

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  $\varepsilon$  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  $500 \text{ kg/cm}^2$  für Gußeisen,  $500$  bis  $800 \text{ kg/cm}^2$  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  $F'$  cm<sup>2</sup> 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:

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

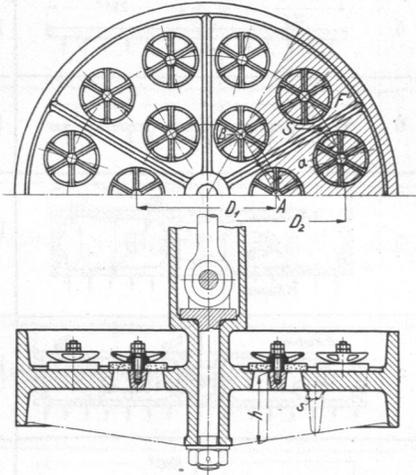
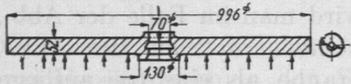
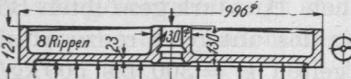
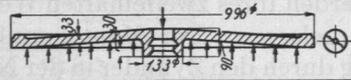
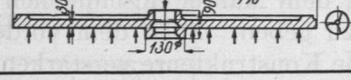
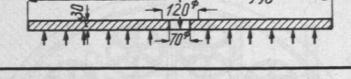
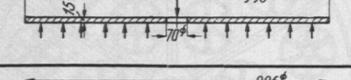
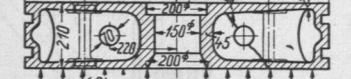
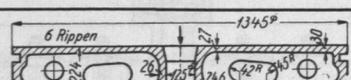
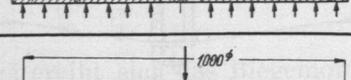
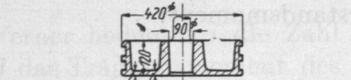
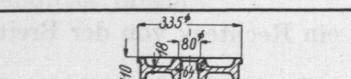
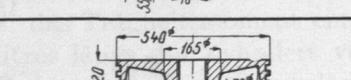


Abb. 998. Durchbrochener Kolben einer Kondensatorpumpe.

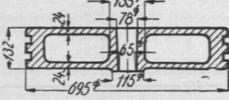
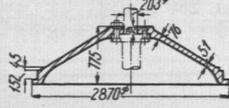
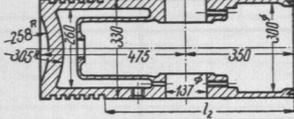
### III. Versuchs- und Erfahrungswerte.

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

a	b	c	d	e	f
Lfd. Nr.		Quelle	Werkstoff	Festigkeit nach Versuchen kg/cm <sup>2</sup>	Probe- bzw. Betriebsdruck, at; Kolbendruck kg
1		Bach: Forsch.-H. 31, S. 11	Gußeisen	$K_b = 2652$ i. M. aus 4 Vers.	Bruch bei 6,2 at, 48070 kg
2		Bach: Forsch.-H. 31, S. 14	Gußeisen	—	Bruch bei 16 at, 124050 kg
3		Bach: Forsch.-H. 31, S. 20	Gußeisen	—	Bruch bei 5 at, 38760 kg
4		Bach: Forsch.-H. 31, S. 23	Gußeisen	—	Bruch bei 3 at, 23260 kg
5		Bach: Forsch.-H. 31, S. 27	Flußeisen	—	Bei 4,6 at Abspringen der Walzhaut, 35640 kg
6		Bach: Forsch.-H. 31, S. 29	Flußeisen	—	Bei 0,6 at Abspringen der Walzhaut, 4652 kg
7		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 32	Gußeisen	$K_z = 2180$ i. M. aus 4 Vers.	Bruch b. 36,5 at, 277900 kg
8		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 33	Gußeisen	$K_z = 1240$ i. M. aus 2 Vers.	Bruch bei 6,9 at, 97100 kg
9		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 34, Vers. v. Godron	Gußeisen	$K_z = 910$ i. M. a. 2 Vers.	Bruch bei 188000 kg
10		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 25. Vers. von Godron	Zementstahl	—	Fließgrenze erreicht bei etwa 40000 kg (~ 28,9 at)
11		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 28. Vers. von Godron	Gußstahl	—	Fließgrenze bei etwa 45000 kg (~ 50 at)
12		Z. V. d. I. 1908, S. 1305 Lokomotivkolben	Stahl geschmiedet	—	Betriebsdruck 12 at, 26700 kg
13		Ensslin: Dinglers Polyt. Journal 1904, S. 678. Lokomotivkolben	Stahl, geschmiedet	—	Betriebsdruck 6,5 at ~ 25000 kg

und Erfahrungswerte an Kolben.

