Auch die Beanspruchung der normalen Anschlußflansche und der Schrauben ist, da sie für Betriebsdrucke bis zu 10 at bestimmt sind, gering:

Flüssigkeitsdruck, berechnet aus dem mittleren Durchmesser der Dichtfläche, $D_m = 280$ mm:

$$P' = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 28^2 \cdot 5,2 = 3200 \text{ kg.}$$

Biegebeanspruchung der Flansche, vgl. Seite 373, Formel (161), bei einem Durchmesser $D_f = 290$ mm an der Ansatzstelle und bei $h = 27$ mm Stärke:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P' \cdot a}{\pi \cdot D_f \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 3200 \cdot 3,0}{\pi \cdot 29 \cdot 2,7^2} = 87 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannung in den 8 Stück $\frac{3}{4}$ " Schrauben:

$$\sigma_z = \frac{P'}{8 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{3200}{8 \cdot 1,961} = 204 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung der ebenen Stützenwände läßt sich bei ihrer verwickelten Form rechnerisch kaum verfolgen. Konstruktiv ist sie dadurch so klein wie möglich gehalten worden, daß der Stützenflansch dicht an die Körperwandung herangerückt wurde, wobei allerdings der Deckel durch Stiftschrauben befestigt werden mußte. Durchsteckschrauben hätten einen um etwa 50 mm größeren Abstand der Flanschfläche verlangt und beträchtlich ausgedehntere ebene Wände zur Folge gehabt. Bei Beurteilung ihrer Widerstandsfähigkeit kann der Deckel E zum Vergleich herangezogen werden. Fällt die Beanspruchung desselben bei gleicher Stärke $s = 16$ mm genügend niedrig aus, so dürften die durch die Flansche und die anschließenden zylindrischen und kugeligen Teile gut versteiften Stützenwände hinreichend kräftig sein.

Berechnung des Deckels E , Abb. 856. Gewählt Flanschstärke 20 mm, Dichtleistenhöhe 3 mm. Einen unteren Grenzwert für die Beanspruchung erhält man wenn man den mittleren $s = 16$ mm starken Teil als eine in dem ziemlich kräftigen Flansch eingespannte Platte betrachtet. Sie würde unter Beachtung der Bemerkung auf Seite 62, unten, bei einem Halbachsenverhältnis:

$$\frac{b}{a} = \frac{7,25}{16} = 0,453$$

und dem Beiwert $\varphi_8 = 1,71$ einer Spannung von:

$$\sigma = \pm \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \pm 1,71 \cdot 5,2 \cdot \frac{7,25^2}{1,6^2} = \pm 183 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt sein. Die Näherungsrechnung nach dem im Abschnitt 23 näher besprochenen Verfahren von Bach, bei dem man annimmt, daß der Deckel als ein längs einer Diagonalen eingespannter Körper betrachtet werden darf, führt zu folgenden Zahlen. Die Biegespannung in einer der Diagonalebene des Deckels ist nach Formel (514):

$$\sigma'_b = \varphi_0 \cdot \frac{M_b \cdot e_1}{J} = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2}{12 \sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p \cdot \frac{e_1}{J}$$

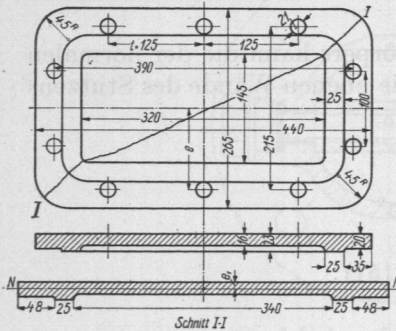


Abb. 856. Zur Berechnung des Deckels E, Abb. 855. M. 1: 10.

Für die Ermittlung des Trägheitsmomentes sei angenommen, daß der Bruch nicht genau der Diagonale folge, sondern der in der Abb. 856 angedeuteten wahrscheinlicheren Linie I I, welcher ein wesentlich kleineres Trägheitsmoment entspricht. Bei den Maßen der Skizze wird der Abstand der äußersten auf Zug beanspruchten Faser von der Nulllinie:

$$e_1 = \frac{34 \cdot 1,6 \cdot 0,8 + 5 \cdot 2,3 \cdot 1,15 + 9,6 \cdot 2 \cdot 1}{34 \cdot 1,6 + 5 \cdot 2,3 + 9,6 \cdot 2} = 0,89 \text{ cm,}$$

das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{34 \cdot 1,6^3}{12} + 34 \cdot 1,6 \cdot 0,11^2 + \frac{5 \cdot 2,3^3}{12} + 5 \cdot 2,3 \cdot 0,26^2 + \frac{9,6 \cdot 2^3}{12} + 9,6 \cdot 2 \cdot 0,11^2 = 24,7 \text{ cm}^4$$

und schließlich die Beanspruchung bei einer Berichtigungszahl $\varphi_0 = \frac{9}{8}$

$$\sigma'_b = \frac{9 \cdot 21,5^2 \cdot 39^2}{8 \cdot 12 \sqrt{21,5^2 + 39^2}} \cdot 5,2 \cdot \frac{0,89}{24,7} = 277 \text{ kg/cm}^2,$$

die namentlich unter dem Gesichtspunkt, daß sie etwas zu hoch sein dürfte, zulässig erscheint.

