

167 kg/cm<sup>2</sup> Spannung, die den Bruch nicht erklären kann. Die Näherungsformel (262) führt zu einem Werte ähnlicher Größenordnung wie die Reymannsche, ist aber wegen der unrichtigen Anschauung, von der sie ausgeht, sicher nicht zutreffend. Wahrscheinlich sind im vorliegenden Falle die Beschleunigungskräfte, die schon bei den gewöhnlichen Umlaufzahlen recht bedeutend sind und die beim Durchgehen im quadratischen Verhältnisse zu den Umlaufzahlen wachsen, dem Kolben gefährlich geworden. Sehr bedenklich erscheint ferner die Art der Verbindung mit der Kolbenstange, die den Kolben durch die Bohrung für die Stange, durch acht Schraubenlöcher und durch die Eindrehung, in welcher der Stangenflansch ruht, in sehr starkem Maße schwächt und beträchtliche Spannungserhöhungen hervorrufen muß. Richtiger ist die Ausbildung einer kräftigen Nabe,

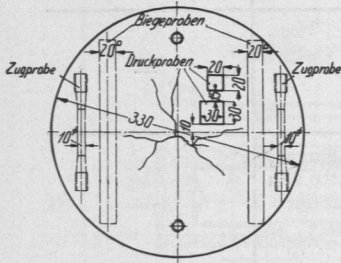


Abb. 999. Dieselmotorkolbenboden. Risse und Anordnung der Festigkeitsproben. M. 1:10.

Abb. 979, die mindestens so viel Werkstoff bietet, wie durch die Bohrung wegfällt, wobei der Stützkegel des Kolbens an der Stange zweckmäßigerweise nicht zu schlank gehalten wird, um die Sprengwirkungen in der Nabe zu vermindern.

Die Risse am Kolben 16 einer stehenden Dieselmotormaschine, Abb. 999, sind lediglich auf die Wirkung der den Kolbenboden treffenden Stichflamme des verbrennenden Öls zurückzuführen. Festigkeitsuntersuchungen an Proben, die dem Boden, andererseits dem Mantel entnommen wurden, zeigten keine wesentlichen Unterschiede. Die Beanspruchung des Bodens durch den Betriebsdruck ist nach Spalte *n* im Vergleich mit der Biegefestigkeit des verwandten Gußeisens niedrig. Wohl aber zeigten metallographische Untersuchungen, daß das Gußeisen auf einer Fläche von 50 bis 60 mm Halbmesser von der Kolbenmitte gerechnet, 10 bis 15 mm tief verändert worden war, indem sich der Graphit in Form von Lamellen, umhüllt von kohlenstoffarmen Eisen ausgeschieden hatte, ein Vorgang, der erst bei längerer Einwirkung einer Temperatur von 600 bis 700° auf das Gußeisen eintreten soll. Durch die Ölkühlung des Kolbenbodens von unten her ist demnach ein Wärmegefälle von mehreren Hundert Grad vorhanden und müssen sehr beträchtliche Wärmespannungen auftreten, die unvermeidlich zu Rißbildungen führen und die Auswechslung des Kolbens von Zeit zu Zeit nötig machen. Ein weiches Gußeisen, das im vorliegenden Fall eine Dehnungszahl bei mäßigen Spannungen  $\alpha = \frac{1}{650000}$  cm<sup>2</sup>/kg aufwies, ist zur Verminderung der Wärmespannungen zweckmäßig.

Unsicher und unbefriedigend ist namentlich die Berechnung der durch die Skizzen lfd. Nr. 2, 3 und 15 in Zusammenstellung 110 angedeuteten Kolbenformen.

#### IV. Zahlen- und Konstruktionsbeispiele.

1. Dampfkolben der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Hochdruckzylinderdurchmesser  $D_h = 450$  mm, Kolbenstangendurchmesser vorn 100 mm, hinten (Pumpenstangendurchmesser)  $d = 75$  mm.

Die Kolben sollen selbsttragend und doppelwandig mit ebenen Stirnflächen ausgebildet werden. Werkstoff: Gußeisen.

