

durch das konstruktive Gefühl angewiesen. Eine zur Übertragung großer Kräfte besonders geeignete Form zeigt Abb. 1704. Bei ihr ist durch die doppelte Wandung und durch radiale Rippen oder angegossene Pfeifen für die Schraubenbolzen ein sehr kräftiger, in sich sehr steifer Ring geschaffen, der die Kräfte aufnimmt und mit geringen Nebenbeanspruchungen an die Rahmenwandung weitergibt.

Am Hochdruckrahmen, Abb. 1698, dient der fast ebene Flansch nur als Abschluß und zur Stützung der Zylinderverkleidung.

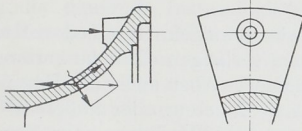


Abb. 1703.

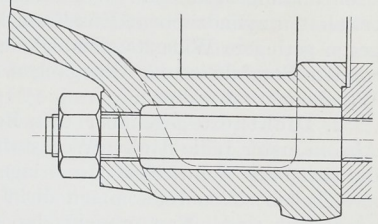


Abb. 1704. Versteifter Rahmenflansch zur Übertragung großer Kräfte.

Dreiundzwanzigster Abschnitt.

Zylinder.

I. Zweck und Einteilung der Zylinder, allgemeine Anforderungen und Werkstoffe.

Zylinder umschließen die Kolben und Betriebsmittel der Maschinen zu dem Zweck, sie aufeinander wirken zu lassen. In den Kraftmaschinen treibt das Betriebsmittel den Kolben an, in den Arbeitsmaschinen überträgt dieser Kräfte auf die in den Zylindern eingeschlossenes Stoffe. Dabei genügen in den einfachwirkenden Maschinen einseitig offene Zylinder, Abb. 1715 und 1771, bei denen der Kolben den Abschluß an dem einen Ende, ein Deckel oder Boden denjenigen am anderen bildet. In den doppeltwirkenden Maschinen sind die Zylinder beiderseits geschlossen, Abb. 952 und 1742, das Betriebsmittel wirkt abwechselnd auf beiden Seiten des Kolbens. Meist sind die Zylinder festgestellt, die Kolben beweglich; seltener kommt der Fall vor, daß ein Zylinder auf einem ruhenden Kolben läuft, wie am Druckwasserspeicher, Abb. 1705.

Die wichtigste Grundform der Laufflächen, auf denen sich die Kolben bewegen, ist zufolge der vorwiegend benutzten geradlinigen Bewegung der letzteren der Kreis-zylinder. Je nach den Zwecken und den besonderen Umständen vollzieht sich aber die weitere Durchbildung der Zylinder, ebenso wie die der zugehörigen Deckel, in der verschiedenartigsten Weise. Die folgende Besprechung beschränkt sich auf einige wichtigere Formen und hält sich an die Hauptanwendungsgebiete.

Man kann in dieser Beziehung unterscheiden: 1. Preßzylinder, 2. Zylinder an Arbeitsmaschinen: A. Pumpenkörper, B. Gebläse- und Kompressorzylinder; 3. Kraftmaschinen-zylinder, A. an Dampf-, B. an Verbrennungsmaschinen.

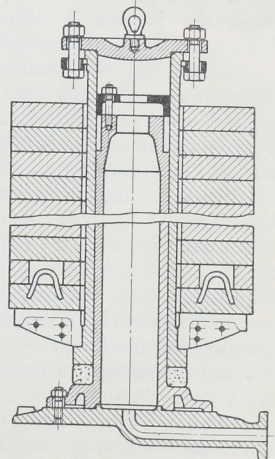


Abb. 1705. Druckwasserspeicher. Der Zylinder bewegt sich auf einem ruhenden Kolben.

Als allgemeine, an Zylinder zu stellende Forderungen sind zu nennen:

1. Genügende Festigkeit gegenüber den Betriebsdrücken bei oft hohen Temperaturen. Nicht selten kommen beträchtliche Steigerungen des normalen oder des rechnungsmäßigen Druckes vor, z. B. durch die Wirkung von Luftsäcken oder durch verspäteten Schluß der Ventile bei Pumpen, durch Wasserschläge in den Dampf- und Frühzündungen in den Verbrennungsmaschinen. Günstige Formen bieten neben der erwähnten zylindrischen Grundform kugelige oder kegelige Wände. Ebene besitzen dagegen geringere Widerstandsfähigkeit und bedingen größeren Werkstoffverbrauch. Besondere Sorgfalt ist den Übergängen zwischen den einzelnen Teilen zusammengesetzter Wandungen zu widmen.

2. Dichtheit gegenüber den Betriebs- sowie etwaigen Heiz- oder Kühlmitteln. Also in erster Linie dichte Werkstoffe! Gußstücke verlangen oft hohe verlorene Köpfe, die sich ohne Schwierigkeit anbringen lassen müssen. Aber auch die Fugen zwischen zwei Teilen sollen vollkommen dicht sein, wenn sie innerem oder äußerem Überdruck ausgesetzt sind. Man erreicht das durch Verstemmen, Verlöten oder Verschweißen, wenn die Verbindung nicht wieder gelöst zu werden braucht, sonst durch Aufschleifen oder Einlegen besonderer Dichtmittel. Zur Prüfung auf genügende Festigkeit und Dichtheit füllt man die zu untersuchenden Räume vollständig mit Wasser und preßt sie mit einem Probedruck ab, der den Betriebsdruck mindestens um einige Atmosphären überschreitet. Einen Anhalt kann der für Rohrleitungen vorgeschriebene Probedruck nach DIN 2401, Zusammenstellung 84, S. 335 geben. Soll das Stück dicht sein, so darf der Druck nach dem Abstellen der Pumpe nicht sinken.

3. Abdichtung des im Zylinder laufenden Kolbens. Sie erfolgt meist durch besondere Packungen oder Liderungen, die entweder in den Zylindern in Form von Kolben- und Kolbenstangenstopfbüchsen, Abb. 1714 und 952 oder auch auf den Kolben, Abb. 1715, untergebracht sein können, vgl. Abschnitt 13, S. 580. Besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeit bei der Ausführung werden gestellt, wenn die Kolben ohne Packung in den Zylindern laufen und weitgehend abdichten sollen.

4. Richtige konstruktive Gestaltung im Zusammenhang mit der Herstellung. Die durch den Einbau der Steuerteile oft verwickelte Gestalt muß in bezug auf leichtes Einformen, auf gute Stützung und Entlüftung der Kerne durch weite Öffnungen, auf Beschränkung der Gußspannungen sowie Lunken- und Rißbildungen sorgfältigst durchgebildet werden. Fehlgüsse der schwierigen Stücke von oft beträchtlichem Gewicht bedeuten große Kosten und Verluste. Im allgemeinen sind möglichst einfache, kräftige und steife Formen anzustreben. Rippen bilden meist ein zweifelhaftes und unsicheres Verstärkungsmittel, lassen sich aber nicht immer umgehen.

5. Leichte und einfache Bearbeitbarkeit. Die weitgehende Abdichtung und der störungsfreie Lauf des Kolbens im Zylinder verlangen eine genaue Bearbeitung nicht allein der eigentlichen Lauffläche, sondern auch der Anschlußflächen am Rahmen und an der Triebwerkführung auf kräftigen Maschinen mit sicherer Werkzeugführung, um Ungenauigkeiten infolge von Erschütterungen oder Schwingungen der Werkzeuge zu vermeiden. Die häufig für diesen Sonderzweck gebauten Maschinen — Zylinderbohrwerke und -schleifmaschinen — setzen vielfach weite Öffnungen in den Böden für die durchlaufenden kräftigen Spindeln, Abb. 230, 1742 und 1709, voraus, was schon beim Entwurf zu beachten ist.

Oft kann man die Bearbeitung durch Anordnen der Arbeitsflächen auf gleicher Höhe oder durch Zusammenlegen der Mittellinien verschiedener Teile wesentlich vereinfachen und das zeitraubende und teure Umspannen und Einrichten der Werkzeuge oder Werkstücke einschränken. So wurden in Abb. 1745 die Endflächen der Ventilstutzen und die Ein- und Ausströmflansche an der Unterfläche des Zylinders in einer Ebene angeordnet, um sie gemeinsam abhobeln, in Abb. 1755 die Ein- und Auslaßzweibeln auf dieselbe Mittellinie gelegt, um sie mit einer durchlaufenden Spindel bohren zu können.

6. Volle Beachtung der Betriebsverhältnisse. Die Betriebsbedingungen sind, besonders wenn hohe Wärmegrade in Frage kommen, häufig recht schwierig und verwickelt. Neben die durch die äußeren und inneren Kräfte bedingten Beanspruchungen treten oft beträchtliche Wärmespannungen. Den elastischen Formänderungen und der Ausdehnung durch die Wärme und ihren Wirkungen sowohl auf die Zylinder selbst, wie auf die anschließenden Rohrleitungen, Steuerungen usw., ist sorgfältig Rechnung zu tragen. Aber auch Nebenbeanspruchungen durch andere Teile, etwa durch unnachgiebige Rohrleitungen, die nicht selten Anlaß zum Verziehen der Zylinder, selbst zu Brüchen von Rohrstützen, Flanschen usw. geben, dürfen nicht vernachlässigt werden. Wichtig ist die dauernde Instandhaltung der Laufflächen, die bei großen Kolbengeschwindigkeiten und hohen Wärmegraden stark beansprucht sind, aber zugunsten guter Abdichtung erhalten bleiben und nur geringer Abnutzung unterliegen sollen. Die Auswahl richtigen Werkstoffes für den besonders eingesetzten Laufzylinder oder das gesamte Gußstück, die Durchbildung der Schmierung, die Fernhaltung unreiner Betriebsmittel sind hierhergehörige wichtige Teilfragen. Im Betriebe ausgelaufene Zylinder sind nach dem Auswechseln der Kolbenringe oft längere Zeit hindurch sehr undicht, weil die genau zylindrisch abgedrehten Ringe an der Lauffläche nicht anliegen und sich erst unter oft starkem Verschleiß abschleifen müssen. Abhilfe kann hier nur ein erneutes Ausbohren der Zylinder bringen, auf das allerdings vielfach bei der Wahl der Wandstärke Rücksicht genommen wird.

Als Werkstoffe kommen bei den häufig nicht einfachen Formen vor allem gegossene in Betracht. Am wichtigsten ist Gußeisen, das sich leicht gießen und bearbeiten läßt und sich der gleitenden Bewegung des Kolbens gegenüber selbst bei großen Geschwindigkeiten und hohen Wärmegraden gut eignet. Es soll fest und dicht und der Beschränkung der Abnutzung wegen härter als dasjenige sein, aus dem die auf ihm laufenden Kolbenringe oder Kolben bestehen. Wenn die Festigkeit des Gußeisens nicht ausreicht, wählt man Stahlguß, schließlich bei sehr hohen Anforderungen, oder wenn eine weitgehende Beschränkung des Gewichtes notwendig ist, geschmiedeten Stahl. Im letzten Falle hat die konstruktive Durchbildung darauf Rücksicht zu nehmen, daß die notwendigen Hohlräume meist aus dem Vollen herausgearbeitet werden müssen und nur selten vorgeschmiedet werden können. Aber alle zähen Werkstoffe bieten bei hohen Wärmegraden Schwierigkeiten im Betrieb dadurch, daß sie bei der gleitenden Bewegung der Kolben zum Fressen neigen. Wenn chemische Gründe gegen die Anwendung der Eisensorten sprechen, greift man zu Messing, Guß- oder schmiedbarer Bronze. Rücksicht auf geringes Gewicht, aber auch auf die große Wärmeleitfähigkeit hat neuerdings zur Anwendung von Leichtmetallen, insbesondere von Aluminiumlegierungen auf Zylinder geführt, in die dünne, gußeiserne Laufbüchsen eingezogen werden.

II. Preßzylinder.

1. Konstruktive Durchbildung.

Preßzylinder dienen zur Erzeugung der Kräfte in Wasserdruckpressen aller Art, hydraulischen Hebezeugen usw. Die einfachen Formen, die bei hoher Inanspruchnahme durch den Betriebsdruck erwünscht sind, lassen sich meist leicht verwirklichen, da die Zuführung des Betriebsmittels nur kleine Rohrquerschnitte verlangt und die Steuerung getrennt gehalten werden kann. Der Zylinder dient meist gleichzeitig zur Kolbenführung und wird als einfachwirkender Zylinder, Abb. 1715, nur an einem Ende offen oder zur Erleichterung der Bearbeitung durch Ausbohren oder Ausschleifen mit durchgehenden Spindeln beiderseits offen, Abb. 1709 oder als doppeltwirkender Zylinder an beiden Enden geschlossen Abb. 952, S. 534, ausgeführt. Besondere Beachtung ist den Formänderungen und Nebenwirkungen zu schenken. So wird der Zylinder in Abb. 1706 und 934, S. 522, durch das Biegemoment, das die Kräfte in den Verbindungsstangen der Gegenplatte beim Betriebe ausüben, unrund, was zum Festklemmen des Kolbens führen kann. Sehr empfind-

lich sind in dieser Beziehung eingeschlifene Kolben, welche Zylinder nach Abb. 935, S. 523 verlangen, an denen das Biegemoment ganz vermieden und durch einen besonderen Untersatz aufgenommen ist. Die Böden einseitig offener Preßzylinder bekommen, sofern sie nicht durch die Unterstüzung vom Betriebsdruck entlastet werden können, Abb. 60, S. 57, zweckmäßigerweise kugelige Formen. Ebene bieten nicht allein an sich ungünstigere Festigkeitsverhältnisse, sondern sind auch hohen Nebenbeanspruchungen an der Ansatz- oder Übergangsstelle durch die Kerbwirkung ausgesetzt. So brach eine der gußeisernen beim Bau der Britanniabücke verwandten Hebepressen, Abb. 173, S. 150, für 1160 t Belastung, indem der nur schwach gewölbte und scharf angesetzte Boden nach der eingezeichneten Linie absprang. Der Ersatzzylinder mit einem stark gewölbten Ende in der gestrichelt angedeuteten Form hielt stand. Selbst Absätze *a*, Abb. 1707

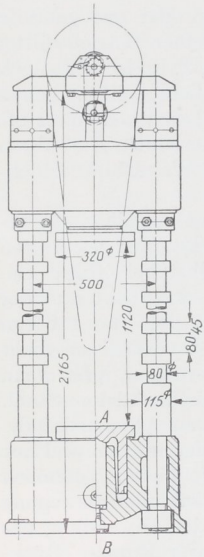


Abb. 1706. 100 t Presse. M. 1:25 (Zylinder siehe Abb. 934).

und 1708, die durch die Ausbildung der Arbeitsfläche für die Kolbenführung oder durch das Ausschalten des Werkzeuges beim Ausbohren des Zylinders entstehen, sind bei hohen Drucken bedenklich und sollen vermieden werden. Manchmal wird es zweckmäßig sein, den Boden von der Zylinderwandung zu trennen und besonders einzusetzen, Abb. 1709.

Eine sichere, klemmungsfreie Führung einfachwirkender Kolben im Zylinder setzt vor allem

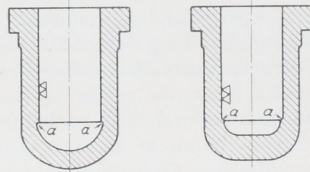


Abb. 1707 und 1708. Preßzylinder mit zu scharfen Übergängen am Boden.

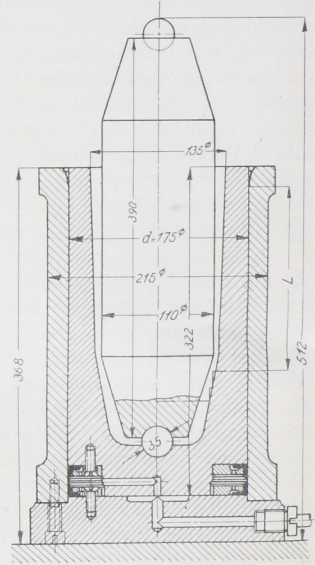


Abb. 1709. Preßzylinder mit angesetztem Boden und tief liegendem Angriffspunkt der Kraft. M. 1:6.

zentrische Wirkung der äußeren Kraft und geringes radiales Spiel voraus. Vorteilhaft ist, den Angriffspunkt der Kraft tief im Kolben anzuordnen, Abb. 1709. Unter günstigen Bedingungen darf als Mindestmaß für die wirkliche Führungslänge L , in der äußersten Stellung des Kolbens dessen Durchmesser, also $L = d$, bezeichnet werden. Größere Seitenkräfte sind unbedingt durch besondere Führungen aufzunehmen, unmittelbar an der Stelle, wo sie auftreten.

Die Zuführung des Preßmittels schließt man am besten im höchsten Punkte des Flüssigkeitsraumes an, um Unreinigkeiten, die obenauf schwimmen, wieder wegspülen zu lassen und von der Kolbenführung fernzuhalten und um Luftsäcke zu vermeiden, wenn auch die Luft bei hohen Pressungen von der Flüssigkeit bald aufgesaugt zu werden pflegt. In längeren Führungen empfiehlt es sich zur Vermeidung von Riefenbildungen durch Unreinigkeiten einige Rinnen, die auch zur Verteilung des Schmiermittels benutzt werden können, vorzusehen.

Bei der Ausführung werden die Preßzylinder meist stehend gegossen. Ob dabei der Boden oder das offene Ende in der Form unten angeordnet wird, hängt von den Umständen beim Einförmigen und davon ab, welcher der Teile zufolge der Inanspruchnahme

durch die äußeren Kräfte oder den Betriebsdruck dichter und fester sein muß. Große Wandstärke macht es schwierig, gleichmäßigen und spannungsfreien Guß zu erzielen. Besondere Sorgfalt bei der Durchbildung verlangen dickwandige Stahlgußzylinder; wegen geeigneter Formgebung verwickelter Stücke empfiehlt es sich, mit dem Hersteller in Verbindung zu treten.

