

Dampf mit hohen Betriebstemperaturen über 250° C: Heißdampfzylinderöl Nr. 8 (reines Erdöl-Zylinderöl oder compoundiertes Zylinderöl),

alle heißen Stellen an Dieselmotoren: Dieselmotorenzylinderöl Nr. 9 (Raffinat oder Destillat),

kleinere Verbrennungsmaschinen, Ölmaschinen und Glühkopfmotoren: Automobil-motorenöl, Kleingasmaschinenöl Nr. 10a (Raffinat),

Flug- und Luftschiffmotoren: Flugmotorenöl Nr. 11 (Raffinat oder compoundiertes Öl),

Großgasmaschine: Großgasmaschinenöl Nr. 12 (Raffinat oder Destillat).

E. Beanspruchung und Berechnung der Scheibenkolbenkörper.

1. Die an den Kolben wirkenden Kräfte sind:

α) Der gleichmäßig auf der Stirnfläche von der Größe F verteilte Druck p des Betriebsmittels. Bei doppeltwirkenden Maschinen tritt er bald auf der einen, bald auf der andern Seite des Kolbens auf, belastet diesen also wechselnd.

Zur Ermittlung der eigentlichen Kolbenkraft P , die den Kolben antreibt und ihn, als Ganzes betrachtet, belastet, kommt bei Dampfmaschinen der Überdruck p_u , d. i. der Unterschied der Ein- und der Ausströmspannung p_e und p_a , in dem betreffenden Zylinder in Frage:

$$p_u = p_e - p_a; \quad P = p_u \cdot F. \quad (261)$$

An Verbrennungsmaschinen setzt man den vollen, während der Verbrennung auftretenden Druck ein, der im Durchschnitt beträgt:

bei gasförmigen Brennstoffen, Benzol und Spiritus	$p = 25-30 \text{ kg/cm}^2$,
bei Petroleum und Benzin	$p = 20 \text{ kg/cm}^2$,
an Diesel-(Gleichdruck)maschinen	$p = 35 \text{ kg/cm}^2$,
an Schnellläufern und Teerölmotoren	$p = 45 \text{ kg/cm}^2$.

Durch Frühzündungen können stoßartige Drucksteigerungen um 50 bis 80% auftreten, so daß es sich empfiehlt, mäßige Beanspruchungen zugrunde zu legen.

β) Die zur Beschleunigung nötigen Massenkräfte. Bei Kraftmaschinen werden sie, soweit es sich nicht um außergewöhnlich raschlaufende Maschinen handelt, aus dem Druck des Betriebsmittels bestritten; dagegen können sie bei Arbeitsmaschinen, z. B. Kolbenpumpen, die Beanspruchung durch den unter α) genannten Druck erhöhen.

γ) Die Schwere, die das Eigengewicht des Kolbens bedingt.

δ) Die Kolbenreibung, die bei liegenden Maschinen und bei Störungen oft einseitig und dadurch namentlich auf die Kolbenstange biegend wirken kann.

ε) An Hohlkolben der Druck der im Innern des Kolbens eingeschlossenen Luft, wenn diese durch das Betriebsmittel erwärmt wird; an gekühlten Kolben der Druck des Kühlmittels, der oft auf mehreren Atmosphären gehalten werden muß, wenn Störungen durch die hin- und hergehende Bewegung vermieden werden sollen.

Neben den durch diese Kräfte erzeugten Beanspruchungen ruft das Wärmegefälle in den Kolbenstirnwänden von Verbrennungsmaschinen, das durch die große Wärmeentwicklung auf der einen Seite, durch die Ausstrahlung oder Kühlung auf der anderen erzeugt wird, Wärmespannungen hervor, die, wenn sie beträchtlich sind, zu Ribbildungen führen und oft für die Lebensdauer der Kolben entscheidend sind.

Außergewöhnlichen, aber sehr hohen Beanspruchungen können die Kolben durch Wasserschläge oder in dem Falle ausgesetzt sein, daß fremde Teile, wie sich lösende Schrauben, Verschlußpfropfen, oder vom Betriebsmittel mitgerissene Stücke zwischen sie und die Zylinderdeckel geraten. Ein Wasserschlag entsteht, wenn eine größere Menge Wasser zwischen dem Kolben und dem Zylinderdeckel eingeschlossen wird und nicht entweichen kann, so daß die in Bewegung befindlichen Massen infolge der Unzusammen-drückbarkeit der Flüssigkeit ganz plötzlich gehemmt werden. Die dabei auftretenden heftigen Stöße und hohen Pressungen treffen zunächst den Kolben sowie den Zylinder-

deckel und beschädigen oder zerstören schließlich den schwächsten Teil der Maschine, des Triebwerkes oder des Rahmens, auf den sie zur Wirkung kommen.