Die größte Kolbenkraft  $P_h$  tritt im Falle der Wasserwerkmaschine, nach der in Abb. 143 stark ausgezogenen Druckverteilung auf der Hinterseite des Kolbens auf. Einströmdruck  $p = 13$ , Gegendruck  $p_1 = 2,1$  at abs.

$$P_h = \frac{\pi}{4} (D_h^2 - d^2) (p - p_1) = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) (13 - 2,1) \approx 16900 \text{ kg.}$$

In der Kolbenstange summiert sich diese in den Kurbelstangenlagern noch mit dem Pumpendruck von 3700 kg zum Gesamtdruck  $P_0 = 20600$  kg. Niederdruckzylinderdurchmesser  $D_n = 800$  mm; Kolbenstange wie oben. Die größte Kolbenkraft im Falle der strich

punktiert dargestellten Druckverteilung für eine Betriebsmaschine ist bei einem Einströmdruck  $p'_1 = 3,7$  at abs und einer Ausströmspannung  $p_0 = 0,2$  at abs:

$$P'_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) (p'_1 - p_0) = \frac{\pi}{4} (80^2 - 7,5^2) (3,7 - 0,2) = 17400 \text{ kg.}$$

Kranzbreite beider Kolben, die in Abb. 1000 übereinander dargestellt sind:

$$B \approx \frac{1}{5} D_n = \frac{800}{5} = 160 \text{ mm.}$$

Dabei lassen sich an beiden Kolben je drei Dichtungsringe nach der Zusammenstellung 108, Seite 537 von 20·17 mm Querschnitt am Hochdruck-, von 27·22 mm am Niederdruckkolben bequem unterbringen.

Durchbildung der Kolbenstangenbefestigung beider Kolben. Ausgehend von dem Pumpenstangendurchmesser von 75 mm, kann man als Gewinde, da das nächstgrößere, nämlich das  $2\frac{3}{4}$ " Rohrgewinde, nach der Zusammenstellung 60, Seite 209, eine zu bedeutende Verstärkung der Stange auf 82,5 mm verlangen würde, Metrisches Feingewinde 3 nach DIN 243, Bl. 2, Zusammenstellung S. 213, mit 76,22 mm Kern-, 79 mm Außendurchmesser und 2 mm Ganghöhe, kurz durch *M 79·2* bezeichnet, nehmen. Nebenbohrung 80 mm im Lichten gewählt.

Zugbeanspruchung im Kern:

$$\sigma_z = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} \cdot 7,6^2} = 455 \text{ kg/cm}^2. \text{ Mäßig.}$$

Mutterhöhe:

$$h \approx 0,7 d = 60 \text{ mm.}$$

Flächenpressung im Gewinde bei:

$$z = \frac{60}{2} = 30 \text{ Gängen:}$$

$$p = \frac{P'_n}{z \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_i} = \frac{17400}{30 \cdot \pi \cdot 7,77 \cdot 0,13} = 183 \text{ kg/cm}^2. \text{ Niedrig.}$$

Durch die Nebenbohrung von 80 mm Durchmesser entsteht an der Kolbenstange ein Absatz von 10 mm Breite, senkrecht zur Stangenachse gemessen, der jedoch zur unmittelbaren Übertragung der Kolbenkräfte auf die Stange nicht genügt, da der Flächen-

$$p = \frac{P'_n}{f} = \frac{17400}{\frac{\pi}{4} (10^2 - 8^2)} = 616 \text{ kg/cm}^2$$

für das Gußeisen des Kolbens zu hoch wird. Es wurden deshalb Stahlringe eingeschaltet, die bei  $400 \text{ kg/cm}^2$  Flächendruck am Kolben:

$$f = \frac{P'_n}{p} = \frac{17400}{400} = 43,5 \text{ cm}^2$$

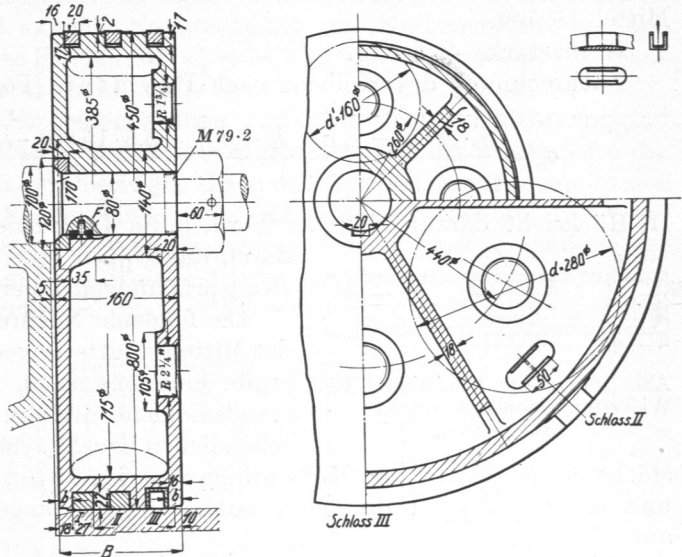


Abb. 1000. Hoch- und Niederdruckkolben der Pumpmaschine  
Tafel I. M. 1:10.