2. Berechnung der Preßzylinder.

Preßzylinder mit Kreisquerschnitt können als Rohre betrachtet werden. Bei einer Wandstärke s , die im Verhältnis zum inneren Durchmesser d_i gering ist, läßt sich die Beanspruchung auf Zug σ_z in tangentialer Richtung genügend genau als mittlere Spannung aus:

$$\sigma_z = \frac{p_i \cdot d_i}{2s} \quad \text{oder die Wandstärke aus} \quad s = \frac{p_i \cdot d_i}{2k_z} + C \quad (478)$$

berechnen.

C ist eine Zugabe, welche die Ungleichmäßigkeiten in der Wandstärke berücksichtigt, die bei der Herstellung, z. B. beim Gießen durch Kernverlegungen, entstehen können.

Die dabei vorausgesetzte gleichmäßige Verteilung der Spannungen in der Wandung führt an dickwandigen Zylindern zu einer beträchtlichen Unterschätzung der Beanspruchung, die zur Benutzung der folgenden genaueren Formeln zwingt.

An beiderseits offenen oder derart unterstützten Zylindern, die die Wandung vom Bodendruck entlastet ist, Abb. 60 und 1714, wird bei einem inneren Halbmesser r_i und dem äußeren r_a

die größte Anstrengung:

$$\sigma_{z_{\max}} = p_i \frac{0,7 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (a)$$

die größte Schubspannung:

$$\tau_s = p_i \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (b). \quad (479)$$

Beide treten an der Innenfläche auf.

An Zylindern, deren Wandungen gleichzeitig den Druck auf dem Boden aufzunehmen haben, also auch durch Längsspannungen beansprucht sind, Abb. 58, wird:

$$\sigma_{z_{\max}} = p_i \frac{0,4 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (a) \quad \tau_s = p_i \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (b). \quad (480)$$

An einer beliebigen Stelle in der Entfernung r von der Mittellinie herrscht die Anstrengung:

$$\text{im Zylinder ohne Boden} \quad \sigma_z = p_i \left(0,7 \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} + \frac{1}{r^2} \cdot 1,3 \frac{r_i^2 \cdot r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \right), \quad (481a)$$

$$\text{im Zylinder mit Boden} \quad \sigma'_z = p_i \left(0,4 \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} + \frac{1}{r^2} \cdot 1,3 \frac{r_i^2 \cdot r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \right). \quad (481b)$$

Vgl. hierzu Abb. 1715, in der die Verteilung der Anstrengung in tangentialer Richtung im Vergleich mit der mittleren, strichpunktiert gezeichneten Spannung eingetragen ist.

Bei einer zulässigen Anstrengung k_z und gegebenem innerem Halbmesser r_i läßt sich der äußere im Falle eines Längsspannungen nicht ausgesetzten Zylinders berechnen nach:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C \quad (482a)$$

und im Falle, daß der Bodendruck Längsspannungen erzeugt, nach:

$$r'_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C. \quad (482b)$$

Die zulässigen Anstrengungen können, wenn der Druck allmählich gesteigert wird und nicht stoßweise auftritt und wenn die Formen einfach sind, ziemlich hoch gewählt werden:

bei Gußeisen . . .	400—750 kg/cm ²	bei Stahlguß	1000—1500 kg/cm ²
„ Bronze	300—600 „	„ Flußstahl, weich .	1000—1800 „
„ Phosphorbronze	500—1000 „	„ Flußstahl	1000—2000 „

In den für ungewöhnlich hohe Drucke bestimmten Zylindern für das Hubersche Preßverfahren finden sich Anstrengungen von 4000 kg/cm^2 .

Ist der Kolbendruck P und die zulässige Anstrengung k_z gegeben, so bekommen die Zylinder ohne wie auch mit Boden den kleinsten äußeren Halbmesser r_a , wenn $\frac{p_i}{k_z} = 0,36$

gewählt werden kann. An einem beiderseits offenen Zylinder wird dann $r_a = 1,54 r_i$, an einem Zylinder mit Boden $r_a = 1,47 r_i$. Die Beziehungen lassen sich aus den Gleichungen (479a) und (480a) ableiten, wenn man den Druck $P = \pi r_i^2 \cdot p_i$ einführt und durch Differentiation den Kleinstwert von r_a in Abhängigkeit von p_i sucht.

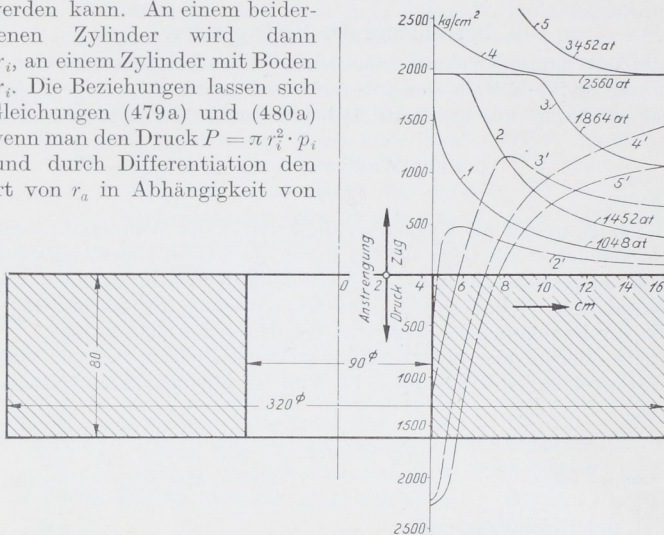


Abb. 1710. Verteilung der Anstrengung in einem weichen Flußstahlring von 90 mm innerem und 320 mm äußerem Durchmesser bei Belastung durch inneren Druck. Nach Krüger.

Messungen über die Verteilung der Anstrengung in dickwandigen Hohlzylindern hat Krüger [XXIII, 1] unter Bestimmung der Formänderungen konzentrischer Zonen mittels Martensscher Spiegelapparate an Ringen aus weichem Flußstahl, Stahlguß und Gußeisen ausgeführt. In Abb. 1710 sind die tangentialen Anstrengungen, wie sie an einem Flußstahlring von 90 mm innerem und 320 mm äußerem Durchmesser bei den angeschriebenen Drücken auftraten, als Ordinaten zu den als Abszissen benutzten Abständen von der Ringmitte aufgetragen. Es zeigte sich, daß die Formel (479a) bei zähen Werkstoffen bis auf $0,5\%$ mit der Wirklichkeit übereinstimmende Werte gibt, solange die Fließgrenze F des benutzten Werkstoffes nicht überschritten wird, vgl. das Schaubild 1711 eines Zugversuches an dem verwandten Flußstahl. So folgt die Anstrengung bei 1048 at innerem Druck der Linie 1, Abb. 1710. Wird die Fließgrenze — zunächst in den inneren Zonen — überschritten, so stellt sich dort eine der unteren Fließgrenze entsprechende Anstrengung ein. Erst weiter außen sinkt dieselbe, wie

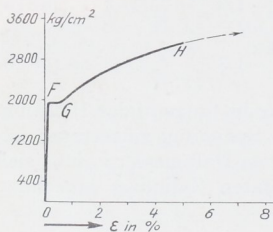


Abb. 1711. Spannungs-Dehnungs-Linie des Flußstahls zum Ring Abb. 1710.

Linie 2 für 1452 und Linie 3 für 1864 at Druck zeigen. Dabei haben aber die inneren Zonen bleibende Formänderungen erlitten, die bei der Entlastung nicht wieder verschwinden, so daß der Ring auch im entlasteten Zustande unter Spannung bleibt und ähnlich wie ein durch zahlreiche Schrupfringe verstärkter Zylinder (siehe unten) nach den Linien 2' und 3' innen unter Druck-, außen unter Zugspannungen steht. Der Ring kann ohne weitere bleibende Formänderungen innere Drucke bis zu der Höhe, die zuerst jenen Zustand herbeiführten, aushalten, ist also widerstandsfähiger geworden. Noch

höhere Drucke führten zu Spannungsverteilungen in den inneren Zonen, die dem ansteigenden Zweige GH der Abb. 1711 entsprechen. So gilt bei 2560 at Linie 4, bei Entlastung 4', Abb. 1710. Der untersuchte weiche Flußstahlring konnte nicht zu Bruch gebracht werden, da einer der Lederstulpe zur Abdichtung des Innenraumes bei 3800 at nicht mehr standhielt.

Der Stahlgußring zeigte ein ganz ähnliches Verhalten. Am gußeisernen stellte sich die Spannungsverteilung etwas gleichmäßiger ein als die Theorie erwarten ließ, was auf die mit der Spannung zunehmende Dehnung des Gußeisens zurückzuführen ist. Auch gußeiserne Zylinder stehen nach der Entlastung von hohen Drucken, die bleibende Formänderungen der inneren Zonen hervorgerufen haben, unter Spannung.

Bach fand bei Versuchen an gußeisernen Hohlzylindern [XXIII, 3], daß die Spannungen im Augenblick des Bruches niedriger als die Zugfestigkeit des Werkstoffes waren. Ein Zylinder von $d_i = 506$ mm innerem Durchmesser und $s = 20$ mm Wandstärke brach bei $p_i = 100$ at innerem Druck längs einer Mantellinie. Aus Formel (478) folgt die mittlere Zugspannung:

$$\sigma_z = \frac{d_i \cdot p_i}{2s} = \frac{50,6 \cdot 100}{2 \cdot 2} = 1265 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Anstrengung am inneren Umfang nach der genaueren Formel (480a) $\sigma_{z\max} = 1347 \text{ kg/cm}^2$, während drei unmittelbar neben der Bruchstelle herausgeschnittene Flachstäbe mit Gußhaut im Mittel 1760, drei ganz bearbeitete Rundstäbe 1751 kg/cm^2 Zugfestigkeit ergaben. Im Vergleich mit den Flachstäben ist die aus der ersten Formel berechnete Spannung 495 kg/cm^2 oder 28% niedriger, ein Unterschied, den Bach auf Abweichungen der Versuchskörper von genauen Kreiszylindern, auf Gußspannungen und auf den Einfluß der spröden Gußhaut im Innern zurückführt. In anderen Fällen ergaben sich sogar Unterschiede von 30 bis 50%.

Entgegengesetzt verhielt sich der von Krüger [XXIII, 1] untersuchte, sehr dickwandige und ganz bearbeitete Ring aus hochwertigem Gußeisen mit kleiner Dehnungszahl von denselben Abmessungen wie der flußstählerne, Abb. 1710. Er riß bei 1699 at Druck von innen her auf. Formel (479a) ergibt als höchste Anstrengung:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,7 r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} = 1699 \frac{0,7 \cdot 4,5^2 + 1,3 \cdot 16^2}{16^2 - 4,5^2} = 2500 \text{ kg/cm}^2,$$

während Zugversuche an drei parallel zur Längsachse des Ringes herausgearbeiteten Probestäben im Mittel 2200 kg/cm^2 Festigkeit des Gußeisens ergaben. Der Anfangswert der Dehnungszahl des Eisens betrug $\alpha = \frac{1}{1590000} \text{ cm}^2/\text{kg}$.

Verstärkungen von Zylindern durch äußere Längs- und Querrippen hatten, wie Bach in Ergänzung der oben erwähnten Versuche [XXIII, 3] feststellte, wohl eine Vergrößerung der Steifigkeit der Körper, die geringere Ausbauchungen durch den inneren Druck erfuhren, zur Folge. Sie erhöhten aber die Widerstandsfähigkeit gegenüber innerem Druck nicht in dem Maße, der dem Mehraufwand an Werkstoff entsprach; eine Bestätigung der allgemeinen Erfahrung, daß gußeiserne, durch die Belastung auf Zug beanspruchte Rippen unvorteilhaft sind.

Zahlenbeispiel 1. Der Zylinder und der Kolben zu einer 100 t-Pressen für Werkstoffprüfungen, Abb. 1706, ist durchzubilden. Die Presse besteht aus einem auf dem Boden ruhenden Druckzylinder und einem Querhaupt, das längs zweier Verbindungsstangen in verschiedener Höhe über dem Kolben einstellbar ist, um Körper verschiedener Länge untersuchen zu können. Betriebsdruck $p_i = 200$ at, Werkstoff: Gußeisen, Kolbenhub 130 mm. Auf eine gute Führung des Kolbens ist Wert zu legen. Die Augen zur Befestigung der Stangen sollen an den Zylinder angegossen werden.

Der Kolbendurchmesser D folgt aus:

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{P}{p_i} = \frac{100000}{200} = 500 \text{ cm}^2; \quad D = 25,2 \text{ cm}.$$

Gewählt unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die Stulpreibung und der Rückzugkolben einen Teil des Druckes in Anspruch nehmen, $D = 260$ mm.

Beanspruchung durch den inneren Druck. Mit $k_z = 600$ kg/cm² liefert Formel (482a), die gewählt wurde, da man nicht darauf rechnen kann, daß der obere Teil des Zylinders nennenswerten Längskräften ausgesetzt ist, weil er mit den die Kraft aufnehmenden Augen für die Stangen aus einem Stück besteht:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 13 \sqrt{\frac{600 + 0,7 \cdot 200}{600 - 1,3 \cdot 200}} = 19,2 \text{ cm.}$$

Den gleichen Wert findet man an Hand der Kurve bb , Abb. 59, die bei:

$$\frac{k_z}{p_i} = \frac{600}{200} = 3,0 \text{ das Verhältnis } \frac{r_a}{r_i} = 1,47 \text{ oder } r_a = 1,47 \cdot 13 = 19,2 \text{ cm}$$

verlangt. Ausgeführt: 380 mm Außendurchmesser oder 60 mm Wandstärke. Tatsächlich ist die Beanspruchung wesentlich günstiger als berechnet, da selbst in der höchsten Stellung des Kolbens nur ein Teil der Wandung unter dem Betriebsdruck steht, weil die Abdichtung durch einen Lederstulp am unteren Kolbenrand, Abb. 934, S. 522, vorgesehen ist. Andererseits wird aber der Zylinder in der Ebene AB , Abb. 1706, durch die Stangenkräfte auf Biegung beansprucht. Er wurde deshalb dort auf 70 mm, einem Außendurchmesser von 400 mm entsprechend, verstärkt. Dadurch sinkt allerdings die Anstrengung des Zylinders durch den inneren Druck nur in geringem Maße; mit

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{20}{13} = 1,538$$

wird nach Kurve bb Abb. 59:

$$\frac{\sigma_z}{p_i} = 2,77 \text{ und } \sigma_z = 200 \cdot 2,77 = 554 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Nachrechnung des kugelförmigen Bodens erübrigt sich, da er aus Gußrücksichten, wie weiter unten begründet, dieselbe Wandstärke wie der Zylinder erhalten muß.

Der Kolben würde, wenn er eine genügend sichere Führung durch seine Außenfläche finden sollte, eine große Länge erhalten. Das hätte einen schweren und teuren Zylinder ergeben. Zudem wäre ein gut passender Kolben wegen des Biegemomentes, dem der Zylinder durch die Stangenkräfte ausgesetzt ist, leicht eingeklemmt worden. Deshalb wurde ein besonderer Führungsstempel von 80 mm Durchmesser, Abb. 934, ausgebildet, der schließend in einem im Innern des Kolbens hochgezogenen Führungszyylinder läuft und gleichzeitig zur Aufnahme der Rückzugvorrichtung dient. Damit der Betriebsdruck auch auf ihn wirken kann, sind die Bohrungen $CDEF$ und die Nut N vorgesehen. Beim höchsten Hub von 130 mm findet der Stempel noch eine $L = 115$ mm lange Führung, so daß das Verhältnis:

$$\frac{L}{d} = \frac{115}{80} = 1,44$$

genügend groß ausfällt.

Der Hauptkolben wird durch den Betriebsdruck mit 590 kg/cm² beansprucht. An ihm ist im Mittel:

folglich

$$r_i = 87,5, \quad r_a = 130 \text{ mm,}$$

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{13}{8,75} = 1,487$$

und $\frac{\sigma_z}{p_i}$ nach Kurve bb der Abb. 59 gleich 2,95 oder

$$\sigma_z = 200 \cdot 2,95 = 590 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Biegebeanspruchung des Zylinders durch die Kräfte in den Stangen ergibt sich annähernd, wie folgt nach Abb. 1712. Dort ist der wirkliche, strichpunktiert dargestellte Querschnitt durch den geradlinig begrenzten, stark ausgezogenen, mit ebenem Boden ersetz, der Führungszylinder aber, welcher zur Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegung kaum beiträgt, unberücksichtigt gelassen. Dabei wird der Schwerpunkt-
abstand x von der Unterkante:

$$x = \frac{40 \cdot 38,5 \cdot 19,25 + 3 \cdot 5 \cdot 2,5 - 26 \cdot 25,5 \cdot 25,75 - 8 \cdot 4 \cdot 11 - 3,5 \cdot 3,5 \cdot 7,25 - 33 \cdot 5,5 \cdot 2,75}{40 \cdot 38,5 + 3 \cdot 5 - 26 \cdot 25,5 - 8 \cdot 4 - 3,5 \cdot 3,5 - 33 \cdot 5,5} = 17,5 \text{ cm}$$

und das Trägheitsmoment, bezogen auf die wagerechte Schwerachse:

$$J = \frac{40 \cdot 38,5^3}{12} + 40 \cdot 38,5 \cdot 1,75^2 + \frac{3 \cdot 5^3}{12} + 3 \cdot 5 \cdot 15^2 - \frac{26 \cdot 25,5^3}{12} - 26 \cdot 25,5 \cdot 8,25^2 - \frac{8 \cdot 4^3}{12} - 8 \cdot 4 \cdot 6,5^2 - \frac{3,5 \cdot 3,5^3}{12} - 3,5 \cdot 3,5 \cdot 10,25^2 - \frac{33 \cdot 5,5^3}{12} - 33 \cdot 5,5 \cdot 14,75^2 = 75640 \text{ cm}^4.$$

Betrachtet man den Zylinder als einen durch eine Einzelkraft P belasteten Träger auf zwei Stützen, so ergibt sich die größte Zugspannung längs der Unterfläche des Zylinders bei einem Stangenabstand $c = 500 \text{ mm}$:

$$+\sigma_b = \frac{P \cdot c \cdot x}{4 \cdot J} = \frac{100\,000 \cdot 50 \cdot 17,5}{4 \cdot 75\,640} = 289 \text{ kg/cm}^2,$$

die größte Druckspannung längs der oberen Begrenzungsfläche:

$$-\sigma_b = \frac{P \cdot c \cdot (h-x)}{4 \cdot J} = \frac{100\,000 \cdot 50 (38,5 - 17,5)}{4 \cdot 75\,640} = 346 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Spannungen erscheinen an sich, aber auch im Zusammenhang mit den Anstrengungen durch den inneren Druck, gutes Gußeisen vorausgesetzt, zulässig, da sich, wie schon oben angedeutet, die Wirkung des Flüssigkeitsdruckes auf die mittleren Zonen des Zylinders beschränkt, wo die Biegespannungen niedrig sind.