Gegenüber den Kräften, von denen der unter α) genannte Druck als der wichtigste gewöhnlich allein der Berechnung zugrunde gelegt wird, müssen sowohl die Einzelteile, insbesondere die Stirnflächen, wie auch der betreffende Kolben als Ganzes genügend widerstandsfähig sein.

2. Berechnung gegenüber dem Druck des Betriebsmittels.

Dem Druck wird durch die als Einzelkraft an der Kolbennabe angreifende Stangenkraft das Gleichgewicht gehalten. Ein Kolben als einfache Platte aufgefaßt, biegt sich dabei, wie Abb. 992 andeutet, räumlich durch. Die größte Beanspruchung entsteht gewöhnlich an der Nabe, so daß der Bruch dort beginnend, oft um die halbe Nabe herum und längs eines Durchmessers, oder bei doppelwandigen Kolben längs der Rippen weiter zu laufen pflegt. Eine Ausnahme bilden doppelwandige Kolben mit Rippen, die, durch Aussparungen zu stark geschwächt, durch die Wirkung der Querkräfte einreißen und so den Bruch einleiten, wie weiter unten an Abb. 997 gezeigt ist.

Weicht die Form des Kolbens nicht allzusehr von einer ebenen Scheibe ab, so kann man denselben als eine gleichmäßig belastete Platte ansehen und in erster Annäherung nach dem Vorschlage von Bach als einen längs der Mittelebene eingespannten, durch die halbe Kolbenkraft $\frac{P}{2}$ belasteten Träger, Abb. 992, auffassen. Denkt man sich

$$\frac{P}{2} = \frac{\pi R^2}{2} \cdot p_{\bar{u}}$$

im Schwerpunkt S der Halbkreisfläche, also im Abstände:

$$a = \frac{4}{3} \frac{R}{\pi}$$

von der Mittelebene vereinigt, so ist der gefährliche Querschnitt dem Biegemoment:

$$M_b = \frac{P \cdot a}{2} = \frac{2}{3} R^3 \cdot p_{\bar{u}}$$

und der Spannung:

$$\sigma_b = \frac{2}{3} \frac{R^3 \cdot p_{\bar{u}}}{J} \cdot e \quad \text{oder} \quad \frac{D^3 \cdot p_{\bar{u}}}{12 \cdot J} \cdot e \quad (262)$$

ausgesetzt, wenn J das Trägheitsmoment des Querschnittes und e den Abstand der äußersten Faser von der Nulllinie NN bedeuten. Für eine einfache Scheibe von der Stärke s , Abb. 992, wird:

$$\frac{J}{e} = \frac{2 \cdot R \cdot s^3}{12 \cdot \frac{s}{2}} = \frac{R s^2}{3} \quad \text{und} \quad \sigma_b = \frac{2 R^2 \cdot p_{\bar{u}}}{s^2} \quad \text{oder} \quad \frac{D^2 \cdot p_{\bar{u}}}{2 \cdot s^2}. \quad (263)$$

Vielfach pflegt man Formel (262) auch auf Kolben von verwickelteren Formen und auf Hohlkolben anzuwenden, wobei man das Trägheitsmoment des Mittelschnittes unter Vernachlässigung der Nabe, um die der Bruch gewöhnlich herumläuft, ermittelt. Grundsätzlich ist aber zu beachten, daß diese Berechnung keinerlei sichere Aufschlüsse über die Höhe und Art der wirklich auftretenden Spannungen gibt und höchstens zu Vergleichen dienen kann unter Benutzung der an bewährten Kolben ähnlicher Form ermittelten Werte. Denn die Annahme, daß der Kolben längs der Mittelebene eingespannt

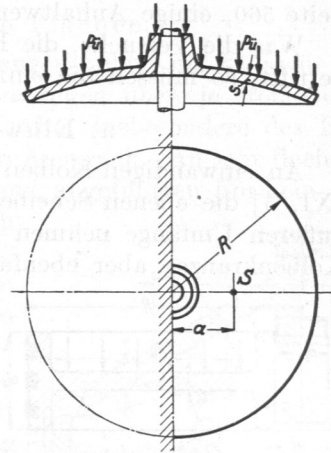


Abb. 992. Belastung und Formänderung eines Scheibenkolbens.

ist, setzt voraus, daß dieser Querschnitt erhalten bleibt und verlegt die größte Spannung in die von der Nulllinie am weitesten abgelegenen Fasern, was in vielen Fällen nicht zutreffend ist. So dürfte der aus der Formel gewonnene Wert schon im Falle ebener Stirnwände zu niedrig werden, weil sich die größte Spannung auf der ganzen Breite des Kolbens gleich groß ergibt, während sie in Wirklichkeit bei der räumlichen Wölbung der Stirnflächen an der Nabe größer als am Kranze ist.

