

In Rücksicht auf die Beschränkung der Massenwirkung der Ventilteller und der Abmessungen der Belastungsfedern pflegt man mäßige Hübe von $h = d/6$, selten $d/5$ auszuführen, wenn d den lichten Durchmesser des Ventilsitzes bedeutet. Zur Ermittlung von d kann man bei breiten, unter $\delta_1 = 45^\circ$ geneigten Sitzen genügend genau nach Formel (170):

$$f' = 2,22 \left(d + \frac{h}{2} \right) \cdot h$$

rechnen, die bei $h = d/6$ zu:

$$f' = 0,4 d^2 \quad \text{oder} \quad d = 1,58 \sqrt{f'} \quad (233)$$

führt. Der Berechnung der Sitzbreite a_0 legt man zweckmäßigerweise den Flächendruck:

$$p_0 = p \cdot \frac{d_a^2}{d_a^2 - d^2} \quad \text{oder die Formel} \quad d_a = d \sqrt{\frac{p_0}{p_0 - p}} \quad (234)$$

zugrunde, wobei p den Betriebsdruck in at, d_a und d den Außen- und Innendurchmesser des Sitzes bedeuten. p_0 findet man zu etwa 100 kg/cm^2 an kleineren, zu 150 bis 200 kg/cm^2 an großen Ventilen.

Als Anhalt für die Stärke s_0 ebener Teller kann die Formel (62) für runde, am Rande frei aufliegende Platten dienen:

$$s_0 = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{1,24 \cdot p}{k_b}} = 0,56 d \sqrt{\frac{p}{k_b}} \quad (235)$$

unter Einsetzen mäßig hoher Werte von $k_b = 300$ bis 400 kg/cm^2 bei Stahl wegen des oft stoßweisen Betriebs und der bei Frühzündungen eintretenden Überbeanspruchungen. Für die Spindelstärke d_0 kleiner Ventile gilt nach Güldner die Erfahrungsformel:

$$d_0 = \frac{d}{8} + 0,2 \text{ bis } 0,4 \text{ cm.} \quad (236)$$

4. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. Die Ventile zu dem Zweizylinderblock eines Fahrzeugmotors von $D = 105 \text{ mm}$ Zylinderbohrung, $s_1 = 130 \text{ mm}$ Kolbenhub für $n = 1000$ Umdrehungen in der Minute, Abb. 1771, sind zu berechnen und durchzubilden.

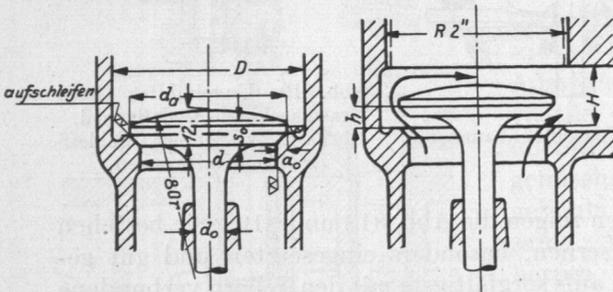


Abb. 819a. Ventil zum Fahrzeugmotor von 105 mm Bohrung, 130 mm Hub und 1000 Umläufen in der Minute. M. 1 : 2,5.

Größte Kolbengeschwindigkeit:

$$c_{\max} = \frac{\pi \cdot s_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1000}{60} = 6,80 \text{ m/sek.}$$

Freier Ventilquerschnitt bei $v_{\max} = 80$ m/sek:

$$f' = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 6,80}{80} = 7,37 \text{ cm}^2.$$

Lichter Ventildurchmesser nach (233):

$$d = 1,58 \sqrt{f'} = 1,58 \sqrt{7,37} = 4,29 \text{ cm.}$$

Ausgeführt $d = 45 \text{ mm}$, Abb. 819a.

Telleraußendurchmesser bei $p_0 = 100 \text{ kg/cm}^2$ Auflage- und $p = 25 \text{ at}$ Zünddruck:

$$d_a = d \sqrt{\frac{p_0}{p_0 - p}} = 4,5 \cdot \sqrt{\frac{100}{100 - 25}} = 5,2 \text{ cm.}$$

Danach Mindestsitzbreite $a_0 = 3,5 \text{ mm}$.