Die Deckelschrauben sind der besseren Abdichtung wegen so angeordnet, daß die Verbindungslinie der an den Ecken sitzenden über die Dichtung hinwegläuft. Dadurch ergeben sich je zwei an den kurzen, je drei an den langen Seiten des Deckels. Nach den Ausführungen zur Formel (516) im Abschnitt 23 sind diese Schrauben nicht gleichmäßig belastet; auf die der Deckelmitte nächstliegenden entfallen nach der dort näher besprochenen Formel, wenn man annimmt, daß der Betriebsdruck bis zur Mitte der Packung vordringt:

$$Q = \frac{P \cdot t}{2 \pi \cdot e} = \frac{17,0 \cdot 34,5 \cdot 5,2 \cdot 12,5}{2 \pi \cdot 10,75} = 564 \text{ kg.}$$

Nach Zusammenstellung 71, Seite 234, reichen dabei $\frac{3}{4}$ " Schrauben aus.

Berechnung der Klappe auf den äußeren Überdruck von p at, dem sie ausgesetzt ist, wenn sie geschlossen und die Pumpe außer Betrieb ist. Näherungsweise als Kugel von $d_a = 532$ mm Außendurchmesser, bei nur $k = 100$ kg/cm² zulässiger Druckbeanspruchung für Gußeisen berechnet, würde eine Wandstärke von:

$$s = \frac{d_a \cdot p_a}{4 \cdot k} = \frac{53,2 \cdot 5,2}{4 \cdot 100} = 0,69 \text{ cm}$$

ausreichen. Aus Herstellungsrücksichten gewählt: $s = 16$ mm. Selbst eine ebene, am Rande frei aufliegende Platte von 250 mm Durchmesser und $s = 16$ mm Stärke würde

nach Formel (62) mäßig beansprucht sein mit:

$$\sigma = \pm 1,24 \cdot p \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 1,24 \cdot 5,2 \cdot \frac{12,5^2}{1,6^2} = \pm 393 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß die Ausführung in der in Abb. 855 dargestellten Form unbedenklich erscheint. Flächendruck am Sitz:

$$p_0 = \frac{P}{f} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 28^2 \cdot 5,2}{\frac{\pi}{4} (28^2 - 25^2)} = 25,6 \text{ kg/cm}^2; \text{ zulässig.}$$

III. Schieber.

1. Allgemeines.

Kennzeichnend ist die gewöhnlich geradlinige, seltener drehende Bewegung des Abschlußmittels längs der abdichtenden Flächen, die dabei meist unmittelbar aufeinander gleiten. Schieber werden als Absperrvorrichtungen für Wasser, Dampf, Luft und Gase, gesteuerte an Kraft- und Arbeitsmaschinen in konstruktiv sehr mannigfaltigen Formen und in oft sehr großen Abmessungen verwendet. Absperrschieber bieten Ventilen gegenüber die Vorteile kleinerer Baulänge und freierer Durchgangquerschnitte, ohne Richtungs- und Querschnittänderungen beim Durchströmen. Die damit verbundene Verringerung des Spannungsabfalls läßt Schieber in den Rohrleitungen, namentlich bei höheren Betriebsdrucken und größeren Geschwindigkeiten neuerdings mehr und mehr an die Stelle von Ventilen treten. Je nach den Umständen und nach ihrer besonderen Durchbildung ermöglichen sie rasches oder langsames Öffnen und Schließen. Letzteres kann z. B. bei größeren Wasserleitungen erwünscht sein, um die Massenstöße zu mildern, die durch das plötzliche Abschneiden der in Bewegung befindlichen Wassersäule entstehen. Nachteile der Schieber sind der große Hub, die in engen Räumen oft unbequeme, beträchtliche Bauhöhe und die gleitende Reibung, die namentlich bei unreinen Betriebsmitteln Fressen und große Abnutzung an den Dichtflächen, sowie beträchtliche Bewegungswiderstände hervorrufen kann. Ferner ist die Herstellung guter und zuverlässiger Dichtflächen nicht leicht. Man ist gewöhnlich auf die Genauigkeit bei der Bearbeitung angewiesen, erst einige neuere Bauarten gestatten, die Sitze unmittelbar aufeinander aufzuschleifen. Teilweiser Abschluß der Durchgangöffnung, die Benutzung der Schieber zum Drosseln also, bietet Schwierigkeiten, weil die Schieberplatten durch die starken Wirbel, die sich hinter ihnen bilden, oft heftig hin- und hergeschlagen werden.

2. Die Teile der Schieber und ihre Durchbildung.

Hauptteile sind: die Schieberplatte, kurz Schieber genannt, der Schieberspiegel, auf welchem jene gleiten, das Gehäuse mit Deckel und die Spindel mit Stopfbüchse.

Bei den zuerst genannten Teilen ist die Wahl geeigneten Werkstoffs von großer Wichtigkeit, weil die Ausbesserung der gleitenden Flächen, wenn sie angegriffen oder undicht sind, meist umständlich und schwierig ist. Für Wasser und Sattedampf kommen Messing, Bronze und hartes Weißmetall, meist in Form eingewalzter, eingepreßter, eingeschraubter oder eingegossener, auswechselbarer Ringe und Büchsen in Betracht. Dichtes Gußeisen hat sich für Dampf, Luft und Gase bei mäßigen Wärmegraden bewährt. Es braucht in der Beziehung nur auf die Schieber und Schieberspiegel der Dampfmaschinen verwiesen zu werden. Auswechselbare Büchsen und Ringe für Heißdampf pflegt man aus Stahl, Nickel oder Nickellegierungen herzustellen.

Auf die Zugänglichkeit der abdichtenden Flächen ist großer Wert zu legen.

Der Dichtungsdruck wird häufig durch die Spannung des Betriebstoffs erzeugt, Abb. 859, meist aber noch durch weitere, besondere Mittel verstärkt, z. B. durch