Zu groben Fehlschlüssen kann die Anwendung der Formel auf kegelige oder einwandige Kolben, lfd. Nr. 15 und 13 der Zusammenstellung 110 führen, wie des Näheren im Berechnungsbeispiel 3 gezeigt ist. Auch an doppelwandigen Kolben ohne Rippen, Abb. 995, ergeben sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 562, lfd. Nr. 14 völlig unrichtige Werte, weil die Stirnwände als zwei getrennte Platten aufgefaßt werden müssen. Der Kolben darf nicht als ein einheitlicher Körper betrachtet werden, wie es bei der Ermittlung des Trägheitsmomentes für den Mittelschnitt geschieht, weil die versteifenden Rippen fehlen. Die Einführung von Berichtigungszahlen verspricht keinen Erfolg, da sie doch keine allgemeine Gültigkeit haben können. Zu Vergleichsrechnungen gibt die Zusammenstellung 110, Seite 560, einige Anhaltswerte.

Was die Versuche, die Berechnung der Scheibenkolben genauer durchzuführen, anbetrifft, so müssen die einzelnen Formen getrennt behandelt werden.

a) Einwandige Kolben mit ebenen Flächen.

An einwandigen Kolben nach Abb. 993 betrachten Ensslin [XI, 4] und Pfeleiderer [XI, 5] die ebenen Scheiben als an der Nabe gestützte und eingespannte Platten. Die äußeren Umfänge nehmen sie in axialer Richtung beweglich, wegen der Steifheit des Kolbenkranzes aber ebenfalls eingespannt an, entsprechend Formänderungen, wie sie in Abb. 993 strichpunktiert angedeutet sind. Zur Berechnung der größten an der Nabe auftretenden radialen Spannung wird die Belastung in zwei Teile zerlegt:

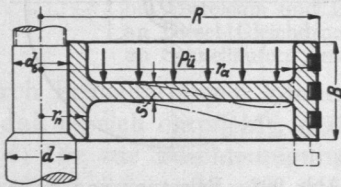


Abb. 993. Belastung und Formänderung eines einwandigen Kolbens.

1. den gleichmäßig über die eigentliche Scheibe vom äußeren Halbmesser r_a und vom inneren r_n verteilten Überdruck p_u des Betriebsmittels,

2. den am Rand angreifenden Druck auf den Kolbenkranz:

$$P = \pi(R^2 - r_a^2) \cdot p_u.$$

Sie erzeugen, unter Benutzung der in Abb. 993 eingetragenen Bezeichnungen, an der Nabe die radial gerichteten Spannungen:

$$\sigma_1 = \pm \frac{3}{4} \left[3 - \left(\frac{r_n}{r_a} \right)^2 - \frac{4 \ln \frac{r_a}{r_n}}{1 - \left(\frac{r_n}{r_a} \right)^2} \right] \cdot \frac{p_u \cdot r_a^2}{s^2} = \pm \varphi_6 \cdot p_u \cdot \frac{r_a^2}{s^2} \quad (264)$$

und:

$$\sigma_2 = \pm \frac{3}{2\pi} \left[\frac{2 \ln \frac{r_a}{r_n}}{1 - \left(\frac{r_n}{r_a} \right)^2} - 1 \right] \frac{P}{s^2} = \pm \varphi_2 \cdot \frac{P}{s^2}. \quad (265)$$

φ_6 und φ_2 sind nur vom Verhältnis der Halbmesser $\frac{r_n}{r_a}$ abhängig und können der Abb. 65, S. 60, entnommen werden. Die Gesamtspannung ist $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$, während die aus der größten Dehnung unter Berücksichtigung der Tangentialspannungen in den Scheiben ermittelte Anstrengung des Werkstoffes an der Nabe 0,91mal so groß ist. Die Formeln gelten für durchweg gleich starke Platten und liefern etwas zu geringe Werte in dem Falle, daß die Scheibenstärke, wie häufig ausgeführt, nach außen hin auf das etwa 0,8- bis 0,7fache der an der Nabe vorhandenen Dicke abnimmt.