Der im Führungsstempel eingebaute Rückzugkolben wirkt durch den Druck von $p_i = 200 \text{ at}$ in dem Ringraum von $d_1 = 35$ und $d_2 = 24 \text{ mm}$ Durchmesser, Abb. 934 rechts oben, erzeugt also eine Rückzugkraft:

$$P' = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \cdot p_i = \frac{\pi}{4} (3,5^2 - 2,4^2) \cdot 200 = 1020 \text{ kg}.$$

Zweck der Vorrichtung ist, den Kolben sinken zu lassen, wenn der Abfluß im Hauptzylinder freigegeben wird; sie hat also die Kolben-, insbesondere die Stulpreibung zu überwinden und die Flüssigkeit im Hauptraume unter den zum Abfließen nötigen Druck zu setzen.

Die Stulpreibung errechnet sich nach der Formel (252) S. 531, wenn $R_0 = 0$ und $u = 0,1$ eingesetzt wird, an den beiden Stulpen des Rückzugkolbens zu:

$$(\pi \cdot d_1 + \pi \cdot d_2) \cdot b \cdot p \cdot \mu = (\pi \cdot 3,5 + \pi \cdot 2,4) 1 \cdot 200 \cdot 0,1 = 370 \text{ kg},$$

am Hauptkolben bei 1,5 at Innendruck zu:

$$\pi \cdot D \cdot b \cdot p \cdot \mu = \pi \cdot 26 \cdot 2,5 \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 30,6, \text{ in Summe zu rund } 400 \text{ kg}.$$

Mithin stehen zur Erzeugung des Flüssigkeitsdruckes $P' = 1020 - 400 = 620 \text{ kg}$ zur Ver-

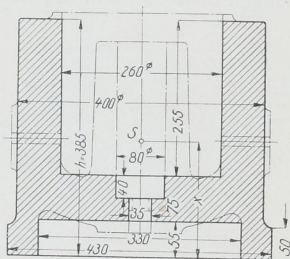


Abb. 1712. Zur Berechnung des Zylinders Abb. 934 auf Biegung. M. 1:10.

fügung, die eine Pressung:

$$p' = \frac{P'}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{620}{\frac{\pi}{4} 26^2} = 1,17 \text{ at}$$

erzeugen, welche ausreichend erscheint.

Die konstruktive Gestaltung des Zylinders ging von dem Guß in umgekehrter Lage aus, um das Einformen der Grundplatte zu erleichtern und um mitten auf dem Boden einen verlorenen Kopf von 140 mm Durchmesser aufsetzen zu können, damit die Wandungen dicht werden. Der Boden wurde in derselben Stärke wie der eigentliche Zylinder ausgeführt, also dicker als er auf Grund der Festigkeitsrechnung sein könnte, um ihn nicht früher erstarren zu lassen und bedenkliche Lunkerbildung an der Übergangsstelle zur Zylinderwandung, Abb. 1713, zu bekommen.

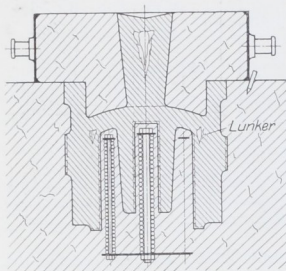


Abb. 1713. Gießtechnisch falsche Ausbildung des Zylinders
Abb. 934.

3. Verstärkung von Preßzylindern.

Als Grenze für die Anwendung einfacher Zylinder, sofern eine bestimmte Anstrengung k_z nicht überschritten werden soll, folgt aus den Formeln (482a) und (482b) $k_z = 1,3 p_i$, weil dann der Nenner unter der Wurzel gleich Null, die Wandstärke also unendlich groß wird. Unter Annahme der höheren auf Seite 941 angeführten

Werte für k_z liegt die Grenze für Gußeisen bei $p_i = \frac{750}{1,3}$
 $= 577 \text{ at}$, für weichen Flußstahl bei $p_i = \frac{1800}{1,3} = 1380 \text{ at}$.

Schon bei der Annäherung an diese Drucke ergeben sich sehr große Wandstärken unter sehr schlechter Ausnutzung des Werkstoffes.

Die Beherrschung größerer Pressungen ist durch verschiedene Mittel möglich. Der bei der Krügerschen Arbeit angedeutete Weg, die inneren Zonen der Zylinder zum Fließen zu bringen und diese dadurch widerstandsfähiger zu machen, wurde schon bei der Herstellung der österreichischen Uchatiusbronzegeschützrohre mit Erfolg benutzt, indem die Rohre durch Hindurchtreiben eines Dornes vorgereckt und dann erst ausgebohrt wurden. Ob das Verfahren auch auf Preßzylinder angewendet wird, ist dem Verfasser nicht bekannt.

a) Zylinder Huberscher Bauart.

Der grundsätzlichen Bedeutung wegen sei zunächst ein neuerer Vorschlag von Huber [XXIII, 2] besprochen, nach dem der eigentliche Preßzylinder durch einen Mantel mit einigen Millimetern Spiel, Abb. 1714, umgeben ist. Hier und im folgenden sind die Bezeichnungen, die sich auf den Zylinder beziehen, durch die Ziffer 1, diejenigen, die zum Mantel gehören, durch die Ziffer 2 gekennzeichnet. Im Zwischenraum wird eine Pressung $q < p_i$ erzeugt, die den inneren Zylinder auf Druck beansprucht und die hohen Zugspannungen vermindert, welche der Betriebsdruck p_i bedingt. In der Entfernung r von der Achse entsteht durch die Wirkung von q eine Anstrengung:

$$-\sigma = -q \frac{r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2} \left(0,7 + 1,3 \frac{r_{i_1}^2}{r^2} \right), \quad (483)$$

am inneren Umfange eine solche von:

$$-\sigma_{\max} = -2q \frac{r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}. \quad (484)$$

Die Bauart setzt voraus, daß die beiden Drucke an allen Stellen gleichzeitig auftreten. Deshalb muß die Abdichtung des eigentlichen Zylinders in gleicher Höhe, wie

im Zwischenraume, Abb. 1714, liegen und darf nicht etwa am unteren Ende des Kolbens angebracht sein. Dann wären nämlich die Teile des Zylinders oberhalb dieser Dichtung keinem Innendruck, wohl aber hohem Außendruck ausgesetzt und würden überanstrengt. Die Abdichtung des Spaltes ist konstruktiv leicht und kann durch Gummischniüre erfolgen; umständlich ist dagegen die Druckabstufung von p_i auf q Atmosphären, etwa durch einen Druckübersetzer.

Zahlenbeispiel 2. Ein Zylinder mit Boden von $2r_i = 300$ mm lichter Weite aus Stahlguß, würde bei einem Innendruck von $p_i = 800$ at und $k_z = 1500$ kg/cm² zulässiger Anstrengung einen Außenhalbmesser (482b):

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 15 \sqrt{\frac{1500 + 0,4 \cdot 800}{1500 - 1,3 \cdot 800}} = 29,8 \text{ cm}$$

oder eine Wandstärke von 14,8 cm erhalten. Wird der Zylinder so unterstützt, daß in der Wandung keine Längskraft entsteht oder wird er ohne Boden ausgeführt, so fällt sein Außenhalbmesser etwas größer aus:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,7 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = 15 \sqrt{\frac{1500 + 0,7 \cdot 800}{1500 - 1,3 \cdot 800}} = 31,8 \text{ cm},$$

Abb. 1715. Will man den Zylinder nach dem Vorschlage von Huber unterteilen, so läßt sich aus den Formeln (479) und (484) eine solche zur Berechnung des inneren Zylinders ableiten, die aber ziemlich verwickelt ist. Einfacher ist die Benutzung der Linien der Abb. 59. Angenommen sei ein Zwischendruck $q = 0,4 p_i$ und eine Anstrengung von ebenfalls 1500 kg/cm² an der Innenfläche des Zylinders. Die Anstrengung durch den

Innendruck p_i , bei beliebigen Verhältnissen $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$ kann der Kurve *bb* der Abb. 59 entnommen werden.

Für einen bestimmten Wert von $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$ sei die Ordinate mit *b* bezeichnet. Durch den äußeren Druck $q = 0,4 p_i$ wird die Anstrengung um das 0,4-fache der entsprechenden Ordinate *c* der Kurve *cc*, Abb. 59, erniedrigt. Bildet man nun $b - 0,4c$ und trägt diesen Wert in Abhängigkeit von dem Verhältnis $\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}}$ auf, so

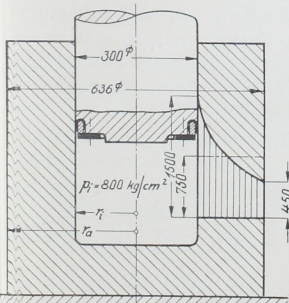


Abb. 1715. Vollwandiger Preßzylinder für 800 at Betriebsdruck. M. 1:15.

erhält man einen Punkt der Linie Abb. 1716. Aus ihr findet man für das gegebene Verhältnis:

$$\frac{k_z}{p_i} = \frac{1500}{800} = 1,875; \quad \frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = 1,368$$

und damit $r_{a_1} = 1,368 \cdot 15 = 20,5$ cm.

Der Mantel erhalte gegenüber der Außenfläche des Zylinders 3 mm radiales Spiel, so daß sein innerer Halbmesser $r_{i_2} = 20,8$ cm werde. Auf inneren Druck mit $q = 0,4 p_i$

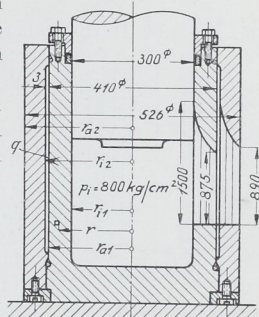


Abb. 1714. Preßzylinder für 800 at Betriebsdruck mit abgestuftem Zwischendruck nach Huber. M. 1:15.

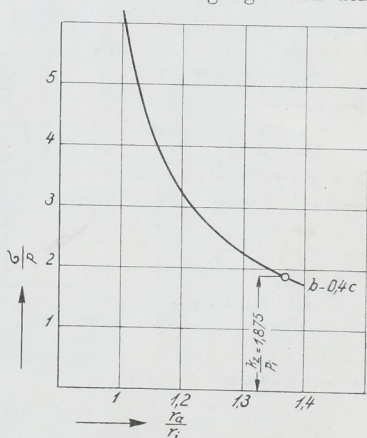


Abb. 1716. Hilfskurve zur Berechnung des Zylinders Abb. 1714.

= 320 at beansprucht, wird bei der gleichen zulässigen Anstrengung, wie oben:

$$\frac{k_z}{q} = \frac{1500}{320} = 4,69; \quad \frac{r_{a2}}{r_{i1}} = 1,262; \quad r_{a2} = 1,262 \cdot 20,8 = 26,3 \text{ cm.}$$

Der Zylinder Huberscher Bauart fällt demnach wesentlich leichter als der vollwandige aus; er verlangt in den zylindrischen Wandungen nur 57% des Werkstoffes, den jener benötigt.

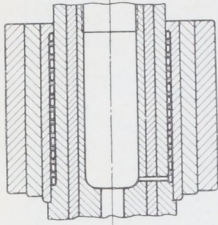


Abb. 1717. Preßzylinder mit abgestuften Druckflächen nach Huber.

Ein anderer Vorschlag Hubers geht dahin, nicht den Druck, sondern die Druckflächen abzustufen, indem man den vollen Innendruck p_i in einem geschlossenen Spiralrohr wirken läßt, das in dem Spalt zwischen den beiden Zylindern allseitig eingebettet liegt. Vgl. Abb. 1717, die einen Zylinder für sehr hohe Drucke darstellt, an dem Huber das Spiralrohr zusammen mit der Verstärkung durch Schrumpfringe verwandt hat. Die Spannungsverteilung ist, wenigstens in einiger Entfernung von dem Rohr, eine ähnliche wie oben. Der Vorteil der beiden eben beschriebenen Bauarten ist, daß die Spannungen, die beim Betrieb durch den Druck in dem Raum zwischen Zylinder und Mantel oder im

Spiralrohr erzeugt werden, bei der Entlastung wieder verschwinden, während die folgenden Verstärkungsverfahren Spannungen im entlasteten Zustande bedingen.

b) Verstärkung durch Aufschumpfen von Mänteln oder Ringen.

Die am häufigsten ausgeführte Verstärkung von Preßzylindern ist die durch Aufschumpfen von Mänteln oder Ringen. Diese erhalten einen Innendurchmesser, der um das Schrumpfmaß z kleiner als der Außendurchmesser des Zylinders ist, werden warm übergeschoben und kommen infolge der Zusammenziehung bei der Abkühlung unter tangentiale Zugspannungen. Im

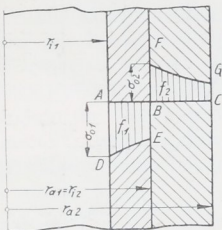


Abb. 1718. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im unbelasteten Zustand.

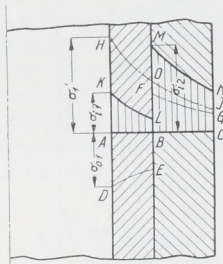


Abb. 1719. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im Betriebszustand.

inneren Zylinder, der nun ähnlich wie oben besprochen, äußerem Druck unterliegt, entstehen Druckspannungen, die während der Ruhe dauernd vorhanden sind, beim Betrieb jedoch erst durch den Druck des Preßmittels überwunden werden müssen, ehe Zugspannungen auftreten können.

Bei der Ermittlung der Wandstärken bietet das im folgenden beschriebene zeichnerisch-rechnerische Verfahren gegenüber rein rechnerischer Behandlung den Vorzug größerer Anschaulichkeit.

Abb. 1718 zeigt in den Linien DE und FG die Verteilung der durch den Schrumpfdruck erzeugten tangentialen Anstrengungen. σ_{o1} sei die größte auf Druck an der Innenfläche des Zylinders, σ_{o2} diejenige auf Zug an der Innenfläche des Mantels. Die Flächen f_1 und f_2 , welche die Anstrengungslinien mit der Grundlinie AC einschließen, sind annähernd gleich groß — nur annähernd, weil die benutzten Formeln nicht die entstehenden Tangentialspannungen, sondern die Anstrengungen angeben, die infolge der Quersammenziehung durch die Radial- und Längsspannungen in den Wandungen beeinflusst werden.

Wird nun der Zylinder dem von innen her wirkenden Betriebsdruck p_i ausgesetzt, so dürfen die beiden Wandungen als ein Ganzes aufgefaßt werden. Nach der Formel (481a) berechnet, würde p_i Anstrengungen entsprechend der strichpunktierten Linie HJ , Abb. 1719, mit einem Größtwert σ'_1 an der Zylinderinnenfläche bedingen, die nun aber

durch die Schrumpfspannungen im Zylinder um die Ordinaten der Linie DE auf KL erniedrigt, im Mantel um die Ordinaten der Linie FG auf MN erhöht werden, so daß der Verlauf der Anstrengung im Betriebszustande durch den gebrochenen Linienzug $KLMN$ gekennzeichnet ist. Die größten auftretenden Anstrengungen sind $AK = \sigma_{i_1}$ im Zylinder, $BM = \sigma_{i_2}$ im Mantel. Dabei gilt, daß $\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1}$ und daß die unter der Linie HJ liegende Fläche $HOLK = f_1$ rund gleich der darüberliegenden $MNJO = f_2$ ist. Sollen die Anstrengungen während des Betriebes im Zylinder und im Mantel gleich groß, also $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2}$ sein, so ist die Lage der Trennungsfuge annähernd durch:

$$\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = \frac{r_{a_2}}{r_{o_1}} \quad \text{oder} \quad r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} \quad (485)$$

gegeben. Die eben angeführten drei Bedingungen bilden die Grundlage für den Entwurf von Zylindern, die durch warm aufgezoogene Ringe oder Mäntel verstärkt werden sollen.

Es sei zunächst angenommen, daß Zylinder und Mantel aus dem gleichen Werkstoffe bestehen und gleich hohen Anstrengungen $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2}$ im Betriebe ausgesetzt seien. Sind der Betriebsdruck p_i und der innere Halbmesser des Zylinders r_{i_1} gegeben, so schätze man die Anstrengung σ_{o_1} , berechne unter Zugrundelegung von $\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1}$ den Außenhalbmesser r_{a_2} des Mantels und zeichne den Verlauf der Anstrengung, Linie HOJ der Abb. 1720, auf. Formel (485) liefert dann die Lage der Fuge im Zylinder. Trägt man jetzt die Anstrengungen während des Betriebes $\sigma_{i_1} = AK$ und $\sigma_{i_2} = BM$ und zunächst gefühlsmäßig den Verlauf der Kurven KL und MN ein, so wird man daran, ob die Flächen f_1 und f_2 annähernd gleich groß sind, leicht beurteilen können, ob die Vorspannung σ_{o_1} richtig geschätzt war und in welcher Weise sie gegebenenfalls abzuändern ist. Aus σ_{o_1} folgt schließlich nach Formel (484) der Schrumpfdruck:

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_1}^2}, \quad (486)$$

womit die Grundlagen für die genaue Nachrechnung des gesamten Zylinders gegeben sind. Übrigens läßt sich der Verlauf der Kurven DE und KL , Abb. 1719, dadurch genau ermitteln, daß man den Druck:

$$q_2 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_2}^2} \quad (487)$$

bestimmt, der auf den äußeren Mantelumfang wirken müßte, wenn die Vorspannung σ_{o_1} erzeugt werden soll und daß man DE aus q_2 berechnet.