Auflagefläche, entsprechend 109,3 mm Außendurchmesser haben müßten. Gewählt 120 mm. Nabendurchmesser mindestens  $1,6 \cdot 80 = 128$ , abgerundet auf 140 mm.

Wegen der größeren Abmessungen werde zunächst der Niederdruckkolben durchgebildet. Stirnwände, durch sechs Rippen versteift, näherungsweise nach Formel (270) als kreisförmige, am Rande, eingespannte Platten von je  $d = 280$  mm Durchmesser berechnet, vgl. Abb. 1000. Die Wandstärke wird mit  $p = 2,7$  at Überdruck, sowie  $k_b = 250$  kg/cm<sup>2</sup>:

$$s = \sqrt{\frac{0,75 d^2 \cdot p}{4 k_b}} + a = \sqrt{\frac{0,75 \cdot 28^2 \cdot 2,7}{4 \cdot 250}} + a = 1,3 + a \text{ cm.}$$

Gewählt in Rücksicht auf die Herstellung: am Kolbenkranz 16, an der Nabe 20, im Mittel 18 mm.

Kranzstärke 42,5 mm.

Nachrechnung des Kolbens nach Reymann (Formel (271), Abb. 996):

$$\sigma_b = \frac{p_a \cdot H (R - r_n)^2 (2R + r_n)}{r (H^3 - h^3)} = \frac{3,5 \cdot 16 (40 - 7)^2 (80 + 7)}{7 (16^3 - 12^3)} = 320 \text{ kg/cm}^2.$$

In Rücksicht darauf, daß die Formel die Tangentialspannungen und die Versteifung durch die Rippen ganz vernachlässigt und daher zu hohe Beanspruchungen liefert, ist der Wert zulässig.

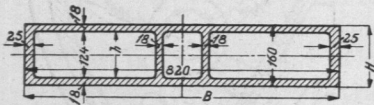


Abb. 1001. Zur Ermittlung des Widerstandsmoments am Niederdruckkolben.

Die folgende Nachrechnung des Kolbens als eine längs des Mittelschnitts eingespannte Platte gemäß Formel (262) ergibt eine wesentlich geringere Beanspruchung. Widerstandsmoment der um die Nabe herumgeführten, wahrscheinlichen Bruchfläche nach Abb. 1001, in der die Kranzstärke unter Abzug der Kolbenringnuten im Mittel mit 25 mm, die Stirnwandstärke und die der Rippen durchweg mit  $s = 18$  mm angenommen wurde. Beanspruchung auf Biegung:

Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 \cdot p_a \cdot e}{J} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 \cdot p_a \cdot 6 \cdot H}{(B H^3 - b \cdot h^3)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{40^3 \cdot 3,5 \cdot 6}{(82 \cdot 16^3 - 73,4 \cdot 12,4^3)} \cdot 16 = 73,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck im Zylinder. Das Gewicht des Kolbens errechnet sich zu rund  $G = 300$  kg. Unter Einschluß der Kolbenringe ist die eigentliche Tragfläche nach Abb. 1000  $b' = B - 2 \cdot 10 = 140$  mm breit; sie führt unter der Annahme, daß der Kolben entsprechend einem Winkel  $\gamma = 60^\circ$  beiderseits der Mittelebene zum Aufliegen kommt, zu:

$$p = \frac{G}{b' \cdot D \sin \gamma} = \frac{300}{14 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,866} = 0,31 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Hochdruckkolben. Der Versuch, den Kolben aus Gußeisen ohne Rippen auszuführen, ergibt unter Heranziehung der Formeln (269) und (266) zu große Stirnwandstärken. Bei einer Kranzstärke von 32,5 mm wird  $r_a = 192,5$  mm, mithin:

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{70}{192,5} = 0,364$$

und nach Abb. 65  $\varphi_6 = 1,35$ ,  $\varphi_2 = 0,635$ , ferner:

$$P = \pi (R^2 - r_a^2) p_a = \pi (22,5^2 - 19,25^2) \cdot 10,9 = 4630 \text{ kg.}$$