<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>
Schwerpunkt- abstand  cm	Trägheits- moment  cm <sup>4</sup>	Nähe- rungs- rechnung, (Form. 262)  kg/cm <sup>2</sup>	Beanspruchung nach			Stirnwandausschnitte als eingespannte Platten berechnet  kg/cm <sup>2</sup>	Bemerkungen
			Ensslin kg/cm <sup>2</sup>	Rey- mann kg/cm <sup>2</sup>	Pflei- derer kg/cm <sup>2</sup>		
2,6	1167	1140	—	—	—	—	—
Von Unterkante 3,27	3420	+ 1520 — 3470	—	—	—	Plattendurchm. 280 mm ± 445	—
Von Oberkante 3,38	879	+ 2630 — 1580	—	± 4060	—	—	—
Von Unterfläche 1,48	225	± 1652	—	—	—	—	—
1,5	208	± 2725	—	—	—	—	—
0,75	26	± 1425	—	—	—	—	—
10,5	35800	± 750	—	± 1360	2410	Plattendurchm. 350 mm ± 1810	Vgl. Berechnungs- beispiel 4
11,2	70760	± 223	—	± 756	1785	Plattendurchm. 450 mm ± 335	—
12,5	78450	± 435	—	± 782	961	—	—
Von Unterfläche 4,45	2050	+ 387 — 656	+ 2450 + 1162 3612	—	—	—	—
Von Unterfläche 5,94	1014	+ 792 — 928	+ 2485 + 1523 4008	—	—	—	—
Von Stirnfläche 3,88	2390	531 bzw. 251	+ 485 + 1180 1665	—	—	—	—
6,5	2620	± 450	+ 1485 + 662 2147	—	—	—	Vgl. Berechnungs- beispiel 3

a	b	c	d	e	f
Lfd. Nr.		Quelle	Werkstoff	Festigkeit nach Versuchen kg/cm <sup>2</sup>	Probe- bzw. Betriebsdruck at; Kolbendruck kg
14		Ensslin: Dingers Polyt. Journal 1907, S. 577. Lokomotivkolben	Stahl, geschmiedet	—	Betriebsdruck 6,5 at, 24660 kg
15		Z. V. d. I. 1890, S. 1223. Schiffsmaschinenkolben	Stahlguß	—	Betriebsdruck 2,4 at, 155000 kg
16		Vom Verfasser geleitete Versuche. Dieselmotorenkolben	Gußeisen	$K_p = 2210$ (4V.) $K_z = 1140$ (3V.) $K = 4995$ (4V.)	Betriebsdruck 35 at

um Zahlen für Vergleichsrechnungen beim Entwurf ähnlicher Ausführungen zu gewinnen. In den Skizzen sind die Hauptabmessungen und soweit möglich der Verlauf des Bruches angegeben. Durch Fettdruck der Spannungswerte sind die nach dem derzeitigen Stande einschlägigen Formeln hervorgehoben. Die Versuche Nr. 1 bis 8 wurden von Bach in möglichster Annäherung an die tatsächliche Inanspruchnahme unter der Wirkung eines gleichmäßig verteilten Flüssigkeitsdruckes durchgeführt, dem der Kolben von unten her ausgesetzt war, während er durch die Kolbenstange festgehalten wurde. Godron belastete die Kolben Nr. 9 bis 11 an der Nabe und hatte den Kolben Nr. 9 längs eines Kreises von 910 mm Durchmesser, die Kolben 10 und 11 in einem mit Schmierseife und Sand gefüllten Zylinder gestützt, so daß selbst bei der zweiten Stützart die bei der Berechnung vorausgesetzte gleichmäßige Verteilung der Belastung auf der Stirnfläche nicht erfüllt gewesen sein dürfte. Die Kolben 9 bis 11 wurden stetig unter Messung der Durchbiegungen belastet, von Zeit zu Zeit aber wieder entlastet, um die bleibenden Formänderungen festzustellen, die nach den aufgenommenen Schaulinien am Kolben 10 von 40000, am Kolben 11 von 45000 kg Belastung ab deutlich rascher wachsen. Es ist deshalb angenommen, daß bei diesen Drucken die Fließgrenzen der Werkstoffe erreicht wurden. Freilich erscheinen die daraus nach der Ensslinschen Formel ermittelten Spannungen für die verwandten Stahlarten reichlich hoch; es ist nicht ausgeschlossen, daß sich die ersten Fließerscheinungen früher zeigten, sich aber in der Durchbiegung doch nicht deutlich ausprägten.

Was nun die nach den verschiedenen Verfahren ermittelten Ergebnisse anlangt, so gestatten leider nur die Versuche 1, 7, 8, 9 und 16 sichere Rückschlüsse, da Angaben über die Festigkeit der Werkstoffe bei den übrigen fehlen. Bei der Berechnung der Spannung nach der Näherungsformel (262) wurden die Trägheitsmomente der Kolbenquerschnitte Nr. 1 und 4 unter Ausschluß der Nabe ermittelt, da der Bruch wie strichpunktirt in den Abbildungen angedeutet ist, um die Nabe herum lief. Am Kolben Nr. 1 liegt der errechnete Wert beträchtlich unter der aus vier Versuchen bestimmten mittleren Biegefestigkeit. Die Versuche Nr. 5 und 6 führen zu wenig befriedigender Übereinstimmung in bezug auf die Fließgrenze, wenn in den beiden Fällen einigermaßen ähnliche Flußeisensorten verwendet wurden.