Zahlenbeispiel 3. Der vom Bodendruck entlastete Stahlgußzylinder des Beispiels 2 Seite 947 von $2r_{i_1} = 300$ mm lichtigem Durchmesser soll für $p_i = 800$ at Betriebsdruck durchgebildet werden unter Verstärkung durch einen Flußstahlmantel bei $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2} = 1500$ kg/cm² Anstrengung, Abb. 1720.

Geschätzt $\sigma_{o_1} = 500$ kg/cm². Aus

$$\sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1} = 1500 + 500 = 2000 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{und} \quad \frac{\sigma'_1}{p_i} = \frac{2000}{800} = 2,5$$

folgt nach Kurve bb , Abb. 59:

$$\frac{r_{a_2}}{r_{i_1}} = 1,64; \quad r_{a_2} = 1,64 \cdot 15 = 24,6 \text{ cm.}$$

Die Lage der Teilfuge ergibt sich aus:

$$r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} = \sqrt{15 \cdot 24,6} = 19,2 \text{ cm.}$$

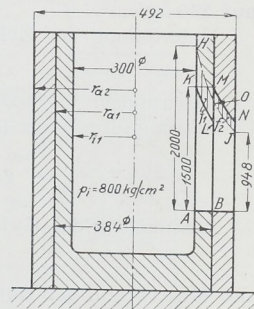


Abb. 1720. Zur Berechnung von Zylindern mit aufgeschwemmtem Mantel. M. 1:15.

Zur Aufzeichnung des Verlaufes der Anstrengung genügt es, diese in $r = 18, 21$ und $r_{a_2} = 24,6$ cm Entfernung von der Mitte nach (481a) zu ermitteln:

$$\begin{aligned} r &= 18 \quad 21 \quad 24,6 \text{ cm,} \\ \sigma_z &= 1481 \quad 1175 \quad 948 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

So findet man den Linienzug HOJ der Abb. 1720. Durch Auftragen der Werte $\sigma_{i_1} = \sigma_{i_2} = 1500$ kg/cm² an den Innenflächen des Zylinders und des Mantels sieht man aber sofort, daß die zu erwartenden Flächen f_1 und f_2 verschieden groß ausfallen, und daß die Vorspannung, da offenbar $f_1 > f_2$ ist, zu hoch gewählt war.

Geschätzt:

$$\sigma_{o_1} = 350 \text{ kg/cm}^2; \quad \sigma'_1 = \sigma_{i_1} + \sigma_{o_1} = 1500 + 350 = 1850 \text{ kg/cm}^2.$$

Hierzu Abb. 1721.

$$\frac{\sigma'_1}{p_i} = \frac{1850}{800} = 2,31; \quad \frac{r_{a_2}}{r_{i_1}} = 1,72; \quad r_{a_2} = 1,72 \cdot 15 = 25,8 \text{ cm.}$$

Aufgerundet auf $r_{a_2} = 260$ mm. Dadurch sinkt σ'_1 auf 1840 und die Vorspannung σ_{o_1} auf 340 kg/cm².

Unterteilung des Zylinders:

$$r_{a_1} = \sqrt{r_{i_1} \cdot r_{a_2}} = \sqrt{15 \cdot 26} = 19,75 \text{ cm.}$$

Abgerundet: $r_{a_1} = 200$ mm.

Schrumpfdruck aus (486):

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1}}{2} \cdot \frac{r_{a_1} - r_{i_1}^2}{r_{a_1}^2} = \frac{340}{2} \cdot \frac{20^2 - 15^2}{20^2} = 74,3 \text{ at.}$$

Anstrengung des Zylinders im Betriebe:

$$1840 - 340 = 1500 \text{ kg/cm}^2;$$

des Mantels in der Ruhe durch den von innen her wirkenden Schrumpfdruck gemäß Formel (479a):

$$\sigma_{o_2} = q_1 \frac{0,7 \cdot r_{i_2}^2 + 1,3 \cdot r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_2}^2} = 74,3 \frac{0,7 \cdot 20^2 + 1,3 \cdot 26^2}{26^2 - 20^2} = 312 \text{ kg/cm}^2.$$

Dazu kommt infolge des Betriebsdruckes p_i nach (481a):

$$\sigma' = p_i \left(\frac{0,7 \cdot r_{i_1}^2}{r_{a_2} - r_{i_1}^2} + \frac{1}{r_{i_2}^2} \cdot \frac{1,3 \cdot r_{i_1}^2 \cdot r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2} \right) = 800 \left(\frac{0,7 \cdot 15^2}{26^2 - 15^2} + \frac{1}{20^2} \cdot \frac{1,3 \cdot 15^2 \cdot 26^2}{26^2 - 15^2} \right) = 1160 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß die Anstrengung des Mantels während des Betriebs auf $\sigma_{i_2} = \sigma_{o_2} + \sigma' = 312 + 1160 = 1472$ kg/cm² steigt. Den durch Nachrechnen einiger Zwischenpunkte ergänzten Spannungsverlauf gibt Abb. 1721 wieder. Der Vergleich der Abb. 1714 und 1721 zeigt die Gleichwertigkeit beider Bauarten in bezug auf den Werkstoffverbrauch, wenn man den 3 mm breiten Spalt bei der ersten Ausführung berücksichtigt.

Zahlenbeispiel 4. Der Gang der Rechnung und die Gestaltung in dem Falle, daß die Werkstoffe des Zylinders und des Mantels verschieden sind, sei an dem Vergleichsbeispiel unter der Annahme durchgeführt, daß der Zylinder aus Gußeisen, der Mantel aber wieder aus Flußstahl bestehe, Abb. 1722. Zylinderdurchmesser $2r_{i_1} = 300$ mm, Betriebsdruck $p_i = 800$ at.

Den Ausgangspunkt bieten hier die Beanspruchungen des gußeisernen Zylinders: die Anstrengung während der Ruhe durch den Schrumpfdruck werde mit $\sigma_{o_1} = 800$ kg/cm² auf Druck, diejenige während des Betriebes mit $\sigma_{i_1} = 500$ kg/cm² auf Zug angenommen. Beide Werte sind recht bedeutend, wenn man beachtet, daß die Inanspruchnahme des Werkstoffes wechselnd ist: sie setzen hochwertiges Gußeisen voraus, sind aber notwendig, wenn man die Abmessungen des Zylinders nicht zu groß werden lassen will. Die zulässige Anstrengung im Mantel soll $\sigma_{i_2} = 1500$ kg/cm² nicht überschreiten.

Aus der Summe der Anstrengungen $\sigma_{o_1} + \sigma_{i_1} = \sigma'_1 = 800 + 500 = 1300 \text{ kg/cm}^2$ berechnet man zunächst den Außenhalbmesser r_{a_2} des gesamten Zylinders, den man vorläufig als ein Ganzes betrachtet. Nach Formel (482a) wird:

$$r_{a_2} = r_{i_1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma'_1 + 0,7 p_i}{\sigma'_1 - 1,3 p_i}} = 15 \cdot \sqrt{\frac{1300 + 0,7 \cdot 800}{1300 - 1,3 \cdot 800}} = 40,1 \text{ cm.}$$

Abgerundet auf $r_{a_2} = 400 \text{ mm}$. Der Spannungsverlauf HJ ist durch die folgenden, nach der Formel (481a) ermittelten Zahlen gegeben:

$$\begin{array}{cccccc} r & = & 15 & 20 & 25 & 30 & 35 & 40 \text{ cm,} \\ \sigma' & = & 1302 & 772 & 527 & 395 & 321 & 262 \text{ kg/cm}^2. \end{array}$$

Zur Aufzeichnung der Vorspannungslinie DE wurde der Schrumpfdruck q_2 auf der Außenfläche des Mantels, der zur Erzeugung von σ_{o_1} nach (487) nötig wäre,

$$q_2 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_2}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_2}^2} = 800 \cdot \frac{(40^2 - 15^2)}{2 \cdot 40^2} = 343,7 \text{ at}$$

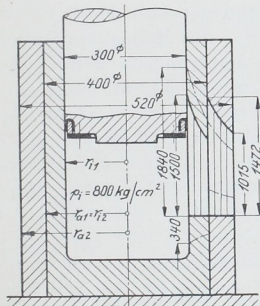


Abb. 1721. Zylinder für 800 at Betriebsdruck durch einen aufgeschumpften Mantel verstärkt. M. 1:15.

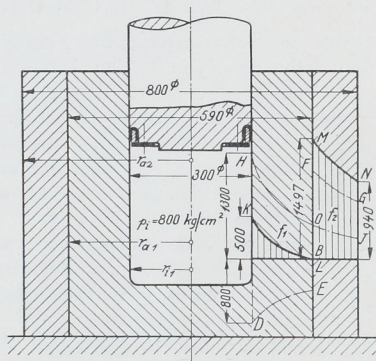


Abb. 1722. Zylinder für 800 at Betriebsdruck aus Gußeisen, verstärkt durch einen aufgeschumpften Stahlmantel. M. 1:15.

und daraus der Spannungsverlauf nach Formel (483) berechnet:

$$\begin{array}{cccc} r & = & 15 & 20 & 25 & 30 \text{ cm,} \\ \sigma'' & = & 800 & 556 & 424 & 380 \text{ kg/cm}^2. \end{array}$$

Die Differenzen $\sigma' - \sigma''$ führen zur Kurve KL , Abb. 1722. Nun ist der Zylinder so zu unterteilen, daß die Fläche $HOLK = f_1$ annähernd gleich der durch die tangentialen Anstrengungen des Mantels gegebenen Fläche $MNJO = f_2$ wird, wobei die Ordinate BM durch die zulässige Anstrengung des Mantels $\sigma_{i_2} = 1500 \text{ kg/cm}^2$ gegeben ist. So findet man $r_{a_1} = 295 \text{ mm}$. Schrumpfdruck aus (486):

$$q_1 = \frac{\sigma_{o_1} r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}{2 r_{a_1}^2} = \frac{800 \cdot 29,5^2 - 15^2}{2 \cdot 29,5^2} = 297 \text{ at.}$$

Nachrechnung der Beanspruchung des Mantels durch den Schrumpfdruck (479a):

$$\sigma'_2 = q_1 \cdot \frac{0,7 \cdot r_{i_2}^2 + 1,3 r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_2}^2} = 297 \cdot \frac{0,7 \cdot 29,5^2 + 1,3 \cdot 40^2}{40^2 - 29,5^2} = 1092 \text{ kg/cm}^2.$$

Zu der Spannung durch den Innendruck $\sigma' = 405 \text{ kg/cm}^2$ addiert, ergibt sich die Betriebsspannung $\sigma_{i_1} \approx 1497 \text{ kg/cm}^2$, in genügender Übereinstimmung mit der in der Aufgabe gestellten Forderung.

Der große Außendurchmesser, den der Zylinder nach Abb. 1722 gegenüber Abb. 1721 bekommt, weist darauf hin, daß es sich nicht empfiehlt, bei so hohem Betriebsdruck Gußeisen zu verwenden, sowohl in Rücksicht auf die Schwierigkeit, einen so dickwandigen Zylinder gleichmäßig und dicht zu gießen, wie auch wegen der großen Abmessungen, die die gesamte Presse und ihre Teile bekommen würden. Der flußstählerne Mantel der Abb. 1722 fällt schwerer aus als die Wandung des gesamten Zylinders nach Abb. 1721! Die Begründung liegt darin, daß das Gußeisen während des Betriebs nur niedrigen Anstrengungen unterliegt, also schlecht ausgenutzt wird und daher wenig zur Aufnahme der Kräfte beiträgt.

Werden mehrere Mäntel übereinander gezogen, so kann man in sinngemäßer Weise vorgehen. Denselben Werkstoff und gleiche Höhe der zulässigen Anstrengungen in den einzelnen Teilen vorausgesetzt, folgt die Lage der Teilfugen bei zwei Mänteln aus:

$$\frac{r_{a_1}}{r_{i_1}} = \frac{r_{a_2}}{r_{a_1}} = \frac{r_{a_3}}{r_{a_2}}; \quad r_{a_1} = \sqrt[3]{r_{i_1}^2 \cdot r_{a_3}}; \quad r_{a_2} = \sqrt[3]{r_{i_1} \cdot r_{a_3}^2}; \quad (488)$$

bei drei Mänteln aus:

$$r_{a_1} = \sqrt[4]{r_{i_1}^3 \cdot r_{a_4}}; \quad r_{a_2} = \sqrt[4]{r_{i_1}^2 \cdot r_{a_4}^2}; \quad r_{a_3} = \sqrt[4]{r_{i_1} \cdot r_{a_4}^3}. \quad (489)$$

Die Größe des Schrumpffmaßes z ergibt sich an Hand der Abb. 1723. Vor dem Zusammenbau habe der Zylinder den Außendurchmesser d_{a_1} , der Mantel den Innendurchmesser d_{i_2} . Nach dem Zusammensetzen entstehen im Zylinder Anstrengungen auf Druck, die am äußeren Umfange σ_{a_1} kg/cm² betragen. Ist α_1 die Dehnungszahl des verwandten Werkstoffes, so ist die zugehörige Stauchung $\varepsilon_1 = \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1}$ und die Verkürzung die der Zylinderumfang erfährt, $\varepsilon_1 \cdot \pi \cdot d_{a_1}$. Im gleichen Verhältnis verringert sich auch sein Durchmesser, nämlich um $\varepsilon_1 \cdot d_{a_1} = \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1}$, also auf $d_{a_1} - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1}$. Der Mantel wird auf Zug beansprucht; die Dehnung beträgt am inneren Umfange $\varepsilon_2 = \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}$. Sein Durchmesser wird um $\alpha_2 \cdot \sigma_{i_2} \cdot d_{i_2}$ auf $d_{i_2} + \alpha_2 \sigma_{i_2} d_{i_2}$ vergrößert, wenn α_2 die Dehnungszahl des Werkstoffes ist. Da nun im zusammengesetzten Zustande der Außendurchmesser des Zylinders gleich dem Innendurchmesser des Mantels sein muß, weil die entsprechenden Flächen aufeinander liegen, so folgt:

$$d_{a_1} - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} \cdot d_{a_1} = d_{i_2} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2} \cdot d_{i_2} \quad \text{oder} \quad \frac{d_{i_2}}{d_{a_1}} = \frac{1 - \alpha_1 \cdot \sigma_{a_1}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}}$$

Endlich ist das Schrumpffmaß:

$$z = d_{a_1} - d_{i_2} = d_{a_1} \left(1 - \frac{d_{i_2}}{d_{a_1}} \right) = d_{a_1} \frac{\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \sigma_{i_2}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}} \quad (490)$$

oder bei dem meist sehr kleinen Werte von $\alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}$ genügend genau:

$$z \approx d_{a_1} (\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \sigma_{i_2}). \quad (491)$$

σ_{a_1} und σ_{i_2} folgen aus dem Schrumpfdruck q_1 :

$$-\sigma_{a_1} = -q_1 \frac{1,3 \cdot r_{i_1}^2 + 0,7 r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2}, \quad (492)$$

$$\sigma_{i_2} = q_1 \frac{0,7 r_{i_2}^2 + 1,3 r_{a_2}^2}{r_{a_2}^2 - r_{i_2}^2}. \quad (493)$$

σ_{i_2} kann auch an Kurve bb , Abb. 59, gefunden werden. Beide Größen sind in Formel (490) oder (491) lediglich ihrem Zahlenwert nach, also positiv, einzusetzen.

Bei der Anwendung des so berechneten Schrumpffmaßes muß man Zuschläge geben, die sich nach der Genauigkeit, mit der die Durchmesser von der Werkstatt bestimmt werden und nach dem Bearbeitungszustande der Schrumpffflächen richten, weil bei rauen Flächen, also weniger sorgfältiger Bearbeitung der Schrumpfdruck zum Teil dazu benutzt wird, die Unebenheiten der Oberflächen ineinander zu drücken.

Dadurch entstehen aber Abweichungen von den berechneten Anstrengungen; es tritt eine gewisse Unsicherheit über die Höhe der wirklichen Spannungen in den Teilen von Schrumpfverbindungen ein.