Schließlich würde unter der günstigen Annahme, daß die beiden Stirnplatten gleichmäßig an der Aufnahme der Kräfte teilnehmen, mit  $k = 300$  kg/cm<sup>2</sup>:

$$s' = \frac{s}{\sqrt{2}} = 0,71 \sqrt{\frac{\varphi_6 p \cdot r_a^2 + \varphi_2 \cdot P}{k}} = 0,71 \sqrt{\frac{1,35 \cdot 10,9 \cdot 19,25^2 + 0,635 \cdot 4630}{300}} = 3,75 \text{ cm.}$$

Es wurden deshalb vier Rippen angenommen und die Stirnwände zwischen den Rippen und dem Kranz näherungsweise als kreisförmige, eingespannte Platten von  $d' = 160$  mm Durchmesser nach (270) berechnet. Überdruck  $p = 12$  at,  $k_b = 250$  kg/cm<sup>2</sup>.

$$s = \sqrt{\frac{0,75(d')^2 \cdot p}{4 k_b}} + a = \sqrt{\frac{0,75 \cdot 16^2 \cdot 12}{4 \cdot 250}} + a = 1,57 + a \text{ cm.}$$

Gewählt  $s = 18$  mm, sowohl für die Stirnwände, wie für die Rippen.

Die weitere Berechnung erübrigt sich, da wegen der kleineren Abmessungen des Kolbens bei annähernd derselben Belastung und denselben Wandstärken, wie am Niederdruckkolben, durchweg geringere Beanspruchungen auftreten müssen. Des Vergleichs wegen seien sie im folgenden kurz zusammengestellt: Nachrechnung des Kolbenkörpers nach Reymann (271),  $\sigma_b = 142,4$  kg/cm<sup>2</sup>, Nachrechnung des Kolbenkörpers als eine längs des Mittelschnitts eingespannte Platte (262)  $\sigma'_b = 54,3$  kg/cm<sup>2</sup>. Gewicht des Kolbens 111 kg. Flächendruck im Zylinder 0,204 kg/cm<sup>2</sup>.

Die konstruktive Durchbildung der beiden Kolben zeigt Abb. 1000. Zur Stützung und Entlüftung der Kerne dienen am Rande verstärkte Kernlöcher auf der Mutterseite der Kolben, zur Sicherung der richtigen, gegenseitigen Lage der Kerne Aussparungen an den äußeren Enden der Rippen. Die Kolben sind an der Lauffläche in der auf Seite 540 beschriebenen Weise abgedreht und zur Wahrung der richtigen Lage gegenüber der Zylinderlauffläche durch Federn  $F'$  auf den Kolbenstangen gehalten. Bei einem radialen Spiel im Scheitel des Niederdruckkolbens von  $a = 2,5$  mm wird das Maß, um das derselbe beim Nachdrehen verschoben werden muß, rund  $\frac{2}{3} \cdot 2,5 = 1,7$  mm. Die Ringe sind durch besondere, in Ausfräsungen in den Nuten liegende Halter aus weicher Bronze, die auf den unteren Dritteln der Kolbenumfänge verteilt sind, gegen Wandern geschützt.

2. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine, Tafel I, Abb. 1002 und 1003. Kolbendurchmesser  $D_p = 285$  mm, Hub  $s_0 = 800$  mm, Saughöhe 4, Druckhöhe 52 m Wassersäule.

Kolbenstangendurchmesser 75 mm. Werkstoff: Gußeisen.

Bei der Ermittlung des Kolbendrucks ist zu beachten, daß der Kolben auf der einen Seite der Saugspannung von 0,4 at und gleichzeitig auf der anderen der Druckspannung von 5,2 at ausgesetzt ist, so daß die Summe beider Drucke zur Wirkung kommt. In Rücksicht auf den Widerstand und die Verluste sei  $p_p$  auf 5,85 at erhöht, womit:

$$P_p = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot p_p = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 \cdot 5,85 \approx 3700 \text{ kg} \quad \text{wird.}$$

Dazu tritt noch die Massenkraft zur Beschleunigung des eigentlichen Kolbens. Sein Gewicht beträgt etwa  $G = 145$  kg, so daß die größte Beschleunigungskraft (vgl. Abschnitt 14) in der hinteren Totlage bei der Kolbengeschwindigkeit  $v_{\max} = 2,09$  m/sek