Durch Addition der Formeln folgt

$$s = \sqrt{\frac{\varphi_6 \cdot p_{\ddot{u}} \cdot r_a^2 + \varphi_2 P}{k}}, \tag{266}$$

zur Ermittlung der Scheibenstärke s , wenn die zulässige Beanspruchung k angenommen wird.

Damit die bei der Ableitung vorausgesetzte Einspannung der Stirnwände vorhanden ist, müssen Nabe und Kranz genügend kräftig gehalten werden. Pfeleiderer gibt in der Beziehung an, daß der mittlere Außendurchmesser der Nabe d_n mindestens das 1,6fache der Bohrung und daß der durch die Kolbenringnuten nicht geschwächte Teil des Kranzes mindestens das 0,8fache der Scheibenstärke s sein soll. Als zulässige Werte für k gelten bei Gußeisen 250 bis 300 kg/cm², bei Stahlguß 400 bis 600 kg/cm². An Lokomotivkolben aus geschmiedetem Stahl finden sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 560 lfd. Nr. 12 und 13 Werte von 1600 und 2140 kg/cm².

b) Einwandige Kolben mit kegeligen Flächen.

An ihnen treten die Biegemomente zurück; die Spannungen gehen um so mehr in solche längs der Mantellinien und in tangential Ringspannungen über, je steiler die Kegelflächen sind. Je nach der Richtung der äußeren Kräfte, insbesondere des Betriebsdruckes, nehmen sie den Kegel auf Zug oder Druck in Anspruch. An sehr flachen Kolben pflegt man die Beanspruchung nach den vorstehend angeführten Formeln zu ermitteln, indem man sich die einzelnen Ringe, in die sich der Kolbenkörper zerlegen läßt, parallel zur Achse verschoben denkt, bis ihre Mitten eine Ebene bilden. Bei steilen Kolben würde diese Art der Berechnung mit erheblichen Überschätzungen der Beanspruchung verbunden sein; sie kann höchstens zur Ermittlung eines oberen Grenzwertes dienen. Einen unteren, bei steilen Flächen der Wirklichkeit näherliegenden Grenzwert findet man unter Vernachlässigung der Biegemomente und der Versteifung des Kolbens durch den Kranz, wenn man die Spannungen in Richtung der Mantellinien und die tangentialen Ringspannungen nach Reymann [XI, 6] wie folgt ermittelt. Aus dem Kolbenkörper, Abb. 994, der den Neigungswinkel φ und eine Wandstärke s habe, sei ein Element in der Entfernung x von der Kolbenmittellinie durch zwei Meridianschnitte unter dem Winkel $d\omega$ und durch zwei konzentrische Ringflächen im Abstände de , längs der Kegelseite gemessen, herausgeschnitten. Auf dasselbe übt das Betriebsmittel einen Druck $p_{\ddot{u}} \cdot de \cdot x \cdot d\omega$ senkrecht zur Kegeloberfläche aus, der in der Abb. 994 von innen her wirkend angenommen und dabei positiv gesetzt ist. Im Falle einer doppeltwirkenden Maschine wechselt die Richtung des Betriebsdruckes; dementsprechend wurde in den folgenden Formeln $\pm p_{\ddot{u}}$ eingeführt.

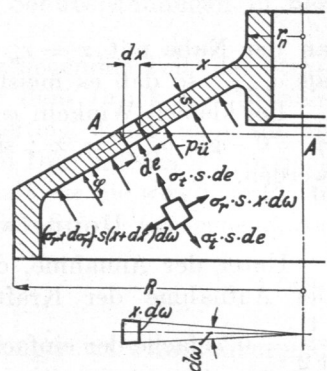


Abb. 994. Zur Berechnung kegeliger Kolben.

Der genannten Kraft wird das Gleichgewicht gehalten durch Spannungen an den vier Schnittflächen, die an den Meridianflächen mit σ_t , an der nach der Nabe zu gelegenen mit σ_r , bezeichnet seien. An der Gegenfläche ist sie um $d\sigma_r$ größer, beträgt also $\sigma_r + d\sigma_r$. Die dadurch an dem Körperelement bedingten Kräfte sind in der Abbildung eingetragen. Bei der Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen ist zu beachten, daß die Tangentialkräfte $\sigma_t \cdot s \cdot de$ in der Ringebene AA liegen, gegen die Mantellinie also um den Winkel φ geneigt sind. Längs der Meridianlinie und senkrecht dazu lauten nun die Bedingungen:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot s \cdot (x + dx) d\omega - \sigma_r \cdot s \cdot x \cdot d\omega - 2 \sigma_t \cdot s \cdot de \cdot \sin \frac{d\omega}{2} \cos \varphi = 0$$