Wie hoch der Mantel beim Aufziehen mindestens erwärmt werden muß, hängt von der Dehnungszahl γ des Werkstoffes bei 1^o Erwärmung ab und folgt aus:

$$\gamma \cdot t \cdot d_{i_2} = z; \quad t > \frac{z}{\gamma \cdot d_{i_2}}. \quad (494)$$

Zahlenbeispiel 5. Das Schrumpfmaß des Mantels von $d_{i_2} = 400$ mm lichtem Durchmesser des Beispiels 3, Seite 949 ergibt sich bei $q = 74,3$ at Schrumpfdruck und Dehnungszahlen $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1}{2100000}$ cm²/kg wie folgt. Anstrengung auf Druck am äußeren Umfang des Zylinders nach Formel (492):

$$-\sigma_{a_1} = -q_1 \frac{1,3 r_{i_1}^2 + 0,7 r_{a_1}^2}{r_{a_1}^2 - r_{i_1}^2} = -74,3 \frac{1,3 \cdot 15^2 + 0,7 \cdot 20^2}{20^2 - 15^2} = -243 \text{ kg/cm}^2.$$

Anstrengung auf Zug an der Innenfläche des Mantels bei $\frac{r_{a_2}}{r_{i_2}} = \frac{26}{20} = 1,30$ nach Kurve *b b* der Abb. 59:

$$\sigma_{i_2} = 4,20 \cdot q = 4,20 \cdot 74,3 = 312 \text{ kg/cm}^2.$$

Schrumpfmaß (490):

$$z = d_{a_1} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}}{1 + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}} = \frac{40(243 + 312)}{2100000 \left(1 + \frac{312}{2100000}\right)} = 0,0106 \text{ cm}.$$

Über die Empfindlichkeit des Zylinders gegenüber Schrumpfmaßfehlern verschafft man sich am einfachsten ein Urteil, wenn man den Schrumpfdruck verändert, ihn z. B. im vorliegenden Fall zu 100 at annimmt. Dann wird $\sigma'_{a_1} = 328$, $\sigma'_{i_2} = 420$ kg/cm² und das entsprechende Schrumpfmaß $z' = 0,0143$ cm. Es hat im gleichen Verhältnis zum Schrumpfdruck um 0,037 mm zugenommen, so daß eine Abweichung des Schrumpfmaßes um 0,01 mm einer Änderung des Schrumpfdruckes um $\frac{100 - 74,3}{3,7} \approx 7$ at entspricht. Sie erhöht oder vermindert die Anstrengung am inneren Umfange des Mantels um 23, diejenige im Zylinder um 30 kg/cm², d. i. im Mittel um 1,8^o/₀ der Anstrengung während des Betriebes.

Als Schrumpftemperatur genügen rechnungsmäßig schon:

$$t = \frac{z}{\gamma \cdot d_{i_2}} = \frac{0,0106}{0,000011 \cdot 40} = 24,1^\circ.$$

Zahlenbeispiel 6. Im Falle des gußeisernen, durch einen Flußstahlmantel verstärkten Zylinders des Beispiels 4, Abb. 1722, beträgt die Anstrengung des Zylinders $-\sigma_{a_1} = -415$, die des Mantels $\sigma_{i_2} = 1092$ kg/cm² an der gegenseitigen Anlagestelle, während das Schrumpfmaß nach Formel (491) bei $\alpha_1 = \frac{1}{1000000}$ cm²/kg des Gußeisens:

$$z = d_{a_1} (\alpha_1 \cdot \sigma_{a_1} + \alpha_2 \cdot \sigma_{i_2}) = 59 \left(\frac{415}{1000000} + \frac{1092}{2100000} \right) = 0,055 \text{ cm}$$

oder 0,55 mm wird und der Ring beim Aufschumpfen um mindestens 85^o erwärmt werden muß.

Die Herstellung von Zylindern mit mehreren Mänteln geschieht in der Weise, daß auf den sorgfältig abgedrehten Innenzylinder der erste Mantel aufgezogen wird, der zunächst nur im Innern dem Schrumpfmaß entsprechend genau ausgedreht ist. Nach dem Aufziehen wird er außen auf Maß gebracht, der zweite Mantel aufgesetzt usw. Die Grenze für die Verstärkung von Zylindern durch aufgeschumpfte Ringe oder Mäntel ist dadurch gegeben, daß der Betriebsdruck gleich der Radialspannung an der Zylinderinnenfläche ist, diese Spannung aber die Quetschgrenze des angewandten Werkstoffes

nicht überschreiten darf. Daß höhere Pressungen durch die Hubersche Bauart beherrscht werden können, war schon oben erwähnt.

c) Verstärkung durch Draht- oder Blechwicklungen.

Schließlich bieten noch Draht- und Blechwicklungen, wie sie namentlich in England und Amerika an Geschützrohren angewendet wurden, die Möglichkeit, Preßzylinder zu verstärken. Die Wicklungen werden unter Spannung aufgebracht, gestatten sehr feste Werkstoffe unter ganz bestimmten Beanspruchungen zu verwenden und so auch ganz bestimmte Vorspannungen in den Zylindern zu erzeugen, im Gegensatz zu Schrupfverbindungen, bei denen man, wie eben gezeigt, von der Größe und Einhaltung des Schrupfmaßes abhängig ist. Dünne Schichten vorausgesetzt, ergibt sich der Radialdruck q in kg/cm^2 , den die Wicklung auf den Zylinder ausübt, wenn man einen 1 cm breiten Streifen der Wicklung betrachtet und s die Wicklungsstärke in cm, σ_w die Wickelspannung in kg/cm^2 bedeuten, aus:

$$q \cdot d = 2\sigma_w \cdot s \quad \text{zu} \quad q = \frac{2\sigma_w \cdot s}{d}. \quad (495)$$

III. Zylinder an Arbeitsmaschinen.

A. Pumpenzylinder und Pumpenkörper.

1. Konstruktive Gestaltung.

Je nachdem, ob es sich um eine stehende oder eine liegende Pumpe handelt, je nach der Art des Kolbens, ob Plunser oder Scheibenkolben und nach der Anordnung der Ventile, Windkessel und Rohranschlüsse unterliegen die Pumpenkörper sehr ver-

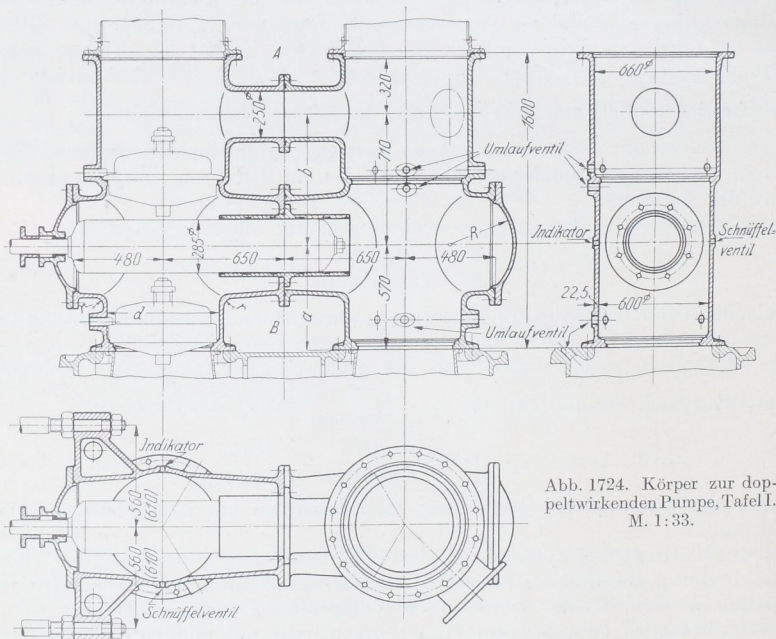


Abb. 1724. Körper zur doppeltwirkenden Pumpe, Tafel I. M. 1: 33.

schiedenartiger Durchbildung, setzen sich aber meist aus einer Anzahl einander durchdringender zylindrischer, kegelförmiger oder kugelförmiger Teilkörper zusammen. Ebene Wände sollen möglichst vermieden werden; sie atmen und brechen leicht unter den plötzlichen

Druckänderungen in den Totlagen der Kolben, wenn sie nicht sehr kräftig gehalten oder genügend versteift sind. Beim Entwurf wird man meist vom Kolben, dessen Führung unter Berücksichtigung der Abdichtung sowie der Größe und Zahl der Ventile auszugehen haben, die man so zueinander anordnet, daß ein möglichst kleiner Arbeitsraum und eine einfache Wasserführung bei guter Zugänglichkeit des Kolbens und der Ventile entsteht. Wichtig ist die Vermeidung von Luftsäcken im Arbeitsraum, die mit Luft gefüllt, die Saugwirkung der Pumpe beeinträchtigen, den Liefergrad vermindern und zu verspätetem Öffnen und Schließen der Ventile unter heftigem Schlagen und Stoßen führen. Die Druckventile müssen in Rücksicht hierauf stets im Scheitel des Arbeitsraumes, die Wandungen nach diesem Punkte hin steigend angeordnet werden. Deshalb sind an der liegenden Pumpe, Abb. 1724, die wagrechten Stutzen, in denen der Kolben in den Endlagen Platz findet, kegelig gestaltet und die Abschlußwand

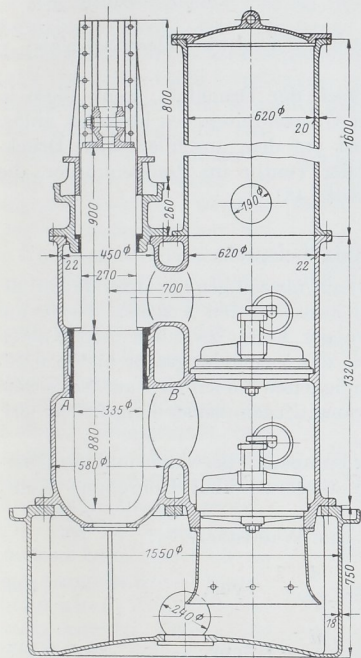


Abb. 1725. Körper einer stehenden Wasserpumpe nach Riedler. M. 1:30.

AB der stehenden Pumpe, Abb. 1725, geneigt angeordnet. Rohranschlüsse sollen so hoch über den Ventilen liegen, daß der abzweigende Flüssigkeitsstrom keinen seitlichen Druck auf die Ventilplatten ausübt, die dadurch leicht klemmen oder einseitiger Abnutzung unterliegen.

An Pumpen für hohen Druck und große Leistungen verdrängt der Plunser, trotzdem er die Baulänge vergrößert, mehr und mehr den Scheibenkolben. Die Begründung liegt darin, daß er gegenüber Unreinigkeiten weniger empfindlich ist, daß die lange Zylinderfläche, die sich schwieriger als die Außenseite des Kolbens bearbeiten läßt, vermieden und daß die Abdichtung durch Stopfbüchsen leichter und sicherer bewirkt werden kann.

Gußeisen und bei hohen Drucken und größeren Abmessungen der dichtere und festere Stahlguß sind die wichtigsten Werkstoffe für Pumpenkörper. Rücksicht auf chemische Wirkungen kann die Verwendung von Bronze, die Auskleidung mit Blei, Zinn, Hartgummi oder dgl., sehr hoher Druck die Herstellung aus geschmiedetem Stahl bedingen. Wie in diesem Falle der Pumpenkörper aus dem Ganzen herausgearbeitet wird, zeigt Abb. 1726.

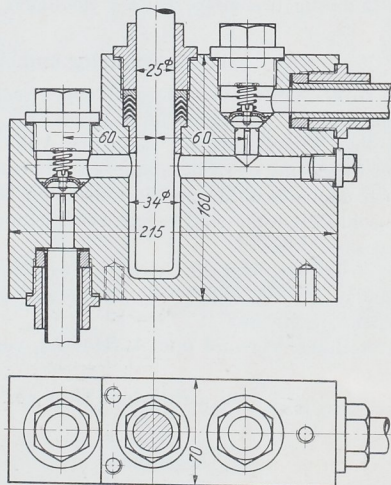


Abb. 1726. Preßpumpe für 400 at Betriebsdruck. M. 1:4.

An größeren Pumpen sind vorzusehen:

a) am Arbeitsraum:

1. Umlaufventile vom Druck- zum Arbeitsraum und zum Saugwindkessel oder der Saugleitung, um diese beim Inbetriebsetzen auffüllen zu können, Seitenriß Abb. 1724. An ihre Stelle kann ein Anschluß an eine Dampfstrahlpumpe zum Ansaugen des Wassers treten.

2. Schnüffelventile zum Ergänzen der im Druckwindkessel verschluckten Luft.

3. Butzen für den Indikator.

b) am Windkessel:

1. Wasserstand oder Probierhähne zum Feststellen der Lage des Wasserspiegels,

2. ein Anschluß für den Druckmesser,

3. Anschlüsse für die Zuleitung und den Ausgleich der Druckluft, wenn diese in einem besonderen Kompressor erzeugt wird. Gegen Überschreiten des höchsten zulässigen Druckes wird noch ein Sicherheitsventil, meist auf dem anschließenden Druckrohr, angeordnet. Verschiedene Befestigungsarten der Ventile im Pumpenkörper, die ebenfalls häufig besondere Butzen bedingen, siehe Seite 451.

2. Berechnung und Ausführungsbeispiele.

Die Berechnung der Pumpenkörper bezieht sich auf überall genügend große Durchflußquerschnitte: im Saug- und Druckrohr, in und zwischen den Ventilen, sowie um den Kolben herum, wie im Falle der Abb. 1725, wo der Raum zwischen dem Kolben und der Wandung etwa den gleichen Querschnitt wie das Verbindungsrohr bieten muß. Angaben über die üblichen und zulässigen Geschwindigkeiten finden sich auf Seite 346. Die Anschlußflansche sind möglichst den neuen Normen, Zusammenstellung 92 bis 93f, anzupassen.

Die Grundlagen für die Festigkeitsrechnung der Pumpenkörperwände und der Übergangstellen der Wandungsteile ineinander gibt der Abschnitt über Rohre und Rohrformstücke, Seite 349.

Herstellung, Versand und Aufstellung verlangen eine Wandstärke s :

$$\text{bei stehendem Guß von etwa } s = \frac{d}{50} + 1 \text{ cm,} \quad (496)$$

$$\text{„ liegendem „ „ „ „ } s = \frac{d}{40} + 1,2 \text{ cm.} \quad (497)$$

Die größere der Wandstärken, die sich auf Grund der Festigkeit oder aus diesen Formeln ergibt, ist auszuführen.

Zahlenbeispiel 7. Körper zur doppeltwirkenden Pumpe der Wasserwerkmaschine, Tafel I, Abb. 1724.

Die Grundlage zur Gestaltung bilden die Saug- und Druckventile, Abb. 797 und der Kolben, Abb. 1002, mit seiner Führung. Die ersteren, senkrecht übereinander angeordnet, bedingen zwei im wesentlichen zylindrische Hauptkörper, die durch Stützen zur Aufnahme der Kolbenführung und über den Ventilen verbunden sind. Sie sitzen auf einem gemeinsamen Saugraume und sind oben durch schmiedeeiserne Druckwindkessel abgeschlossen. Man wird ihnen solche Gestalt zu geben suchen, daß beim Einformen das gleiche Grundmodell oder die gleichen Schablonen benutzt werden können, indem man die Körper spiegelbildlich zur Hauptmittelebene AB der Pumpe entwirft. Die notwendigen Unterschiede: die Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen, der Flansch zum Festhalten der Kolbenführung am vorderen, der Druckrohrstützen am hinteren Körper, müssen mittels Hilfsmodellen geformt, die Butzen für die Umlaufventile umgesteckt werden.

Die Mittenentfernung der beiden Körper ergibt sich aus der Länge der Kolbenführungsbüchse, die nicht in die Hauptzylinder hineinragen darf, damit die Saugventile an

ihr vorbei durch die Druckventilsitze hindurch ein- und ausgebaut werden können, während die Ausladung der Deckelstutzen am vorderen und hinteren Ende durch die äußersten Lagen des Kolbens und dadurch bedingt ist, daß sich der Flansch und die Wandungskehle noch gut ausbilden lassen. Die Stutzen wurden weit gehalten, um die Schrauben zur Befestigung der Kolbenführung am vorderen Pumpenkörper mittels Steckschlüssels anziehen zu können. Sie sind zudem, wie schon erwähnt, schwach kegelig gestaltet, damit ausgeschiedene Luft nach den Druckventilen abfließen kann.

Am Saugwindkessel und an den Flanschen in der Ebene *AB* sind Zentrierungen vermieden, sowohl der einfacheren Bearbeitung, wie auch des Zusammenbaus wegen. Zentrierungen der beiden Flansche in der genannten Ebene würden die genaueste Einhaltung der Maße *a* und *b* verlangen, gleichzeitige Zentrierung am Saugwindkessel aber das Ansetzen des hinteren Körpers, wenn der vordere schon befestigt ist, sehr erschweren!

Die richtige Lage der einzelnen Teile zueinander kann durch Paßstifte genügend gesichert werden. Gegeneinanderzentriert sind in Rücksicht auf die Kolbenbewegung nur die Stopfbüchse und die Kolbenführung, und zwar beide im vorderen Pumpenkörper. Dieser kann zuerst aufgestellt, dann der Gang des Kolbens nachgeprüft und schließlich die Pumpe durch Heranschieben des hinteren Körpers geschlossen werden. Um das zu ermöglichen, mußten beim Anschluß an den Saugwindkessel Kopf-schrauben, Abb. 1730, benutzt werden. Wenn die Ventile, der hintere Deckel und die Windkessel zentriert wurden, so geschah das lediglich in Rücksicht auf die zur Abdichtung verwendeten Gummischüre. Die Ventile werden durch wagrechte Druckbolzen gehalten.

Berechnung. Der Saugventilaußendurchmesser von 580 mm bedingt eine lichte Weite der Hauptkörper im Arbeitsraume von $d = 600$ mm. Formel (496) verlangt bei stehendem Guß eine Wandstärke von:

$$s = \frac{d}{50} + 1 = \frac{60}{50} + 1 = 2,2 \text{ cm,}$$

Formel (478) bei einem Überdruck von 5,4 at, $k_z = 100 \text{ kg/cm}^2$ zulässiger Beanspruchung und $C = 0,5 \text{ cm}$ Zuschlag wegen etwaiger Kernverlegungen eine solche von:

$$s = \frac{p_i d}{2 k_z} + C = \frac{5,4 \cdot 60}{2 \cdot 100} + 0,5 = 2,12 \text{ cm.}$$

Gewählt 22,5 mm, um auf runde Durchmesserzahlen zu kommen. Die gleiche Wandstärke wurde aus Gußrücksichten auch im Druckraum oberhalb des Druckventiles verwandt, trotz der dort vorliegenden günstigeren Beanspruchung.