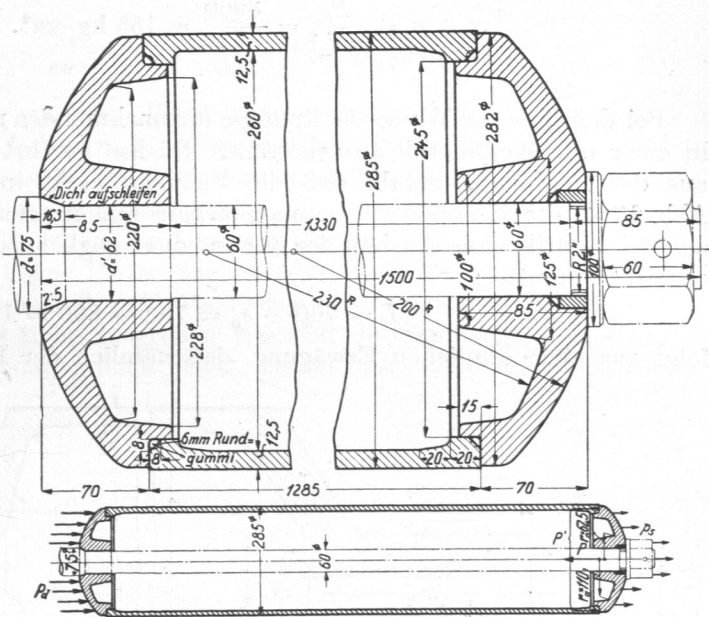


Abb. 1002. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine Tafel I.  
M. 1:5 und 1:20.

und dem Kurbelkreishalbmesser  $R_0 = 0,4$  m:

$$\frac{G}{g} \cdot 1,2 \cdot \frac{v^2}{R_0} = \frac{145}{9,81} \cdot 1,2 \cdot \frac{2,09^2}{0,4} = 194 \text{ kg}$$

wird. Insgesamt wirken also ungünstigstenfalls  $3700 + 194$  rund  $P'_p = 3900$  kg auf den Kolben.

Die Stange ist in Abb. 1002 durch den Kolben hindurchgeführt und zur Anpressung der beiden Deckel, die den Kolben abschließen, benutzt. Ausgehend von dem in Beispiel 1 des Abschnitts 12 über Kolbenstangen berechneten Durchmesser  $d = 75$  mm müßte der Kegel am vorderen Ende bei  $p = 400$  kg/cm<sup>2</sup> Auflagepressung auf Gußeisen eine Druckfläche von:

$$f = \frac{P'_p}{p} = \frac{3900}{400} = 9,75 \text{ cm}^2,$$

senkrecht zur Stangenachse gemessen, bekommen. Daraus folgt der Stangenquerschnitt  $f'$  im Innern des Kolbens:

$$f' = \frac{\pi}{4} d^2 - f = \frac{\pi}{4} 7,5^2 - 9,75 = 34,5 \text{ cm}^2,$$

entsprechend  $d' = 6,6$  cm Durchmesser. Gewählt  $d' = 62$  mm in der Nabe unter Verminderung auf 60 mm im Kolben. Gewinde am hinteren Ende 2'' Rohrgewinde, mit 59,6 äußeren und  $d_1 = 56,6$  mm Kerndurchmesser. Zugbeanspruchung des Kernes:

$$\sigma_z = \frac{P'_p}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{3900}{25,16} = 155 \text{ kg/cm}^2. \text{ Niedrig.}$$

Bei dem in einer Wasserwerkpumpe anzunehmenden reinen Wasser wurde der Kolben in einer mit Weißmetall ausgegossenen Büchse geführt, deren Länge sich zu 700 mm aus der Bedingung ergab, daß die Führung nicht in die senkrechten Teile des in Abb. 1724, durchgebildeten Pumpenkörpers hineinragen sollte, um das Herausnehmen der Saugventile ohne Ausbau der Büchse zu ermöglichen. Die Kolbenlänge einschließlich der Kolbenmutter:

$$L = 700 + s_0 = 700 + 800 = 1500 \text{ mm}$$

folgt aus einer ähnlichen Erwägung, daß nämlich der Kolben in den beiden Totlagen gerade mit den Endflächen der Laufbüchse abschneiden soll. Dadurch läßt sich das hintere Saugventil in der vorderen Lage des Kolbens ohne weiteres herausnehmen, das vordere freilich nur nach dem Lösen der Kolbenstange in der Kupplung und nach dem Herausziehen des Kolbens. Das setzt einen genügend großen freien Raum hinter der Pumpe voraus!