oder

$$I. d(\sigma_r \cdot x) = \sigma_t \cdot de \cdot \cos \varphi = \sigma_t \cdot dx$$

und:

$$\pm p_{\bar{u}} \cdot de \cdot x \cdot d\omega - 2 \sigma_t \cdot s \cdot de \cdot \sin \frac{d\omega}{2} \cdot \sin \varphi = 0$$

oder

$$\text{II. } \pm p_{\bar{u}} \cdot x = \sigma_t \cdot s \cdot \sin \varphi.$$

Aus II. folgt die Tangentialspannung: $\sigma_t = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot x$. Sie nimmt verhältnisgleich dem Abstand x von der Kolbenmittellinie zu und erreicht demgemäß ihren größten Wert am Kolbenrande:

$$\sigma_{t\max} = \frac{\pm p_{\bar{u}} \cdot R}{s \cdot \sin \varphi}. \tag{267}$$

In Gleichung I eingesetzt, wird:

$$d(\sigma_r \cdot x) = \pm \frac{p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot x \cdot dx.$$

$$\sigma_r \cdot x = \pm \frac{p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{x^2}{2} \Big|_x^R + C = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2s \cdot \sin \varphi} \cdot (R^2 - x^2) + C.$$

Aus der Grenzbedingung, daß für $x = R$, $\sigma_r = 0$ sein muß, ergibt sich der Festwert $C = 0$ und schließlich:

$$\sigma_r = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{R^2 - x^2}{x},$$

das seinem Größtwert:

$$\sigma_{r\max} = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{R^2 - r_n^2}{r_n}. \tag{268}$$

an der Nabe mit $x = r_n$ annimmt. Dem absoluten Wert nach ist $\sigma_{t\max}$ stets kleiner als $\sigma_{r\max}$, so daß es meist genügt, das letztere zu ermitteln.

Bei kleinen Winkeln φ liefert die Formel sicher zu große Spannungen, im Grenzfall $\varphi = 0$ sogar $\sigma_{r\max} = \infty$; sie darf mithin nur auf ausgeprägt kegelige Kolben angewendet werden.

c) Doppelwandige Kolben ohne Versteifungsrippen.

Unter der Annahme, daß die beiden Stirnflächen, Abb. 995, in gleichem Maße an der Aufnahme der Kräfte beteiligt sind, müssen sie als Stirnwandstärke s' das $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71$ fache der einfachen Scheibe, also:

$$s' = \frac{s}{\sqrt{2}} \tag{269}$$

erhalten, da die Wandstärke s in den Formeln (264) und (265) im Quadrat steht. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß der gleichmäßig verteilte Betriebsdruck p jeweils die ihm ausgesetzte Platte stärker in Anspruch nehmen wird. Derartige doppelwandige Kolben ohne Rippen werden, da $2s' = 1,41s$ ist, immer schwerer als einwandige ausfallen, bieten aber bei ebenen Stirnflächen die Möglichkeit einfacherer Bearbeitung und Gestaltung der Zylinderdeckel.

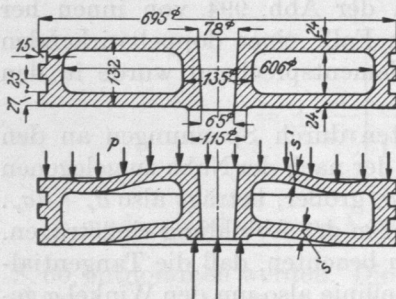


Abb. 995. Lokomotivkolben mit ebenen Wänden ohne Rippen. M. 1:15.

Eine genauere Untersuchung hat Ensslin an einem aus Stahl geschweißten Lokomotivniederdruckkolben, Abb. 995 oben, der beim Anfahren durch $p = 6,5$ at belastet ist, durchgeführt [XI, 10]. Davon ausgehend, daß die Durchbiegung der beiden Böden am äußeren Rande gleich groß sein muß, wenn der Kranz vollkommen starr angenommen wird, findet er, daß der dem Dampfdruck nicht ausgesetzte Boden einer Randbelastung von 9070 kg, der andere dagegen neben der gleichmäßig verteilten Pressung von $p = 6,5$ at einer entgegengesetzt gerichteten

teten Randlast von 3100 kg ausgesetzt ist. Daraus ermittelt er die größte an der Nabe auftretende Radialspannung in dem zuletzt genannten Boden zu 1960 kg/cm², während die Näherungsrechnung unter Benutzung der Kurven der Abb. 65 und unter der Annahme, daß sich die Kräfte je zur Hälfte auf die beiden Böden verteilen, zu folgenden Zahlen führt:

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{6,75}{30,3} = 0,223;$$

1. Wirkung des gleichmäßig verteilten Druckes:

$$\sigma_1 = \varphi_6 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{2 \cdot (s')^2} = 2,56 \cdot 6,5 \cdot \frac{30,3^2}{2 \cdot 2,4^2} = 1326 \text{ kg/cm}^2;$$

2. Wirkung der Randbelastung:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot (69,5^2 - 60,6^2) \cdot 6,5 = 5970 \text{ kg};$$

$$\sigma_2 = \varphi_2 \cdot \frac{P}{2 \cdot (s')^2} = 1,034 \cdot \frac{5970}{2 \cdot 2,4^2} = 536 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Summe der Beanspruchungen $\sigma_1 + \sigma_2 = 1326 + 536 = 1862 \text{ kg/cm}^2$ ist gegenüber der nach der genaueren Berechnung ermittelten um 5,5% zu niedrig.

d) Doppelwandige Kolben mit Versteifungsrippen.

Durch Einziehen von Rippen können die Stirnscheiben wirksam versteift und die Kolben wesentlich widerstandsfähiger gemacht werden, indem die bei der gemeinsamen Durchbiegung der Scheiben auftretenden Querkräfte durch Schubspannungen in den Rippen aufgenommen werden.

Zunächst müssen die zwischen den Rippen und dem Kranz liegenden Teile der Stirnwände, meist kreisringausschnittförmiger Gestalt, gegenüber dem Druck des Betriebsmittels genügend widerstandsfähig sein. In erster Annäherung kann man sie als kreisförmige, am Rande eingespannte Platten betrachten, deren Durchmesser d man nach Abb. 1000 so wählt, daß sie ungefähr den gleichen Flächeninhalt wie die wirkliche Platte haben und sich einigermaßen mit ihr decken. Dann folgt ihre Stärke, ausgehend von Formel (64), aus:

$$s = \sqrt{\frac{0,75 \cdot d^2 \cdot p}{4 k_b}} + a, \quad (270)$$

wenn für p der größte auftretende Druck des Betriebsmittels eingesetzt wird, indem man den Gegendruck vernachlässigt, der durch die Erwärmung der im Innern der Kolben eingeschlossenen Luft entsteht. k_b darf bei Gußeisen bis zu 300 kg/cm² betragen. a ist ein Zuschlag von 0,2 bis 0,5 cm, der Kernverlegungen berücksichtigt. Ist in der Wand ein Kernloch vorgesehen, so erhöht sich die Beanspruchung am Lochumfang, so daß es sich empfiehlt, den Rand durch einen Wulst zu verstärken, gleichzeitig mit dem Zweck, dem Kernstopfen eine größere Gewindelänge zu bieten.

Zur Berechnung des Kolbenkörpers im ganzen schneidet Reymann [XI, 6] ein Kreisringstück mit einem sehr kleinen Zentriwinkel α , Abb. 996, heraus, denkt es sich an der Nabe vom Halbmesser r_n eingespannt und durch p_u kg/cm² belastet. Auf ein Flächenelement im Abstände x vom Mittelpunkt wirkt dann die Kraft $p_u \cdot x \cdot \alpha \cdot dx$; die im Einspannquerschnitt das Biegemoment $dM_b = p_u \cdot x \cdot \alpha \cdot dx (x - r_n)$ erzeugt. Durch Integration zwischen r_n und R wird unter Vernachlässigung der unendlich kleinen Größen zweiter Ordnung:

$$M_b = p_u \cdot \alpha \int_{r_n}^R (x^2 - x \cdot r_n) dx = p_u \alpha \left[\frac{R^3 - r_n^3}{3} - r_n \frac{(R^2 - r_n^2)}{2} \right] = p_u \cdot \alpha \frac{(R - r_n)^2 (2R + r_n)}{6}.$$

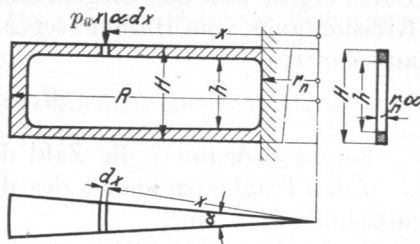


Abb. 996. Zur Berechnung von Scheibenkolben nach Reymann.