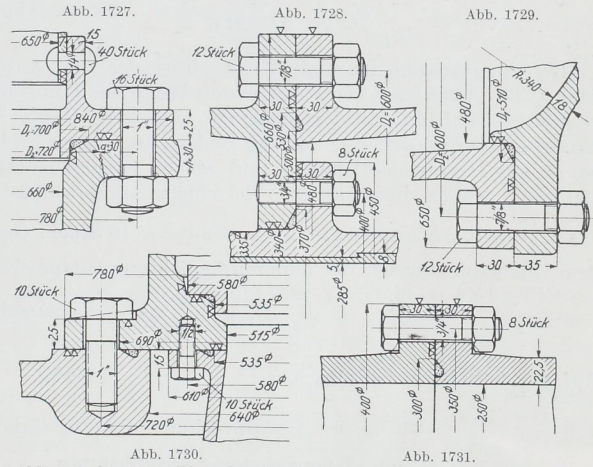


Abb. 1727 bis 1731. Flanschverbindungen am Pumpenkörper Abb. 1724. M. 1:5.

- Abb. 1727. Anschluß des Druckwindkessels.
- Abb. 1728. Anschluß der Kolbenführung.
- Abb. 1729. Vorderer und hinterer Deckel.
- Abb. 1730. Anschluß am Saugwindkessel.
- Abb. 1731. Stoßstelle des Verbindungsstutzens im Druckraum.

Nachrechnung der Kehle an der Ansatzstelle der wagrechten Stützen zur Kolbenführung. Wählt man den Abrundungshalbmesser $r = 50$ mm und läßt die Wandstärke $s = 22,5$ mm unverändert, so wird nach Formel (157):

$$\sigma_z = \frac{F \cdot p_i}{f} = \frac{\left(37,2 \cdot 33,2 - \frac{\pi}{4} \cdot 7,25^2\right)}{21,9} \cdot 5,4 = 294 \text{ kg/cm}^2,$$

mithin etwas hoch. Deshalb werde die Kehle dadurch verstärkt, daß auch der Abrundungshalbmesser des Kernes auf $r = 50$ mm gebracht wird. Dann sinkt die Beanspruchung auf:

$$\sigma'_z = \frac{\left(37,2 \cdot 33,2 - \frac{\pi}{4} \cdot 5^2\right)}{27,6} \cdot 5,4 = 234 \text{ kg/cm}^2.$$

Der am stärksten belastete Flansch ist der zum Anschluß des Druckwindkessels, Abb. 1727. Ausgehend von einer lichten Weite des Pumpenkörpers oberhalb des Druckventils von 660 mm und derjenigen der genieteten Haube von 650 mm, die durch Verwendung eines normalen gewölbten Bodens am oberen Ende bestimmt ist, ergeben sich bei 7 mm Haubenblechstärke und einem Stahlgußanschlußflansch schätzungsweise 780 mm Lochkreisdurchmesser. Bei einem Schraubenabstand von etwa 150 mm sind $z = \frac{\pi \cdot 78}{15} = 16,3$ Schrauben nötig. Gewählt $z = 16$ Stück. Gesamtbelastung des Flansches, dem Außendurchmesser der Gummiringdichtung entsprechend:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 70^2 \cdot 5,2 = 20000 \text{ kg}.$$

Auf eine Schraube entfallen $Q = \frac{P}{z} = \frac{20000}{16} = 1250$ kg. Gewählt 1'' Schrauben mit

$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1250}{3,58} = 349 \text{ kg/cm}^2$ Beanspruchung. Flanschstärke angenommen zu $h = 1,3 \cdot s = 1,3 \cdot 22,5 \approx 30$ mm. Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{\pi \cdot D_2 \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 20000 \cdot 3}{\pi \cdot 72 \cdot 3^2} = 177 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

Da alle anderen Flansche geringeren Belastungen ausgesetzt, aber in ähnlicher Weise durchgebildet sind, Abb. 1727 bis 1731, erübrigt sich deren Berechnung; es genügt, ihnen die gleiche Stärke von 30 mm zu geben.

Druckrohr. Ist F der Kolbenquerschnitt, $c = 1,33$ m/sek die mittlere Kolbengeschwindigkeit und wird die mittlere Wassergeschwindigkeit zu $v_m = 1,7$ m/sek angenommen, so folgt der Rohrquerschnitt aus Formel (151):

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} \frac{28,5^2 \cdot 1,33}{1,7} = 500 \text{ cm}^2.$$

Rohrdurchmesser $d = 25,2$ cm; gewählt 250 mm, um normale gußeiserne Rohre nach Zusammenstellung 85 anschließen zu können. Das Überströmrrohr zwischen den beiden Pumpenkörpern erhält dieselbe Weite, weil dort während des Druckhubes vorn die gleiche mittlere Durchflußgeschwindigkeit auftritt.

Hinterer Deckel. Gewölbt mit $R = 340$ mm Halbmesser, Stärke $s = 18$ mm. In erster Annäherung nach Formel (51) für kugelige Wandungen, die innerem Druck ausgesetzt sind, berechnet, wird die Zugspannung nur:

$$\sigma_z = \frac{R \cdot p_i}{2 \cdot s} = \frac{34 \cdot 5,4}{2 \cdot 1,8} = 51 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Wert ist allerdings als unterer Grenzwert zu betrachten; denn nach den Ausführungen zu den nach innen gewölbten Deckeln, Abb. 1799 bis 1802, ist mit einer wesentlichen Steigerung der Inanspruchnahme an der Ansatzstelle des Flansches zu rechnen.

Der vordere Deckel hat dieselbe Grundform wie der hintere, so daß sich das gleiche Modell benutzen läßt, an das nur die Stopfbüchsteile angesetzt zu werden brauchen.

Schraubenliste. Zu den der Liste zugrunde gelegten Drucken p , die an den Verbindungsstellen wirken, sei bemerkt, daß die laufenden Nummern 1 und 5 durch den Überdruck in der Druckleitung (5,2 at), 2 und 4 durch den Überdruck im Arbeitsraum der Pumpe (5,4 at), 3 dagegen ungünstigstenfalls durch den Unterschied zwischen der Saug- und Druckspannung (5,85 at) belastet sind.

Lfd. Nr		Be- triebs- druck p at	Druck- flächen- durch- messer D_1 mm	Be- lastung P kg	Loch- kreis- durch- messer D_2 mm	Schrauben-			Flansch	
						zahl z	stärke	Beans- spr. kg/cm ²	Hebel- arm mm	Beans- spr. kg/cm ²
1	Windkesselflansch, Abb. 1727	5,2	700	20000	780	16	1''	349	30	177
2	Vorderer u. hinterer Deckel, Abb. 1729	5,4	510	11000	600	12	$\frac{7}{8}$ ''	338	28	120
3	Kolbenführung, Abb. 1728 .	5,85	370/285	2560	400	8	$\frac{3}{4}$ ''	163	28	45
4	Flansch in der Mittelebene, Abb. 1728	5,4	530	11900	600	12	$\frac{7}{8}$ ''	364	28	130
5	Druckrohrflansch, Abb. 1731	5,2	300	3680	350	8	$\frac{3}{4}$ ''	235	20	72
6	Anschluß am Saugwindkessel, Abb. 1730	—	—	—	720	10	1''	—	—	—
7	Saugrohrstutzen, Abb. 1730	—	—	—	580	10	$\frac{1}{2}$ ''	—	—	—

Die neuen Normen bei den vorstehend aufgeführten Verbindungen anzuwenden, bietet gewisse Schwierigkeiten. In Betracht kämen dafür diejenigen gußeiserner Flansche für den Nenndruck 6, Zusammenstellung 93b, Seite 364. Zunächst wäre aber die Verwirklichung der dort verlangten normalen Flanschdicken in Rücksicht auf die für den gesamten Pumpenkörper gewählte Wandstärke von 22 $\frac{1}{2}$ mm unzumutbar. Es würde sich mithin lediglich um die Anwendung normrechter Lochkreis- und Flanschdurchmesser, Schraubenzahlen und -stärken nach untenstehender Liste, sowie der Übergangsdicken und Abrundungen handeln. Das ist möglich bei den Verbindungen Nr 3 und 5, lohnt sich aber nicht bei 1, 2, 4, 6 und 7 wegen der großen Zahl der Schrauben, die zum Teil als Stift- oder Kopfschrauben ausgeführt werden müssen, also das Einschneiden von Gewinde verlangen.

Lfd. Nr	Nennweite	Lochkreis- durchmesser mm	Flansch- durchmesser mm	Schrauben-	
				zahl	stärke
1	700	810	860	24	$\frac{7}{8}$ ''
2	500	600	645	20	$\frac{3}{8}$ ''
3	300	395	440	12	$\frac{3}{4}$ ''
4	500	600	645	20	$\frac{3}{4}$ ''
5	275	360	400	12	$\frac{5}{8}$ ''
6	600	705	755	20	$\frac{7}{8}$ ''
7	500	600	645	20	$\frac{3}{4}$ ''

Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen. Wechselnd durch die auf den Deckeln wirkende Flüssigkeitspressung in Höhe des Kolbendruckes $P = 3700$ kg belastet. Mittenentfernung der beiden Stangen auf der Niederdruckseite 1220 mm. Die Augen sind kräftig gehalten, weil ein etwaiger Bruch derselben den ganzen Pumpenkörperteil unbrauchbar machen würde; sie haben hohlrechteckigen Querschnitt, Abb. 1732, und erfahren, wenn man von der Verstärkung, die der Pumpenflansch bietet, absieht, bei 22,5 mm Wandstärke an der Ansatzstelle am Körper eine Beanspruchung:

$$\sigma_0 = 6 \cdot \frac{P}{2} \cdot c \frac{H}{BH^3 - bh^3} = 6 \cdot \frac{3700}{2} \cdot 33 \cdot \frac{34}{25 \cdot 34^3 - 20,5 \cdot 29,5^3} = 27,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ausbildung eines Körpers für eine Differentialpumpe gleicher Leistung, wie die doppeltwirkende, Abb. 1724, gibt Abb. 933 wieder. Bemessung, Zweck und Wirkung des Differentialkolbens ist auf Seite 521 beschrieben. Die beiden Ventile vom doppelten Durchflußquerschnitt, wie die im Körper Abb. 1724 benutzten sind senkrecht übereinander angeordnet und so zum Kolben gelegt, daß sie in dessen vorderer Totlage nach Abbau des Windkessels herausgezogen werden können. Der Kolben selbst ist, ebenso wie die mit Weißmetall ausgegossene Laufbüchse, durch den hinteren Deckel zugänglich, der in diesem Falle günstigerer Festigkeitsverhältnisse wegen nach innen gewölbt ist. Der Arbeitsraum kann als Zylinder von 820 mm Durchmesser mit zwei, im wesentlichen symmetrisch gestalteten wagrechten Stützen, der Druckraum als ein solcher von 880 mm Durchmesser ausgebildet werden. An diesen Hauptkörper ist der Druckraum für den vorderen Teil des Differentialkolbens unmittelbar angegossen, um gemeinsam ausgebohrt werden zu können, während das Verbindungsrohr der beiden Druckräume besonders angesetzt ist. Es entsteht so ein ziemlich schweres und verwickeltes Gußstück, das sich jedoch, wenn nötig, in zwei kleinere und leichter einzuformende zerlegen läßt,

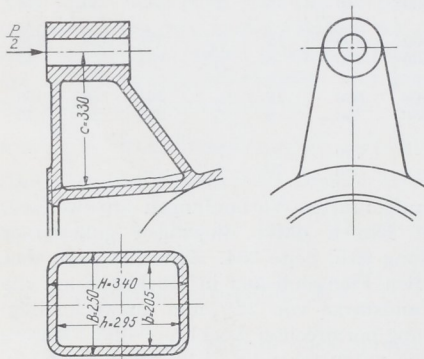


Abb. 1732. Augen für die Verbindungsstangen zum Rahmen.

wenn ein Flansch in der Ebene AB , wie die Nebenabbildung andeutet, eingeschaltet wird. Dabei ist Wert darauf zu legen, daß die Laufflächen des Kolbens und der Kolbenstange nur in dem vorderen Stücke liegen und gemeinsam bearbeitet werden können. Der Pumpenkörper ruht hinten auf dem Saugwindkessel, vorn auf einem angegossenen Fuße und ist mit dem Maschinenrahmen durch zwei Stangen verbunden, die an den Armen A_1 und A_2 angreifen und den Kraftschluß in der Maschine dadurch herstellen, daß sie die auf den Deckeln lastenden Flüssigkeitsdrucke aufnehmen. Während die Stangen infolge des Druckausgleiches, den der Differentialkolben herbeiführt, nur durch die allerdings wechselnde Kolbenkraft P belastet sind, ist die Laterne L zwischen den beiden Hauptteilen des Pumpenkörpers

durch die doppelte Kraft $2P$, die auf den hinteren Deckel wirkt, schwellend in Anspruch genommen. Zur Abdichtung des Kolbens ist eine Mantelstopfbüchse mit aufgeschraubtem Flansch vorgesehen, deren Anzuschrauben durch die Laterne L zugänglich sind.

Eine ganz andere Gestaltung des Körpers einer liegenden Pumpe zeigt Abb. 853, zu einer Kanalisationspumpe mit gesteuerten Klappen nach Riedler gehörig, die sich bei schmutzigem Wasser besonders gut bewährt haben wegen der großen freien Durchgangsquerschnitte und einfachen Wasserführung, welche sie bieten. Der Pumpenkörper besteht im wesentlichen aus zwei übereinander liegenden wagrechten Zylindern, die an den Enden durch gewölbte, exzentrisch angeordnete Deckel geschlossen sind. Im unteren Zylinder liegen die Saugklappen und der in einer Führung laufende Kolben mit innerer Dichtung, damit Belästigungen durch nach außen tretendes Schmutzwasser eingeschränkt werden. Die getrennt gehaltenen Klappenträger sitzen auf ausgedrehten Flächen und sind durch die Verschlussdeckel, welche sich um senkrechte Bolzen AB schwenken lassen, leicht und bequem zugänglich. Die Bearbeitung der inneren Flächen kann durch Ausbohren erfolgen.

Abb. 1725 gibt den Körper einer stehenden Pumpe wieder. Der Kolben ist als Differentialkolben ausgebildet, um mit zwei daneben angeordneten, im vorliegenden Falle gesteuerten Ventilen auszukommen. Dadurch entsteht ein sehr einfacher Aufbau des Pumpenkörpers, der sich aus zwei senkrechten Zylindern zusammensetzt und der

die Zugänglichkeit sowohl des Kolbens, wie der Ventile sichert. Er ruht auf dem ebenfalls als Drehkörper ausgebildeten Saugwindkessel und trägt oben den Druckwindkessel und die Stopfbüchse mit der Kreuzkopfführung. Der Kreuzkopf ist mit dem Kolben unmittelbar verbunden. Zahlreiche weitere Ausführungsbeispiele siehe [XXIII, 12].

Einen Körper einer kleinen Preßpumpe für 400 at Druck aus geschmiedetem Werkstoff — Flußstahl oder Bronze — zeigt Abb. 1726. Er ist ein durch Schmieden leicht bearbeitbares Rechteck von 70 mm Stärke, an dem eine Ecke ausgeschnitten ist und in dem die nötigen Hohlräume durch Ausbohren senkrecht zu den Außenflächen eingearbeitet sind. Auf Verwendung gleichartiger Teile und Formen ist Wert gelegt. So ließen sich nicht allein die beiden Ventile und die Räume, in denen sie sitzen, in der gleichen Form ausbilden —, auch die Überwurfmutter des Saug- und des Druckrohres konnten dasselbe Gewinde und die gleiche Außenform bekommen, um mit möglichst wenig Bearbeitungswerkzeugen und einem Schraubenschlüssel zur Bedienung auszukommen. Nur die Verschlussschraube der wagrechten Bohrung, die jedoch höchst selten gelöst werden muß, hat eine andere Schlüsselweite.

Eine Handpreßpumpe aus Gußeisen für niedrigen Druck stellt Abb. 767 dar; im Vergleich mit Abb. 1726 zeigt sie besonders deutlich die ganz andere und viel freiere Gestaltung, die bei gegossenen Stücken möglich ist.

B. Gebläse- und Kompressorzyylinder.

Zylinder von Gebläsen, Kompressoren sowie Vakuumpumpen haben meist einfache Formen, da die Ventil- und Steuerteile gewöhnlich in den Deckeln oder in

einem besonderen Kopfstücke, seltener am Zylinder selbst, Abb. 812, angebracht werden. Als Werkstoff dient ausschließlich dichtes Gußeisen. Wegen der schon bei mäßiger Verdichtung eintretenden starken Erwärmung der Luft oder der Gase müssen die Zylinder meist mit Kühlmänteln versehen werden, in erster Linie, um die Laufflächen kühl

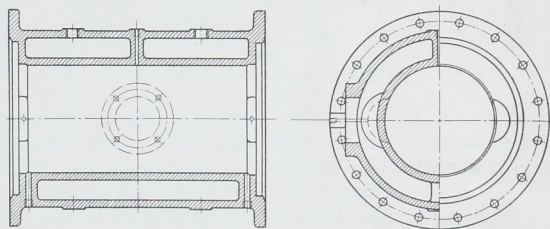


Abb. 1733. Kompressorzyylinder.

zu halten und zu schonen, in zweiter, um an Arbeit zu sparen, wenn die Verdichtung in mehreren Stufen erfolgt. Der Mantel wird entweder mit dem Laufzylinder aus einem Stück gegossen oder namentlich bei größeren Abmessungen getrennt hergestellt und warm auf-

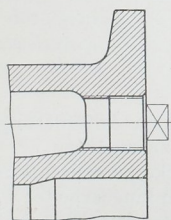


Abb. 1734. Kernloch in der Zylinderstirnwand.

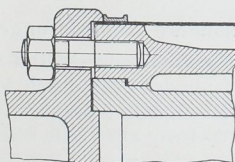


Abb. 1735. Verbindung zwischen Mantel und Laufzylinder.