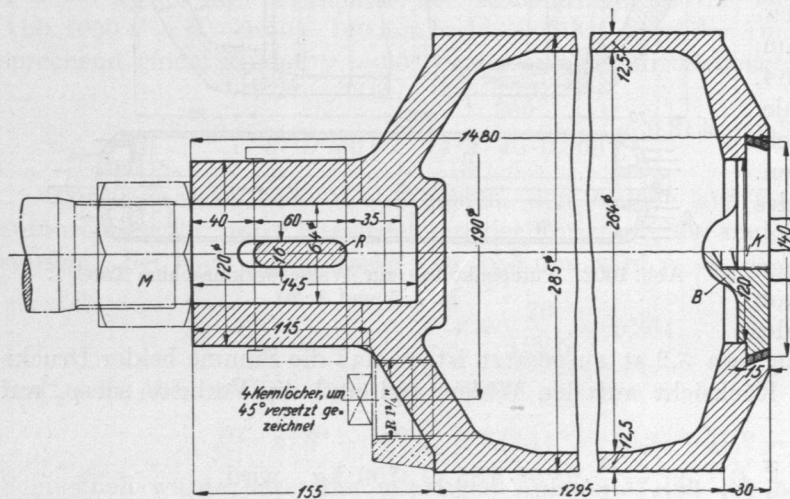


Abb. 1003. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1 : 5.

Vorteilhafter ist in der Beziehung die Ausführung nach Abb. 1003, bei der die Stange durch einen Riegel  $R$  mit dem vorderen Ende des Kolbens verbunden ist.  $R$  kann nach Abnehmen des Deckels am Pumpenkörper

leicht gelöst werden. Schiebt man dann den Kolben in die hintere Totlage, so ist das vordere Saugventil frei.

Der Kolben Abb. 1002 ist des leichteren Gießens wegen in einen rohrförmigen mittleren Teil und zwei Deckel gleichen Modells zerlegt. Wandstärke des Mittelteils nach der für Rohrwandungen bei stehendem Guß gültigen Formel (154a):

$$s_1 = \frac{1}{60} D_p + 0,7 \text{ cm} = \frac{28,5}{60} + 0,7 = 1,2 \text{ cm}.$$

Tangentiale Beanspruchung durch den Flüssigkeitsdruck beim Druckhube  $p'_p \approx 5,4$  at nach Formel (61):

$$\sigma_{d1} = \frac{D_p}{2} \cdot \frac{p_p}{s} = \frac{28,5}{2} \cdot \frac{5,4}{1,2} = 64,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Druckbeanspruchung durch die Kolbenkraft in der Längsrichtung:

$$\sigma_{d2} = \frac{P_p}{\frac{\pi}{4}(D_p^2 - D_1^2)} = \frac{3700}{\frac{\pi}{4}(28,5^2 - 26,1^2)} = 36 \text{ kg/cm}^2.$$

Treten die beiden Beanspruchungen gleichzeitig auf, wie es beim Rückgang des Kolbens der Fall ist, so vermindert sich die aus der größten auftretenden Dehnung berechnete Anstrengung der Wandung nach der Formel auf Seite 45 unten bei einer Querdehnungszahl  $m = 3,3$  auf:

$$\sigma = \sigma_{d1} - \frac{\sigma_{d2}}{m} = 64,1 - \frac{36}{3,3} = 53,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kolbendeckel sind der größeren Widerstandsfähigkeit wegen außen kugelig gewölbt und am ungünstigsten beansprucht, wenn das betreffende Kolbenende im Saughube steht. Nach Abb. 1002 unten ist dann der hintere Deckel

a) der gleichmäßig verteilten Saugspannung  $p_s$  ausgesetzt und muß

b) den Rest der Kolbenkraft  $P'$ , die am Umfange angreift, auf die Stange übertragen. Berechnet man ihn als eine ebene Platte nach den Formeln (71) und (67) oder (266), die dem vorliegenden Belastungsfall gut entsprechen, so erhält man infolge Vernachlässigung der Wölbung sicher einen zu großen Wert für die Spannung, darf also in bezug auf die zulässige Beanspruchung hoch gehen. Sie sei zu  $k = 400 \text{ kg/cm}^2$  (schwellend) angenommen.

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{62,5}{110} = 0,569; \quad \varphi_6 = 0,48; \quad \varphi_2 = 0,31.$$

Wird  $p_s$  wegen der Widerstände in der Saugleitung und im Ventil mit 0,45 angesetzt, so ist die auf der Fläche vom Halbmesser  $r_a$  wirksame Kraft von  $\pi \cdot r_a^2 \cdot p_s = \pi \cdot 11^2 \cdot 0,45 \approx 170 \text{ kg}$  von der Kolbenkraft 3900 kg abzuziehen, um die Randkraft  $P' = 3730 \text{ kg}$  zu bekommen. Damit wird die Wandstärke des Deckels:

$$s = \sqrt{\frac{\varphi_6 \cdot p_s \cdot r_a^2 + \varphi_2 P'}{k}} = \sqrt{\frac{0,48 \cdot 0,45 \cdot 11^2 + 0,31 \cdot 3730}{400}} = 1,72 \text{ cm}.$$

Ausgeführt: an der Nabe 25, außen rund 20 mm.