Zur Ermittlung des Widerstandsmomentes W betrachtet Reymann die Stirnflächen als Gurte radialer Träger, läßt aber die Rippen unberücksichtigt und setzt daher nach Abb. 996 rechts:

$$W = \frac{1}{6} \alpha \cdot r_n \cdot \frac{H^3 - h^3}{H},$$

so daß:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{p_{\bar{u}} \cdot H (R - r_n)^2 (2R + r_n)}{r_n (H^3 - h^3)} \quad (271)$$

wird.

Die Formel liefert keinen zuverlässigen Aufschluß über die Beanspruchung, da die Tangentialspannungen in den Stirnwänden und die Versteifung, die der Kolbenkranz bietet, völlig vernachlässigt sind und da die Formel den Einfluß des Nabenhalbmessers falsch bewerten läßt, indem die Spannungen mit abnehmendem Nabenhalbmesser hyperbolisch wachsen, im Grenzfalle, für $r_n = 0$, sogar unendlich groß werden.

Ebensowenig dürfte aus der Vernachlässigung der Rippen in der Formel geschlossen werden, daß die Rippen entbehrlich seien oder geschwächt werden dürfen. Im Gegenteil geht der Bruch an doppelwandigen Kolben, deren Rippen wegen der Stützung der Kerne häufig nach Abb. 997 ausgespart werden, nach den Versuchen von Godron [XI, 7] und Bach [XI, 8] gerade von diesen Aussparungen aus.

Versuche von Pfeleiderer wiesen nun nach, daß derartige Löcher oder Schlitze die Tragfähigkeit auf Biegung beanspruchter Balken ganz erheblich herabsetzen, vgl. Seite 37. In Anwendung auf Kolben betrachte man nach seinem Vorschlag den auf eine Rippe entfallenden Ausschnitt Abb. 997 und ermittle die am inneren Rand der Aussparung auftretende Spannung unter Benutzung der Formel (30a) aus:

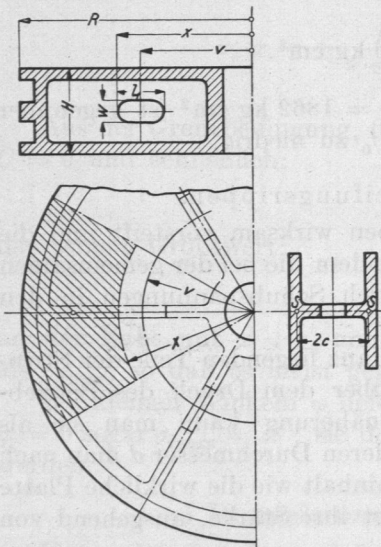


Abb. 997. Zur Berechnung von Scheibenkolben nach Pfeleiderer.

$$\sigma = \frac{M_b}{J} \frac{H}{2} + \frac{A l_1}{4} \left(\frac{1}{F \cdot c} + \frac{c - \frac{w}{2}}{J'} \right). \quad (272)$$

Dabei ergibt sich das Biegemoment M_b dort, wo die Aussparung beginnt, also längs des Kreisumfangs vom Halbmesser x aus der Belastung des in Abb. 997 gestrichelten Ringausschnittes:

$$M_b = \frac{\pi}{3i} (R - x)^2 \cdot (2R + x) \cdot p_{\bar{u}}.$$

Ferner bedeutet i die Zahl der Rippen,

J das Trägheitsmoment des durch die Lochmitte geführten Querschnitts des Kolbenausschnittes in cm^4 ,

$$A = \frac{\pi}{i} (R^2 - v^2) \cdot p_{\bar{u}}$$

die dort wirkende Querkraft in kg,

J' das Trägheitsmoment eines der T-förmigen Querschnitte ober- und unterhalb des Schlitzes längs des Zylinders vom Halbmesser v in cm^4 ,

F den Querschnitt desselben in cm^2 , $2c$ die Entfernung ihrer Schwerpunkte voneinander, während die übrigen Bezeichnungen aus Abb. 997 ersichtlich sind. Die Berichtigungszahl μ der Formel (30a) ist gleich 1 gesetzt.

Vernachlässigt sind bei der Ableitung der Formel die Tangentialspannungen an den Trennflächen der einzelnen Ausschnitte, wodurch die Anstrengung etwas zu groß, also zugunsten der Sicherheit des Kolbens ausfällt.

e) Berechnung der Tauchkolben.