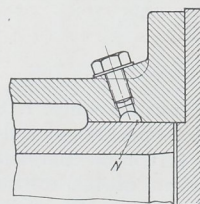


Abb. 1736. Abdichtung durch Rostkitt in der Nut N.

gezogen, aufgepreßt oder, wenn er aus Blech besteht, um den Zylinder herumgespannt. Im ersten Falle sind genügend große Kernlöcher im Mantel, Abb. 1733 oder in den Stirnwänden, Abb. 1734, zum Hindurchziehen von Stangen vorzusehen, die den Mantelkern tragen. Getrennte Herstellung gestattet die Werkstoffe für den Mantel und den Laufzylinder ver-

schieden zu wählen und den Kühlraum enger auszuführen. Die Sitzstellen müssen völlig dicht werden, immerhin aber die Ausdehnung des wärmer werdenden Laufzylinders gegenüber dem kälteren Mantel ermöglichen. Dazu geeignete Verbindungen zeigen die Abb 1735, 1736 und 1754, bei denen sich die Laufzylinder an dem einen Ende gegen einen Absatz stützen, am anderen jedoch gleiten können und durch Einpressen von Rostkitt in die ringsumlaufende Nut *N*, Abb. 1736 oder durch Verstemmen von mehreren Kupferringen mit versetzten Stößen, Abb. 1754, abgedichtet werden.

Verwickelte und oft recht schwierig durchzubildende Teile sind die Zylinderdeckel, Abb. 1737, weil die Ventile oder Steuerteile meist einen beträchtlichen Teil der Deckel-

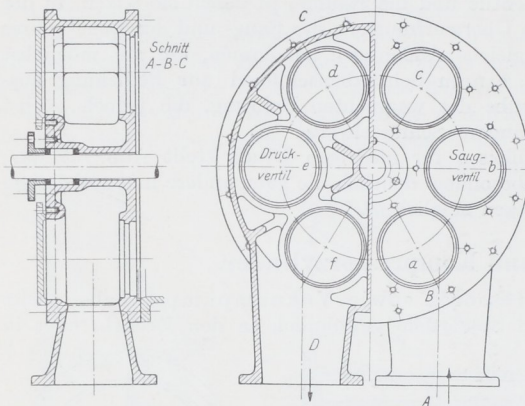


Abb. 1737. Kompressordeckel.

fläche beanspruchen und dazwischen nur sehr schmale Stege übrig lassen, die durch hohe Rippen genügend versteift werden müssen. In Abb. 1737 strömt die Luft durch den rechten Stutzen zu und durch drei in den Öffnungen *abc* sitzende, selbsttätige Saugventile in den Zylinder, wird vom Kolben verdichtet und durch die Druckventile in den Sitzen *def* und den linken Stutzen *D* zum Druckraum befördert. Der Deckel ist symmetrisch zur senkrechten Hauptebene gestaltet. Durch das Eindrehen der etwas verschieden geformten Sitzflächen für die beiden Ventilarten bekommt er Rechts- oder Linksform.

so daß ein und dasselbe Gußstück als vorderer oder als hinterer Deckel eines Kompressors benutzt oder daß Ein- und Ausströmseite miteinander vertauscht werden können. Die Ventile sind so einzubauen, daß der schädliche Raum in der Endlage des Kolbens möglichst klein ausfällt, da sonst der Liefergrad der Maschine beeinträchtigt wird. Die Berechnung derartiger Deckel erfolgt in ähnlicher Weise wie die durchbrochener Kolben, S. 559, nur daß sie an ihrem äußeren Umfange gestützt anzunehmen sind.

IV. Kraftmaschinenzylinder.

A. Dampfmaschinenzylinder.

1. Besondere Anforderungen.

Die im Abschnitt I, Seite 938, zusammengestellten allgemeinen Anforderungen an Zylinder sind bezüglich der Dampfzylinder noch durch folgende zu ergänzen.

Zu 4. Um die Herstellung der häufig recht verwickelten Stücke zu erleichtern, muß sorgsam auf gleich schnelle Abkühlung aller Teile beim Gießen hingearbeitet werden, eine Bedingung, die sich in erster Annäherung durch gleiche Wandstärken, und zwar am gegossenen Stück, also unter Einrechnung der Zugaben für die Bearbeitung erreichen läßt. Die Werkzeichnungen, auf denen die Teile in fertig bearbeitetem Zustande wiedergegeben zu werden pflegen, führen in dieser Beziehung leicht zu Täuschungen. Füße und Tragrippen könnten in den meisten Fällen, lediglich nach der Festigkeit bemessen — Rohrstützen nach den Normen für Rohrleitungen sehr geringe Wandstärken bekommen. In Rücksicht auf den Guß müssen sie jedoch etwa dieselbe Dicke erhalten wie die Hauptteile, insbesondere wie die Zylinderwandung, von der man beim Entwurf

gewöhnlich ausgeht. Nur die Flansche macht man 1,3 bis 1,4mal stärker, was aber beim Einschalten eines guten Überganges auch gießtechnisch unbedenklich ist, weil sie meist günstige Ausstrahlungsverhältnisse in der Form finden. Leichte Teile führt man besser getrennt von den Zylindern aus und schraubt sie später an. Im einzelnen hängt die Größe der Wandstärke sehr von den Anforderungen ab, die an die ausführende Formerei und Gießerei gestellt werden können.

Um die so wichtige Dichtheit des Gußstückes zu erreichen, müssen hohe verlorene

Köpfe möglich sein, die man bei dem üblichen stehenden Guß gewöhnlich auf den Flanschen anbringen wird, Abb. 1738.

Der betreffende Flansch soll nicht unterbrochen sein, damit alle Wandungsteile unter den vollen Flüssigkeits-

druck des Kopfes kommen. Manche Gießereien benutzen bei Maschinen mit hinter- oder übereinander liegenden Zylindern das Zwischenstück dazu, das Eisen unter hohen Druck zu setzen, indem sie jenes, oben angeordnet, mit einem der Zylinder zusammen gießen. Sollte selbst das Zwischenstück durch Gußfehler un-

brauchbar sein, so kann man es bei geeigneter Ausbildung des ganzen Stückes abstechen und den Zylinder unter Ansetzen eines neuen Zwischenstückes verwenden.

In Rücksicht sowohl auf die einfache Herstellung des Modells und der Form, wie auch der Verwendung des Zylinders an Rechts- und Linksmaschinen ist symmetrische Gestaltung zu den Hauptebenen anzustreben. Mindestens soll sich das eine Modell aus dem anderen durch Umstecken oder Auswechseln weniger Teile herstellen lassen. Kleinere Butzen gießt man am besten auf beiden Seiten an und bohrt sie nach Bedarf nur auf der einen. Sehr erschwert wird das Einformen durch schrägliegende Rippen, hohe Ansätze und Stützen, sowie durch stark ausladende Füße, die oft eine weitere Teilung der Form oder das Einlegen von Hilfskernen, Abb. 1739, nötig machen.

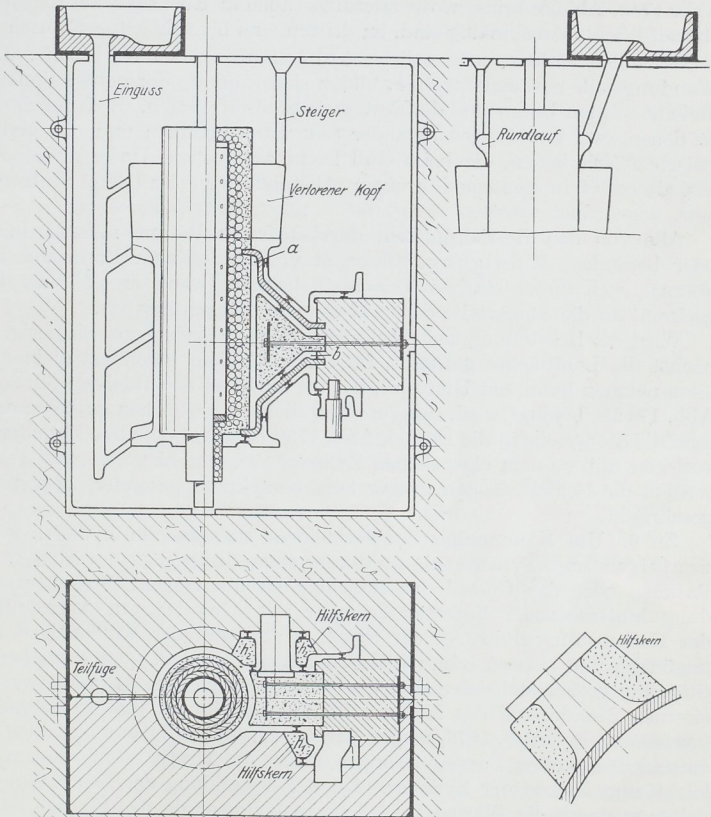


Abb. 1738. Gießform für einen Dampfzylinder.

Abb. 1739. Hilfskern bei der Herstellung eines schrägliegenden Stützens.

Besondere Beachtung verdienen Stellen, an denen sich Unreinigkeiten oder Formteile ansammeln können, die sich beim Gießen gelöst haben und die leicht zu schwammigem oder undichtem Guß Anlaß geben. Solche Punkte sind z. B. die Ansatzstellen *a* und *b* der Steuerkanäle am Schiebermaschinenzylinder, Abb. 1738, am Corlißzylinder, Abb. 1743, falls derselbe stehend gegossen wird, und die Ein- und Ausströmzwiebeln an liegenden Ventilylindern. Im ersten Falle wird man die Breite des Kanals möglichst zu beschränken suchen; im zweiten können Verbindungsstege *Z* in den Schlitzen, Abb. 1743, Abhilfe bringen, die allerdings auch in Rücksicht auf die Beanspruchung der ebenen Wände zweckmäßig sind, im dritten zum benachbarten Flansch geführte Rippen.

Schädlich wirken auch örtliche Anhäufungen des Werkstoffs. Dort, wo mehrere Wandungsteile zusammentreffen, bilden sich Lunker oder poröse Stellen, die die Stücke undicht werden lassen und die Festigkeit beeinträchtigen. Bedenklich sind auch Punkte, an denen zwei Wandungen einander sehr nahe kommen und nur geringe Formstärken zwischen sich lassen, die beim Guß leicht zerbrechen. Unter anderem sollen Flansche deshalb stets in genügend großem Abstände von Kanälen, Stutzen, Einlaßzwiebeln usw. angeordnet werden.

Alle von den Betriebsmitteln durchströmten Räume müssen durch weite Kern- oder besondere Reinigungsöffnungen vollständig vom Formsand gesäubert werden können, weil dieser starken Verschleiß bedingt, wenn er während des Betriebes losgerissen, an die Steuerteile oder auf die Gleitflächen gelangt.

Wird die Herstellung eines Zylinders als ein Ganzes zu schwierig, so gießt man zunächst die Laubbüchse getrennt, für die man dann besonders dichtes und festes Gußeisen nehmen kann, ein Umstand, der oft auch bei den Büchsen für die Kolbenschieber, Abb. 1742a, benutzt wird, um gute und dichte Laufflächen zu bekommen. Ferner kann man die Steuerteile in die Deckel, Abb. 1750 oder in besondere Zylinderköpfe, Abb. 1755, verlegen und so dem eigentlichen Zylinder viel einfachere Gestalt geben. Gelegentlich werden die Schieberkästen großer Schieberzylinder gesondert gegossen und später angeschraubt.

Zu 6. Um Klemmungen zu vermeiden, sind die am Zylinder wirksamen Kräfte zentrisch und symmetrisch durch einen kräftigen und steifen Flansch auf den Rahmen oder das Gestell der Maschine zu übertragen. Zwischenstücke zur Verbindung hintereinander liegender Zylinder mit einseitigem Ausschnitt zur Bedienung der Kolbenstangenführung, der Stopfbüchsen und der Kolben sind in der Beziehung ungünstig und müssen sehr reichlich bemessen werden. Aus ähnlichen Gründen ist die Stützung großer stehender Zylinder durch verschiedene Mittel, etwa durch einen gußeisernen Ständer auf der hinteren, durch eine dünne, schmiedeiserne Stange auf der vorderen Seite, Abb. 1678, wegen der verschiedenen Dehnungszahlen und den deshalb verschieden großen Formänderungen durch die Kräfte wenig zu empfehlen; sie führt leicht zum Nicken der Zylinder. Bei der Ausbildung der Zentrierung ist auf die Ausdehnung durch die Wärme Rücksicht zu nehmen; da der Flansch des Dampfzylinders heißer wird, läßt man ihn zweckmäßigerweise nach Abb. 1704 über den Rand am Rahmen hinweggreifen.

Deckel- und Anschlußschrauben soll man wegen der Vorspannung, mit der sie angezogen werden müssen, mit mäßigen Beanspruchungen, nach den für den Dampfkesselbau geltenden Kurven, Abb. 378 oder Zusammenstellung 71, S. 234, berechnen. Ihre Entfernung voneinander darf des sicheren Dichthaltens der Flansche wegen nicht zu groß genommen werden und muß um so kleiner sein, je schwächer die Flansche sind. Als Mittelwerte gelten in Übereinstimmung mit den an Rohrflanschen üblichen Maßen 160 mm bei mäßigem Druck bis zu 10 at, 120 mm bei höherem. Nur an genügend steifen Rahmenflanschen geht man über diese Maße hinaus und sieht weniger Schrauben vor, wenn der Deckelflansch auf seinem ganzen Umfang, wie am Rahmenende in Abb. 1745 eingeklemmt und dadurch gleichmäßig angepreßt und abgedichtet werden kann. Geringer Formänderungen halber sind möglichst kurze Verbindungsschrauben erwünscht.

An kleinen liegenden Maschinen hängt man die Zylinder frei an den Rahmen auf, Abb. 1742, das Gewicht größerer muß dagegen durch Füße mitten unter ihnen oder an ihrem hinteren Ende oder durch anschließende Führungs- und Zwischenstücke aufgenommen werden. Dabei ist den Ausdehnungen durch die Wärme und den Formänderungen durch die Kräfte sorgfältig Rechnung zu tragen. An großen Maschinen mit hintereinander liegenden Zylindern beträgt die Verschiebung am freien Ende im betriebswarmen Zustande gegenüber dem kalten oft mehrere Zentimeter, diejenige durch die Betriebskräfte einige Millimeter. Häufig ist die letztere bei jedem Kolbenspiel am Zylinderfüße deutlich sichtbar. Diesen Verschiebungen müssen die Teile folgen können, am einfachsten dadurch, daß sie auf bearbeiteten Grundplatten gleiten. Etwaige Befestigungsschrauben dürfen nur mäßig angezogen werden und sollen in Langlöchern das nötige Spiel finden. Die früher übliche Bauart der Reihenmaschinen, den Hochdruckzylinder vorn, den Niederdruckzylinder hinten anzuordnen, bot zwar den Vorteil, den Ausbau der Kolben samt ihrer Stange durch den Niederdruckzylinder hindurch zu erleichtern, ist aber wegen der großen Verschiebungen, die der gesamte Niederdruckzylinder mit den daranhängenden Teilen erfuh, aufgegeben worden.

Auch beim Zusammenbau sind die geschilderten Formänderungen zu beachten: Rohrleitungen schließt man mit Vorspannung an, derart, daß sie während des Betriebes spannungsfrei werden. An Steuerwellen, die die Raumtemperatur behalten, gleicht man die Verschiebungen durch Klauenkupplungen, Abb. 1405, aus. Bei großen Heißdampfmaschinen bewirkt die Erwärmung des Fußes ein deutliches Anheben der Zylinder, die man deshalb beim Zusammenbau entsprechend geneigt zur Wagrechten verlegt. Fehlerhaft wäre es, die Verbindungsrohre der Zylinder großer stehender Maschinen nach Abb. 1740 anzuordnen, weil sie die Zylinder beim Betrieb auseinanderdrücken und dabei hohe Nebenbeanspruchungen erzeugen können, abgesehen davon, daß sie schlecht zugänglich sind und leicht undicht werden. Eine Stopfbüchse, die die freie Ausdehnung zuläßt, einzuschalten, ist teuer und bedingt seitliche Drucke auf die Zylinderwände von $\frac{\pi}{4} d^2 \cdot p$ kg, wenn d der lichte Durchmesser der Stopfbüchse in

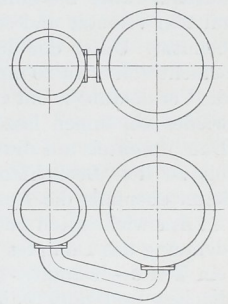


Abb. 1740 und 1741. Falsche und richtige Anordnung von Verbindungsleitungen zweier Zylinder.

cm, p der in ihr herrschende Überdruck in kg/cm^2 ist. Vorzuziehen ist die Ausführung nach Abb. 1741, zweckmäßigerweise unter fester Verbindung der Rahmenköpfe, um den Zylindern eine sichere Stützfläche zu bieten.

Alle wichtigeren Teile sind leicht zugänglich zu halten. Häufig wird die Wartung der Stopfbüchsen, wenn sie zu tief im Rahmen liegen, erschwert und dadurch vernachlässigt. Steuerungsteile müssen sich nach dem Lösen weniger Stücke rasch ausbauen, leicht wieder in der richtigen Lage zusammensetzen und auf ihre Stellung und fehlerfreies Arbeiten nachprüfen lassen. Deckelschrauben sollen mit den gewöhnlichen Schlüsseln bequem und kräftig angezogen werden können. Die billigeren Durchsteckschrauben verlangen, daß man beide Enden fassen kann, was bei der Ausbildung der Verkleidung zu beachten ist. An ihrer Stelle werden deshalb sehr häufig Stiftschrauben benutzt, die zudem die Außenmaße und die Beanspruchung der Flansche herabzusetzen gestatten, vgl. Abb. 425 mit 427. Zur Einführung der Kolbenringe sieht man am Ende der Lauffläche eine kegelige Erweiterung, Abb. 263 und 1742a, vor, die man so anordnet, daß die äußersten Kolbenringe die Ansatzkante um 1 bis 2 mm überschleifen, damit Gratbildungen, die das Herausziehen des Kolbens oft sehr erschweren, vermieden werden.