Die konstruktive Gestaltung des Kolbens ist aus Abb. 1002 ersichtlich. Die drei Teile lassen sich ohne Schwierigkeit gießen, sind zentrisch zusammengepaßt und durch Rundgummischnüre an den Deckelumfängen und am hinteren Stangenende, am Kolbenstangenkegel aber durch Einschleifen sorgfältig abgedichtet. Das ist wichtig, weil sonst das Kolbeninnere als Luftsack wirkt und Stöße beim Betrieb der Pumpe bedingt und weil im Falle der Füllung des Kolbens mit Wasser die zu beschleunigenden Massen und das Gewicht des Kolbens beträchtlich wachsen, das für die Reibung in der Führungsbüchse und deren Abnutzung maßgebend ist.

Dadurch, daß der Kolben mit Luft gefüllt ist, entsteht ein Auftrieb, der den Druck auf die Führung unter Einrechnung des im Innern liegenden Teiles der Stange (30 kg), entsprechend der vom Kolben verdrängten 88 l Wasser auf  $175 - 88 = 87$  kg ermäßigt.

3. Niederdruckkolben einer Lokomotive, Zusammenstellung 110 lfde. Nr. 13, aus Flußstahl geschmiedet, beim Anfahren einen Dampfdruck von  $p = 6,5$  at ausgesetzt.

Maßgebend ist die Spannung an der Ansatzstelle der Kolbenscheibe an der Nabe nach Formel (266).

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{7,6}{30,3} = 0,251.$$

a) Wirkung des gleichmäßig verteilten Dampfdruckes von  $p = 6,5$  at:  
Nach Abb. 65 ist  $\varphi_6 = 2,24$  und somit:

$$\sigma_1 = \varphi_6 \cdot \frac{p \cdot r_a^2}{s^2} = 2,24 \cdot \frac{6,5 \cdot 30,3^2}{3^2} = 1485 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Wirkung der Randbelastung, berechnet aus dem Zylinderdurchmesser von  $D = 700$  mm:

$$P = \frac{\pi}{4} (D^2 - (2r_a)^2) \cdot p = \frac{\pi}{4} (70^2 - 60,6^2) \cdot 6,5 = 6270 \text{ kg}.$$

$$\varphi_2 = 0,95; \quad \sigma_2 = \varphi_2 \frac{P}{s^2} = 0,95 \cdot \frac{6270}{3^2} = 662 \text{ kg/cm}^2.$$

An der Nabe summieren sich die beiden Spannungen zu:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 2147 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Berechnung des Kolbens nach der Näherungsformel (262) würde zu einer ganz falschen Beurteilung der Spannungen und ihrer Verteilung führen. Die Vorstellung, daß eine Kolbenhälfte längs eines Meridianschnittes eingespannt sei, würde die Linie  $II$ , Abb. lfde Nr. 13 der Zusammenstellung 110, als Nulllinie und die größten Spannungen  $\sigma_{b \max}$  an den Stirnflächen des Kranzes erwarten lassen. Mit dem unter Ausschluß der Nabe ermittelten Trägheitsmoment von rund  $J = 1740 \text{ cm}^4$  wird:

$$\sigma_{b \max} = \frac{2}{3} \frac{R^3 \cdot p}{J} \cdot e = \frac{2}{3} \frac{35^3 \cdot 6,5}{1740} \cdot 6,5 = 694 \text{ kg/cm}^2.$$

Ganz unrichtig wäre, wenn man auf Grund der eben besprochenen Vorstellung versuchen wollte, das Kolbengewicht herabzusetzen. Das gleiche Trägheitsmoment ließe sich nämlich unter Verkleinerung der Scheibenstärke auf  $s' = 20$  mm durch eine geringe Verstärkung des Kranzes erreichen. Durch Herabsetzen der Scheibenstärke von 30 auf 20 mm sinkt das Trägheitsmoment des Kolbens um:

$$\frac{60,6 \cdot 3^3}{12} - \frac{60,6 \cdot 2^3}{12} = 96 \text{ cm}^4,$$

was sich durch Verstärken des Kranzes um  $x = 0,27$  cm ausgleichen läßt, wie aus:

$$2 \cdot x \cdot \frac{13^3 - 3^3}{12} = 96$$

folgt. Das würde aber eine Erhöhung der Spannung in der Kolbenscheibe an der Nabe auf rund:

$$\sigma \left( \frac{s}{s'} \right)^2 = 2147 \cdot \left( \frac{3}{2} \right)^2 = 4840 \text{ kg/cm}^2$$

bedingen, also ganz unzulässig sein. Verfasser führt das Beispiel nur an, um zu zeigen, zu welchen Folgen falsche Vorstellungen und Berechnungsgrundlagen führen können.