Die Festigkeitsrechnung der Tauchkolbenkörper an einfach wirkenden Maschinen erstreckt sich gewöhnlich nur auf die Ermittlung der Bodenstärke und einer genügenden Tragfläche zur Aufnahme des Seitendruckes, den die Schubstange ausübt. Von den auf Seite 552 aufgeführten Kräften fällt die unter ε genannte weg; an gekühlten Kolben kann aber der Druck des Kühlmittels in ähnlicher Weise wie die Luft wirken. Daß bei der konstruktiven Gestaltung die besonderen Betriebsverhältnisse voll berücksichtigt werden müssen, war schon auf Seite 547 betont. Den Boden wird man im Falle der Abb. 991 als eine ebene, am Umfange eingespannte Platte betrachten, im Falle der Abb. 988 unter Vernachlässigung der Verspannung durch die Schraube als eine frei aufliegende Platte und nach den Formeln (64 und 62 oder 73) berechnen. An stark gewölbten Böden können die Formeln für kugelige Körper zur Ermittlung des unteren Grenzwertes der Spannung herangezogen werden. Als zulässige Werte gelten $k_b = 300$ bis 500 kg/cm^2 für Gußeisen, 500 bis 800 kg/cm^2 für Stahlguß. Rippen werden ihres zweifelhaften Wertes wegen bei der Berechnung am besten unberücksichtigt gelassen. Der Mantel muß in Anbetracht der Kolbenringnuten und der Wärmeableitung durch den Zylinder in der Nähe des Bodens kräftig sein. Als erster Anhalt kann dienen, dem Mantel einschließlich der Ringnuttiefe rund die gleiche Stärke wie dem Boden zu geben. Nach dem vorderen Ende zu darf er beträchtlich schwächer werden. Manche Konstrukteure verstärken ihn an der Sitzstelle des Bolzens, um die Wirkung der sonst sehr großen Wandstärkenunterschiede an den Bolzenaugen zu mildern.

f) Berechnung durchbrochener Kolben.

Die gefährlichen Querschnitte werden meist durch die Öffnungen in der Kolbenscheibe nahe der Nabe gegeben sein. So liegt die schwächste Stelle des Kolbens Abb. 998 auf der Verbindungslinie AB der Mitte zweier Ventile der inneren Reihe. Vernachlässigt man den geringen Beitrag, den die Naben oder die Rippen der eigentlichen Ventilsitze zur Widerstandsfähigkeit des Kolbens liefern, so muß jede der Hauptrippen die Belastung, die auf den zugehörigen, durch Strichelung hervorgehobenen Ausschnitt entfällt, durch ihre Biegefestigkeit aufnehmen können. Beträgt der Betriebsüberdruck $p_{\ddot{u}}$ at, hat die gestrichelte Fläche F' cm² Inhalt und liegt der Schwerpunkt S in der Entfernung a vom gefährlichen Querschnitt, so muß dieser bei einer zulässigen Beanspruchung k_b ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{F' \cdot p_{\ddot{u}} \cdot a}{k_b}$$

aufweisen. Betrachtet man ihn in erster Annäherung als ein Rechteck von der Breite s , so folgt die Rippenhöhe h aus:

$$h^2 = \frac{6 F' \cdot p_{\ddot{u}} \cdot a}{s \cdot k_b} \tag{273}$$

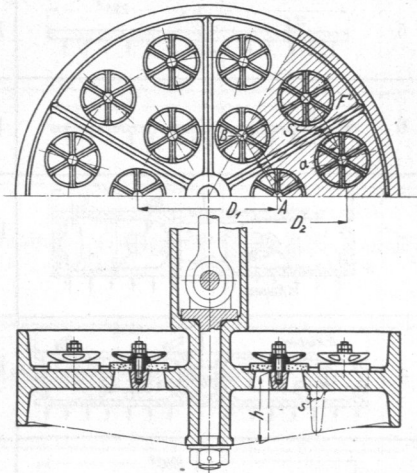


Abb. 998. Durchbrochener Kolben einer Kondensatorpumpe.

III. Versuchs- und Erfahrungswerte.

In der Zusammenstellung 110 ist an Hand der von Bach [XI, 8] und Godron [XI, 7] an Kolben und Platten angestellten Versuche Nr. 1 bis 11 und an ausgeführten Kolben Nr. 12 bis 16, die Berechnung nach den im Vorstehenden behandelten verschiedenen Verfahren durchgeführt, um ein Urteil über deren Anwendbarkeit und Richtigkeit, sowie