Tellerstärke: $s_0 = 0,56 \cdot d \sqrt{\frac{p}{k_b}} = 0,56 \cdot 4,5 \cdot \sqrt{\frac{25}{300}} = 0,72 \text{ cm.}$

In Abb. 819a ist sie strichpunktiert eingetragen und ihr unter Wölben der Endfläche nach einem Halbmesser von 80 mm bei 12 mm Scheitelstärke Genüge geleistet.

Spindelstärke:
$$d_0 = \frac{d}{8} + 0,4 = \frac{4,5}{8} + 0,4 = 0,96 \text{ cm.}$$

Abb. 819a, rechts, zeigt das Ventil in angehobenem Zustande. Bei dem höchsten Hube:

$$h = \frac{d}{6} = \frac{45}{6} = 7,5 \text{ mm}$$

muß der Raum rings um den Teller herum so weit sein, daß das Betriebsmittel mit der Geschwindigkeit v_{\max} durchfließen kann. Das führt zunächst zu der Ermittlung des Gehäusedurchmessers D aus:

$$\frac{\pi D^2}{4} \geq \frac{\pi d_a^2}{4} + f' \geq \frac{\pi}{4} \cdot 5,2^2 + 7,37 \geq 28,71 \text{ cm}^2;$$

$D \geq 60 \text{ mm}$. Schließlich muß über dem Scheitel des Ventiltellers ein Querschnitt von mindestens $\frac{f'}{2}$ oder eine lichte Höhe von:

$$\frac{f'}{2 \cdot d_a} = \frac{7,37}{2 \cdot 5,2} = 0,71 \text{ cm}$$

vorhanden sein, die zu $H \geq 20 \text{ mm}$ führt. Die Maße des eben erwähnten Raumes hängen im übrigen noch von dem Grade der Verdichtung ab, die der Betriebsstoff erfahren soll. Zum Verschluß der Öffnung über dem Ventil reicht ein Stopfen mit $R 2''$ Gewinde aus.

Die Feder ist auf den Beschleunigungsdruck $\frac{G}{g} \cdot b$ zu berechnen, wobei G das Gewicht der durch den Nocken angehobenen Teile, g die Erdbeschleunigung und b die größte, aus der Form der Nocken zu ermittelnde Beschleunigung ist. Die Reibung der Spindel in der Führung sowie die Wirkung des Eigengewichtes G im Falle hängender Anordnung der Ventile ist durch einen Zuschlag zu berücksichtigen.

2. Die gesteuerten Ein- und Auslaßventile zum Niederdruckzylinder der Wasserwerkmaschine, Tafel I, sind zu berechnen und samt den Körben durchzubilden. Zylinderdurchmesser $D_n = 800 \text{ mm}$, Kolbenfläche unter Abzug des Querschnittes der $d = 75 \text{ mm}$ starken Kolbenstange:

$$F = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (80^2 - 7,5^2) = 4982 \text{ cm}^2.$$

Hub $s_1 = 800 \text{ mm}$, Umdrehzahl der Welle $n = 50$ in der Minute. Größte Kolbengeschwindigkeit:

$$c_{\max} = \frac{\pi \cdot s_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 50}{60} = 2,095 \text{ m/sek.}$$

a) Einlaßventil, Abb. 820. Dampfgeschwindigkeit gewählt zu $v_{\max} = 55 \text{ m/sek}$. (Will man die Dampfmaschine als Betriebsmaschine mit einer wesentlich höheren Drehzahl als 50 in der Minute laufen lassen, so wird man die Dampfgeschwindigkeit bei $n = 50$ unter Anpassung an die höchste Kolbengeschwindigkeit ermäßigen.) Ventilquerschnitt:

$$f_e = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{4982 \cdot 2,095}{55} = 190 \text{ cm}^2.$$

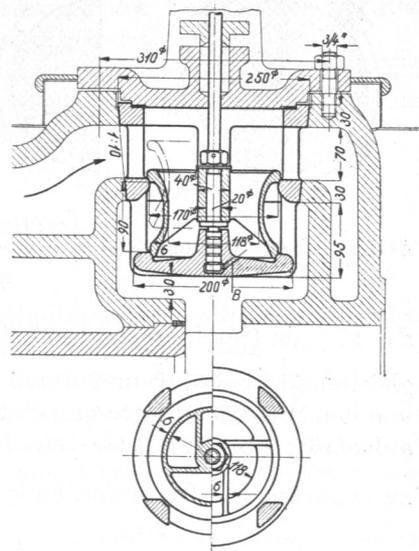


Abb. 820. Doppelsitzeinströmventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I. M. 1: 10.