4. Bei der Nachrechnung des von Bach [XI, 8] untersuchten Kolbens, Abb. lfde Nr. 7 der Zusammenstellung 110, mit  $i = 6$  Rippen, bei dem der erste Riß an einem

der Rippenlöcher bei  $p = 36,5$  at entstand, ergeben sich nach Pfeleiderer (vgl. S. 558 und Abb. 997) die folgenden Einzelwerte:  $R = 49,8$ ,  $r = 22$ ,  $x = 25,5$ ,  $H = 21$  cm und an dem Sektorquerschnitt:

$$J = 10790, \quad J' = 177 \text{ cm}^4, \quad F = 70,1 \text{ cm}^2, \quad c = 8,63 \text{ cm},$$

$$M_b = \frac{\pi}{32} (R - x)^2 (2R + x) p = \frac{\pi}{3 \cdot 6} (49,8 - 25,5)^2 (2 \cdot 49,8 + 25,5) 36,5 = 4708500 \text{ kg cm},$$

$$A = \frac{\pi}{i} (R^2 - v^2) p = \frac{\pi}{6} (49,8^2 - 22^2) \cdot 36,5 = 36500 \text{ kg}$$

und die Spannung:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M_b H}{J \cdot 2} + \frac{A \cdot l_1}{4} \left( \frac{1}{c \cdot F} + \frac{c - \frac{w}{2}}{J'} \right) = \frac{4708500 \cdot 21}{10790 \cdot 2} \\ &+ \frac{36500 \cdot 7}{4} \left( \frac{1}{8,63 \cdot 70,1} + \frac{8,63 - \frac{7}{2}}{177} \right) = 460 + 1950 = 2410 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

An vier aus dem Kolben herausgearbeiteten Zugstäben hatte sich im Mittel  $K_z = 2180 \text{ kg/cm}^2$  Festigkeit ergeben.

5. Nachrechnung des Kraftwagenmotorkolbens, Abb. 978. Größter auftretender Kolbendruck  $P$  bei  $p = 25$  at Zündspannung:

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 25 = 2160 \text{ kg}.$$

Beanspruchung des Kolbenbodens, als Kugelschale von  $\frac{D_a}{2} = 165$  mm Halbmesser und  $s = 5$  mm Wandstärke betrachtet, nach Formel (54) ohne Berücksichtigung der Verstärkungsrippe:

$$\sigma_a = \frac{D_a \cdot p}{4s} = \frac{33 \cdot 25}{4 \cdot 0,5} = 412 \text{ kg/cm}^2.$$

Als ebene, am Rande eingespannte Platte von  $r_a = 45$  mm Halbmesser nach Formel (64) berechnet, ergibt sich ein oberer Wert von:

$$\sigma = \pm 0,75 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,75 \cdot 25 \cdot \frac{4,5^2}{0,5^2} = \pm 1520 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck längs der Gleitfläche unter Benutzung der Formel (259) bei Abzug der Aussparung am Bolzensitz:

$$p = \frac{P}{8,7 \cdot D \cdot l_2} = \frac{2160}{8,7 \cdot 10,5 (13,6 - 2,6)} = 2,15 \text{ kg/cm}^2.$$

Unter Abzug der vier Kolbenringnuten steigt er auf  $2,75 \text{ kg/cm}^2$ .

Auflagedruck am Kreuzkopfbolzen. Werkstoff: gehärteter, geschliffener Stahl.

$$p_{\max} = \frac{P}{b \cdot d} = \frac{2160}{6,5 \cdot 2,4} = 138 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegebeanspruchung nach Belastung lfd. Nr. 16, Zusammenstellung 5, S. 28, bei  $L = 100$  mm Gesamtzapfenlänge:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot L}{8 \pi \frac{d^4 - d_i^4}{d}} = \frac{32 \cdot 2160 \cdot 10 \cdot 2,4}{8 \pi (2,4^4 - 1,5^4)} = 2350 \text{ kg/cm}^2.$$