Kolben Nr. 7, 8 und 9 brachen infolge von Rissen, die von den Aussparungen in den Rippen ausgingen. Die Belastungen hatten also noch nicht die Höhe erreicht, bei der der Bruch längs einer Meridianebene, wie Abb. 992 unten vorausgesetzt, zu erwarten

(Fortsetzung).

<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	Beanspruchung nach			<i>n</i>	<i>o</i>
Schwerpunkt- abstand cm	Trägheits- moment cm <sup>4</sup>	Nähe- rungs- rechnung, (Form. 262) kg/cm <sup>2</sup>	Ensslin	Rey- mann	Pflei- derer	Stirnwandauschnitte als eingespannte Platten berechnet kg/cm <sup>2</sup>	Bemerkungen
			kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>		
6,6	9550	± 126	1966	± 1075	—	—	—
Von Unterkante 46,1	1906500	114	—	167	—	—	—
—	—	—	—	—	—	Kolbenboden als einge- spannte, ebene Platte von 260 mm Durchmesser. ± 201 als Kugelschale + 75	—

gewesen wäre. Das bestätigen auch die niedrigen Werte für die Spannungen, nach der Näherungsformel (262), soweit diese überhaupt auf doppelwandige Kolben angewandt werden darf. Die genannten drei Kolben müssen nach der Pfeleidererschen Formel beurteilt werden, die nach Spalte *m* Spannungen liefert, die sich gleichlaufend mit den an Zugproben gefundenen Festigkeiten der benutzten Werkstoffe ändern, was immerhin für die Berechnungsart spricht.

Bei der Anwendung der Reymannschen Formel auf diese Kolben wurden die an den Naben zu erwartenden Bruchstellen wegen der dort vorhandenen großen Abrundungen gefühlsmäßig angenommen und die Nabenhalbmesser und Wandstärken schätzungsweise, wie folgt, eingesetzt:

Kolben, lfde. Nr. . . . . .	7	8	9
Nabenhalbmesser <i>r<sub>n</sub></i> . . . . .	140	130	180 mm
Wandstärke . . . . .	30	30	30 mm

Über den Wert der mit der Reymannschen Formel gewonnenen Zahlen vgl. Seite 558.

Zur Berechnung des Kolbens 9 nach der Näherungsformel (262) sei noch bemerkt, daß als Hebelarm des Biegemomentes der Abstand des Schwerpunktes der Halbkreislinie von 455 mm Halbmesser eingesetzt wurde, längs welcher der Kolben beim Versuch gestützt war.

An den einwandigen Kolben 10 bis 13 mit ebenen Stirnflächen liefert die Näherungsformel (262) sicher unzutreffende und viel zu niedrige Werte, weil sie von der falschen Anschauung ausgeht, daß die Spannungen verhältnismäßig den Abständen von der Nulllinie im Meridianquerschnitt zunehmen, die größten also an den Rändern des Kranzes entstanden. Diese treten vielmehr in der ebenen Stirnfläche um die Nabe herum in radialer Richtung auf und sind nach den Formeln (264 und 265) zu beurteilen.

Beispiel 15 ist der Niederdruckkolben der Steuerbordmaschine des Schnelldampfers City of Paris, die am 25. 3. 1890 infolge eines Schraubenwellenbruches durchging und wahrscheinlich durch den Bruch des genannten Kolbens gänzlich zerstört wurde. Die Wandstärken des aus Stahlguß hergestellten Kolbens entsprechen annähernd der Formel (260). Bei  $p_0 = 10,5$  at Kesseldruck,  $p = 0,2 \cdot p_0 = 2,1$  at Druck im Niederdruckzylinder einer Dreifach-Verbundmaschine, wie sie hier vorliegt und  $C = 1,2$  cm ergibt die Formel eine Wandstärke nahe der Nabe:

$$s = 0,016 D \sqrt{p + C} = 0,016 \cdot 287 \sqrt{2,1 + 1,2} = 7,85 \text{ cm,}$$

während die Ausführung 76 mm zeigt. Die Reymannsche Formel liefert beim Einsetzen des durch Indikatordiagramme nachgewiesenen Betriebsdruckes von 2,4 at nur

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,

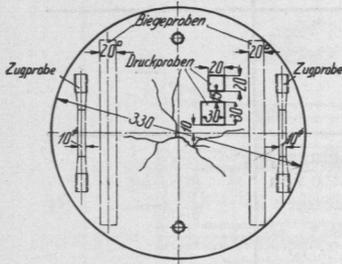


Abb. 999. Dieselmotorkolbenboden. Risse und Anordnung der Festigkeitsproben. M. 1:10.

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