Ventilsitzdurchmesser im Lichten d_e gemäß Formel (230):

$$\frac{\pi d_e^2}{4} = 1,20 \cdot f_e = 1,20 \cdot 190 = 228 \text{ cm}^2;$$

$d_e = 17 \text{ cm}$. Wandungsdurchmesser aus (231):

$$\frac{\pi (d')^2}{4} = \frac{\pi d_e^2}{4} - \frac{f_e}{2} = 228 - 95 = 132 \text{ cm}^2; \quad d' = 13 \text{ cm}.$$

Mindesthub bei ebenem Sitz:

$$h = \frac{f_e}{2\pi d_e} = \frac{190}{2\pi \cdot 17} = 1,78 \text{ cm}.$$

Gewählt in Rücksicht auf die Steuerung und auf den kegeligen Sitz von 30° halbem Spitzenwinkel mit 3 mm radial gemessener Breite: $h = 38 \text{ mm}$. Mit diesen Maßen läßt sich die Ventilwandung und der Korb, der dauernder Abdichtung halber kräftig gehalten werden muß, entwerfen, zweckmäßigerweise, indem man das Ventil sowohl geschlossen, als auch ganz geöffnet aufzeichnet. Wandstärke 6 mm, unter Verstärkung der beim Auftreffen auf dem Sitz hart aufschlagenden Ränder. Ventil und Korb wird man so durchbilden und berechnen, daß man sie auch für höhere Betriebsdrücke, z. B. bis zu 12 at, benutzen kann. Beanspruchung der Wandung durch den Dampfdruck von $p = 12 \text{ at}$:

$$\sigma_z = \frac{d_i p}{2s} = \frac{11,8 \cdot 12}{2 \cdot 0,6} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Ventil hat eine Höhe von 90 mm zwischen den Sitzkanten erhalten, bei der selbst in der höchsten Stellung noch sehr günstige Strömungsverhältnisse ohne Drosselung entstehen. Nabe und Wandung sind durch vier tangential an jener angesetzte Rippen verbunden. Die Spindel ist zur Führung des Ventils im Korbboden benutzt, der zu dem Zwecke in der Mitte hochgezogen ist, während eine Bohrung B dem Dampf den Zutritt zur Endfläche der Spindel gestattet. Der Korb ist im Zylinder kegelig eingeschliffen und wird durch die Steuerhaube, die die obere Öffnung abschließt, angepreßt. Zur Abdichtung dient ein innerhalb der Zentrierung liegender Dichtungsring.

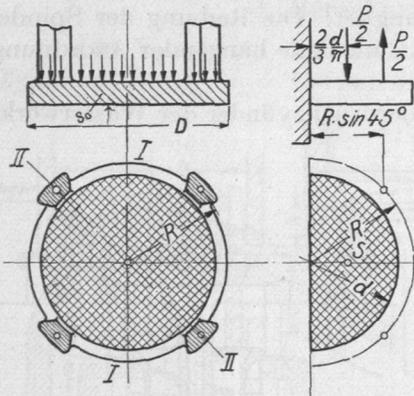


Abb. 821. Zur Berechnung des Ventilkorbodens.

Beanspruchung des Korbbodens. Berechnet als eine Platte von $D = 200 \text{ mm}$ Durchmesser und durchschnittlich $s_0 = 20 \text{ mm}$ Stärke, also unter Vernachlässigung der Spindelführung, die wenig zur Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegung beiträgt. Der Boden ist ungünstigstenfalls auf einer Fläche von

$d = 170 \text{ mm}$ Durchmesser durch den Dampfdruck im Betrage von $P = \frac{\pi}{4} \cdot 17^2 \cdot 12 = 2724 \text{ kg}$ gleichmäßig belastet und durch die Rippen in vier Punkten im Abstand $R = 100 \text{ mm}$ von der Mitte der Platte gestützt. Als ein längs eines Mittelschnitts eingespannter Träger aufgefaßt, Abb. 821, ist es zweifelhaft, ob der Bruch längs der Linie $I I$ oder längs $II II$ zu erwarten ist. Im ersten Falle wird, da das Widerstandsmoment $\frac{D \cdot s_0^3}{6}$ ist:

$$\sigma_b = 6 \frac{P}{2} \frac{R \cdot \sin 45^\circ - \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{\pi}}{D \cdot s_0^3} = 3 \cdot 2724 \cdot \frac{10 \cdot 0,707 - \frac{2}{3} \cdot \frac{17}{\pi}}{20 \cdot 2^3} = 354 \text{ kg/cm}^2,$$

im zweiten:

$$\sigma'_b = 6 \frac{\frac{P}{4} \cdot R - \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{\pi}}{D \cdot d_0^2} = 6 \frac{\frac{2724}{4} \cdot 10 - \frac{2724}{3} \cdot \frac{17}{\pi}}{20 \cdot 2^2} = 142 \text{ kg/cm}^2;$$

mithin ist Querschnitt *II* der gefährliche. Die vier Tragrippen sind bei je rund $f_1 = 6,6 \text{ cm}^2$ Querschnitt mit:

$$\sigma_z = \frac{P}{4 f_1} = \frac{2724}{4 \cdot 6,6} = 103 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug beansprucht.

b) Auslaßventil. Bei $v_{\max} = 45 \text{ m/sek}$ Dampfgeschwindigkeit wird:

$$f_a = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{4982 \cdot 2,095}{45} = 232 \text{ cm}^2;$$

$$\frac{\pi}{4} d_a^2 = 1,20 f_a = 1,20 \cdot 232 = 279 \text{ cm}^2; \quad d_a = 18,9 \text{ cm};$$

gewählt 185 mm.

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi}{4} d_a^2 - \frac{f_a}{2} = 279 - 116 = 163 \text{ cm}^2; \quad d' = 14,5 \text{ cm};$$

ausgeführt in Rücksicht auf die äußeren Führungsrippen 142 mm Durchmesser.

$$\text{Mindesthub } h = \frac{f_a}{2 \pi d_a} = \frac{232}{2 \pi \cdot 18,5} = 2,0 \text{ cm, erhöht auf } 40 \text{ mm.}$$

Eine Gestaltung des Korbes ähnlich dem des Einlaßventiles würde zu hängenden Ventilen führen, die wegen des schwierigeren Dichthaltens gern vermieden werden. Der Korb nach Abb. 822 wird zudem niedriger, kann mit dem Boden und der Stopfbüchse aus einem Stück hergestellt werden und gestattet eine einfachere Formgebung des anschließenden Auslaßkanals im Zylinder. Zur besseren Führung des Ventils sind vier radiale Außenrippen vorgesehen. Eine Berechnung erübrigt sich bei einer dem Einlaßventilkorb entsprechenden Bemessung, da die normale Belastung geringer und u. a. die Stützung des Bodens, der auf dem ganzen Umfang von der Steuerhaube gehalten wird, günstiger ist.

Wegen der Formgebung der die Ventile umschließenden Zylinderwände unter Einhaltung etwa derselben Dampfgeschwindigkeit wie oben vgl. die Durchbildung des Niederdruckzylinders Abb. 1745 in Abschnitt 23, Beispiel 9.

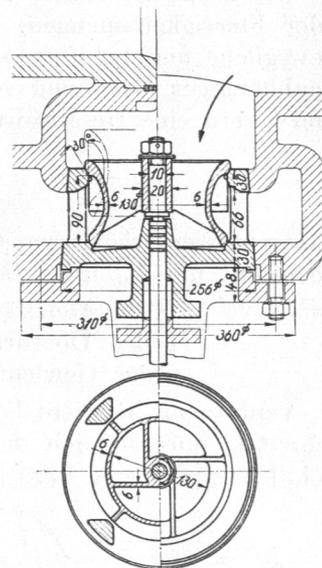


Abb. 822. Doppelsitzauslaßventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I. M. 1:10.

D. Ventile für Sonderzwecke.

1. Sicherheitsventile.

Zweck derselben ist, bei Überschreitung eines bestimmten Höchstdruckes die überschüssigen Gas-, Dampf- oder Flüssigkeitsmengen ausfließen zu lassen. Dazu dienen meist einfache Tellerventile, die durch Gewichte oder Federn unmittelbar oder unter Einschaltung einer Hebelübersetzung belastet sind. Gewichte bieten den Vorteil, daß die Belastung unabhängig vom Hub des Ventils ist, können jedoch nur an ruhenden, nicht aber an stark bewegten Teilen oder Maschinen, wie Schiffskesseln, Lokomotiven usw. verwendet werden.

Der Berechnung legt man gewöhnlich eine Kreisfläche vom mittleren Sitzdurchmesser $d + a_0$ und den vollen Überdruck zugrunde und nimmt die genaue Einstellung bei der Druckprobe vor.