Zu den vorstehend angeführten Forderungen tritt noch die besonders wichtige auf möglichst weitgehende Ausnutzung der Dampfwärme. Verluste entstehen a) durch die Ableitung der Wärme durch die Wandung selbst, b) durch Ausstrahlung an

die umgebende Luft, c) durch Niederschlag und d) durch Abgabe an den ausströmenden Dampf.

Selbstverständlich ist auf völlige Dichtheit aller Fugen an den Dampfmänteln, Ventilkörpern und Flanschen und auf weitgehende Dichtheit der Steuermittel größter Wert zu legen.

Konstruktiv kann man den ersten, meist geringfügigen Verlust durch Beschränken der Zylinderabmessungen überhaupt, durch Vermeiden aller unnötigen Rippen und Ansätze und durch Kleinhalten der Berührungsflächen mit den Anschlußteilen, wie den Rahmen oder Zwischenstücken, vermindern. So sitzen die Rahmenanschlußschrauben in Abb. 1751 in einzelnen, auf den Deckel aufgegossenen Augen, gleichzeitig mit dem Zweck, die Erwärmung des Rahmens und der Kreuzkopfführung niedrig zu halten. Das Einschalten schlecht leitender Zwischenlagen lohnt sich kaum und wird selten ausgeführt.

Eine größere Rolle spielen die Ausstrahlungsverluste. Sie lassen sich durch sorgfältige Umhüllung der Zylinder mit schlechten Wärmeleitern herabsetzen. Dazu werden Diatomitziegel und -schalen, mit denen die Zylinder ummauert oder die durch Drähte zusammengehalten werden, ferner Kieselgur, mit verschiedenen Bindemitteln versetzt und schichtweise aufgetragen, für mäßige Wärmegrade auch Korkstein benutzt. Unter der den äußeren Abschluß bildenden Verkleidung soll noch eine Luftschicht von etwa 20 mm Stärke verbleiben. Darauf, daß sich die Schutzstoffe, ebenso wie die Verkleidung leicht aufbringen und befestigen, wenn nötig aber auch ohne Beschädigung wieder abnehmen lassen, ist schon beim Entwurf zu achten. Die Beschränkung des Dampfmantels auf die eigentliche Lauffläche, Abb. 1747, gegenüber 1743, wo der Mantel bis zu den Deckelflanschen wegen der Tragstangen für die Kerne durchgeführt ist, kann ebenfalls die Ausstrahlungsverluste vermindern.

Am wichtigsten ist der Niederschlagverlust. Wenn der Druck infolge der Ausdehnung des Dampfes beim Arbeiten im Zylinder abnimmt, sinkt auch die Temperatur; ein Teil des Dampfes scheidet sich als Wasser aus, überzieht die Zylinder- und Kolbenflächen und muß während der Verdichtungs- und Einströmzeit des nächsten Kolbenspiels wieder verdampft werden. Der so entstehende Verlust ist um so bedeutender, je größer die dem Dampf dargebotenen „schädlichen Flächen“ sind. Sie einzuschränken, ist eine wichtige Aufgabe des Entwerfenden: durch Kleinhalten der Kolben- und Deckeloberflächen, durch Verkleinern der Steuerteile und durch Anordnen derselben so nahe wie möglich am Arbeitsraum, damit kurze Dampfwege entstehen. Im Falle gesättigten oder nassen Dampfes bietet schließlich der Dampf- oder Heizmantel ein wichtiges Mittel, die Wandtemperatur zu erhöhen und dadurch den Niederschlag herabzusetzen. Entweder läßt man den Zylinder durch besonderen Heizdampf, Abb. 1743 oder durch den Arbeitsdampf, bevor er in den Zylinder strömt und dort arbeitet, Abb. 1745, umspülen. Bei überhitztem Dampf wird der Mantel weggelassen, weil er geringe Wirkung hat, solange der Sättigungspunkt nicht erreicht wird.

Überall, wo die Wandung des Arbeitszylinders in unmittelbarer Berührung mit Abströmräumen, also mit Dampf von geringer Spannung und Temperatur steht, wird der Niederschlag und der Wärmeverlust erhöht. Ungünstig sind in der Beziehung z. B. Zylinder mit Flachschiebersteuerungen, Abb. 1742, bei denen der Frischdampf im Muschelschieber, ferner in den Einströmkanälen und zum Teil auch im Zylinder selbst mit derartigen Wandungsteilen in Berührung steht. Vorteilhafter sind Zylinder mit Drehschiebersteuerungen, Abb. 1743 und Ventilzylinder, Abb. 1745, an welchen vier ganz getrennte Steuermittel benutzt werden und Frisch- und Abdampf sich nur noch längs der Wandungen der Ausströmteile begegnen. Besonders günstig sind Gleichstrommaschinenzylinder, Abb. 1751, an denen die Ausströmschlitze erst in den Endlagen des Kolbens freigegeben werden. Manchmal kann man durch Loslösen der Kanäle vom Zylinder, z. B. des Auspuffkanals in Abb. 1743, eine Luft- oder Wärmeschutzschicht schaffen.

2. Ausrüstung der Dampfzylinder.

Um das beim Anwärmen und Anlassen mitgerissene oder oft in größeren Mengen sich niederschlagende Wasser abzuführen, sind die Zylinder mit Entwässerungsvorrichtungen zu versehen, sofern das Abfließen nicht durch die Steuermittel ermöglicht wird. In den meisten Fällen genügen dazu Bohrungen, die dauernd mit Kondenstöpfen in Verbindung stehen oder durch Hähne abgeschlossen sind, welche beim Anlassen oder wenn die Maschine durch Schlagen des Kolbens anzeigt, daß größere Wassermengen eingedrungen sind, geöffnet werden. Die Bohrungen sind an den Enden der Laufbahn unter Vermeidung von Wassersäcken anzuordnen. Als Weite genügen bei kleinen Maschinen 8 bis 10 mm, bei größeren $\frac{D}{40}$ bis $\frac{D}{50}$.

Während des Betriebes mitgerissenes Wasser führt, wenn es zwischen Kolben und Zylinderdeckel eingeschlossen wird, zu sehr hohen Verdichtungsdrucken, heftigen, stoßartigen Wasserschlägen und oft schweren Beschädigungen der Zylinder, Kolben oder des Triebwerks. Wenn die Steuerteile selbst nicht geeignet sind, das Wasser entweichen zu lassen, wie es z. B. für Flachschieber zutrifft, die sich bei zu hohem Druck im Zylinder von ihrer Dichtfläche abheben und dem Wasser einen Ausweg bieten, sind genügend weite Sicherheitsventile anzubringen, deren Federn um etwa $\frac{1}{2}$ at höher als der Betriebsdruck eingestellt werden. Kolbenschieber, Doppelsitzventile, überhaupt alle völlig oder nahezu entlasteten Steuermittel öffnen sich nicht selbsttätig und verlangen daher die erwähnten Sicherheitsvorrichtungen. Was ihre lichte Weite anlangt, so empfiehlt Doerfel bis zu etwa $\frac{1}{10}$ des Zylinderdurchmessers zu gehen. Für große Schiffsmaschinen gibt das Taschenbuch der Hütte am Hochdruckzylinder $\frac{1}{12}$, am Mitteldruckzylinder $\frac{1}{17}$, am Niederdruckzylinder $\frac{1}{20}$ des Durchmessers an. Erfahrungsgemäß sind stehende Maschinen an den oberen Enden in stärkerem Maße Wasserschlägen ausgesetzt als an den unteren. Vielfach sieht man deshalb oben etwas größeres Kolbenspiel vor, auch in Rücksicht auf die Ausdehnung der Triebwerkteile während des Betriebes. Bei hohen Kolbengeschwindigkeiten schützen freilich die Sicherheitsventile nicht völlig.

Zur Untersuchung der Vorgänge in der Maschine ist an den Zylinderenden je ein Indikatorstutzen mit einer Bohrung von mindestens 10 mm Durchmesser und einem Gewinde ($\frac{3}{4}$ " Whitworth) zum Einschrauben der Indikatorhähne so anzubringen, daß der Kolben die Bohrung nicht verdecken kann. Für gewöhnlich ist die Bohrung durch eine Indikatorverschlußschraube nach der allerdings zur Zeit noch nicht endgültigen DIN 3452 verschlossen. An Heißdampfzylindern soll ein Thermometerstutzen vorgesehen sein. Manchmal werden die Absperrventile in die Zylinder eingebaut, Abb. 761.

Im Falle von Frischdampfheizung sind Anschlüsse für die Heizleitung nötig, die vom Hauptdampfrohr vor dem Hauptabsperrventil abzweigen muß, damit die Zylinder vor dem Anlassen der Maschine angewärmt werden können. Getrennte Deckel verlangen Umführungen oder besser besondere Anschlüsse für die Zu- und Ableitung des Heizdampfes. Aus allen Teilen soll das Niederschlagwasser an den tiefsten Stellen abfließen können.

Das Wesentliche über die für die Instandhaltung der Laufflächen wichtige Schmierung ist auf Seite 550 zusammengestellt. Großen Schiebern wird zweckmäßigerweise, selbst wenn der Dampf zur Verteilung des Schmiermittels benutzt wird, noch besonderes Öl zugeführt, weil es vorkommt, daß manche Teile mit dem Dampf nicht in Berührung treten und dann leicht trocken laufen.

Schließlich sind die zur Befestigung der Verkleidung, der Steuer- und sonstigen Hilfstteile nötigen Ansätze, Stutzen, Arme und Rippen vorzusehen.

Die Verkleidung hat den Zweck, dem Zylinder eine glatte, einfache Außenfläche zu geben und die Wärmeschutzmasse, mit der Zylinder und Deckel umhüllt werden, vor Beschädigungen zu schützen. Von diesem Gesichtspunkt aus soll die Verkleidung so gestaltet werden, daß sie das Lösen der Deckel und das Herausnehmen der

Kolben ohne Verletzung der Wärmeschutzmasse erlaubt, Abb. 1745 und 1755. Der Verkleidung sind, soweit sie aus Blech hergestellt werden soll, abwickelbare Formen, Abb. 1742, mit einfachen Umrissen zu geben, die sich auf der Schere oder durch Ausbohren leicht herstellen lassen. Treibarbeiten sind teuer, an Glanzblech ohne Beschädigung der Oberfläche auch nicht ausführbar. Verwickeltere Formen, wie Deckelverschaltungen, Kappen usw. werden zweckmäßigerweise als dünnwandige Gußstücke hergestellt. Durch Spannbänder oder aufgeschraubte Leisten aus Formeisen hält man die Bleche zusammen und deckt die Fugen.

3. Gestaltung der Dampfmaschinenzylinder.

Die Gestaltung steht im engsten Zusammenhang mit der Art der Steuerung und der Verwendung an liegenden oder stehenden Maschinen. Nach dem ersten Gesichtspunkte unterscheidet man:

- Zylinder mit α) Flach-, β) Rundschiebersteuerung,
- Zylinder mit Drehschieber- oder Hahnsteuerung,
- Zylinder mit Ventilsteuerung,
- Gleichstrommaschinenzylinder.

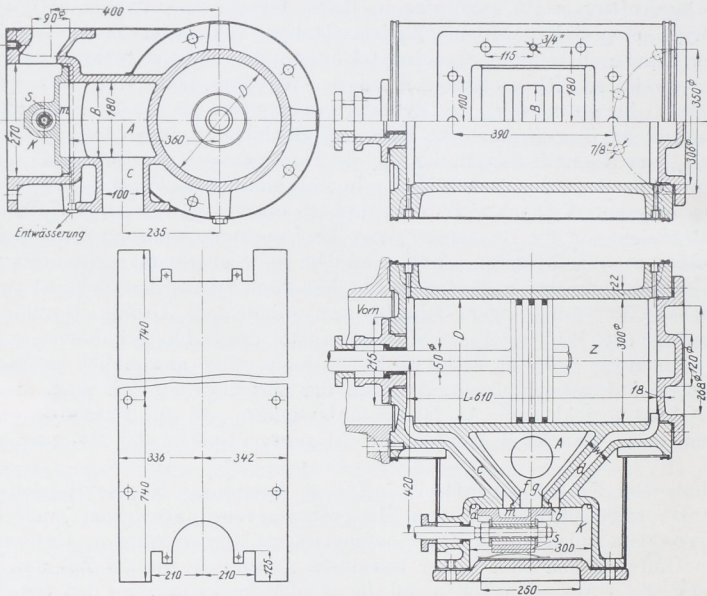


Abb. 1742. Zylinder mit Muschelschiebersteuerung. M. 1:15 und 1:25.

a) Zylinder mit Schiebersteuerung.

Zylinder mit Schiebersteuerung werden im Landdampfmaschinenbau vorwiegend bei kleineren Leistungen, in ausgedehntem Maße dagegen an Lokomotiven und an Schiffsmaschinen selbst bis zu den größten Abmessungen angewendet. Mit einem einzigen Steuermittel, z. B. einem Muschelschieber, Abb. 1742, kommt man aus, wenn der Zylinder dauernd mit größeren Füllungen arbeitet, wie es für einfache Maschinen, deren Leistung durch Drosseln des Dampfes geregelt wird und für viele Mittel- und Niederdruckzylinder zutrifft. Der Schieber *S* wird auf einer ebenen Fläche, dem Schieberspiegel, in welchen die Steuerkanäle münden, durch einen Kurbeltrieb, meist ein Exzenter, in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt und läßt Frischdampf

aus dem Schieberkasten K abwechselnd vor und hinter den Kolben treten, je nachdem, ob die Steuerkanten a und b die Kanäle c oder d freigeben. Der auf der Gegenseite des Kolbens befindliche Dampf strömt während der Ausströmzeit unter der Muschel m des Schiebers hinweg durch den Raum A zum Ausströmrohr C . Abb. 1742 zeigt den Schieber in der Stellung, in welcher der Dampf hinter dem Kolben zu-, vor demselben abfließt, so daß er also den Kolben nach vorn treibt.

Der gesamte Zylinder setzt sich aus zwei Hauptteilen, dem Laufzylinder Z von kreisrundem Querschnitt und dem meist durch ebene Wände gebildeten Schieberkasten K zusammen. Beide sind miteinander durch die Wände der Steuerkanäle c und d und des Ausströmraumes A verbunden, während der Schieber durch den Schieberkasten-deckel zugänglich ist.

Der einfache Muschelschieber wird durch den Überdruck im Schieberkasten gegen den Schieberspiegel gepreßt, wodurch die Abdichtung begünstigt, die gleitende Reibung

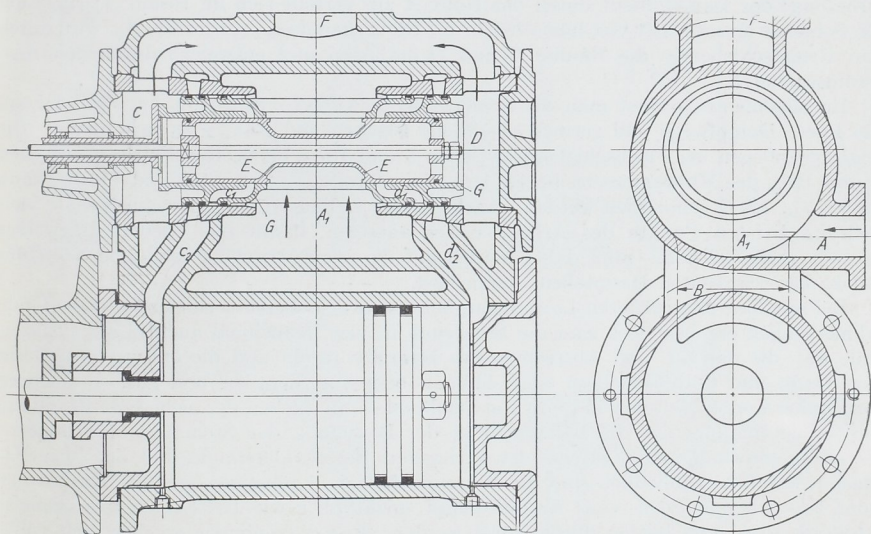


Abb. 1742a. Zylinder mit Doppelkolbenschiebersteuerung (Grund- und Seitenriß).

aber erhöht wird, so daß gute Schmierung nötig ist, wenn keine übermäßige Abnutzung auftreten soll. Als Maß für den Flächendruck kann $p \leq 16$ bis 20 kg/cm^2 gelten. Dadurch wird die Anwendung der Flachschieber auf niedrige Betriebsdrücke bis zu etwa 8 at beschränkt. Aber sie sind auch nur für mäßige Wärmegrade geeignet, weil sich die ebenen Gleitflächen bei hohen Temperaturen verziehen, undicht werden und leiden.

Steigt der Druck im Zylinder z. B. infolge von Wasseransammlungen im schädlichen Raum, über das gewöhnliche Maß, so bietet der Flachschieber eine gewisse Sicherheit gegen Stöße und Brüche, indem er sich vom Schieberspiegel abheben kann.

Höhere Betriebsdrücke sind bei Entlastung der Schieber zulässig: entweder durch Entlastungskolben, durch Einpassen zwischen zwei parallelen Gleitflächen oder durch Ausbildung geschlossener, zylindrischer Kolbenschieber, wie sie Abb. 1742a, allerdings für eine Doppelschiebersteuerung zeigt. Die völlige Entlastung, die der Kolbenschieber bietet, vermindert die Reibung und gestattet, ihn auch in Heißdampfmaschinen anzuwenden, erschwert jedoch, da der Anpreßdruck wegfällt, die Abdichtung, die nur durch sorgfältiges Ineinanderversetzen oder durch den Einbau federnder Kolbenringe in genügendem Maße erreicht werden kann. Mit der Benutzung von Kolbenschiebern ist

aber auch eine andere Gestaltung des Zylinders verbunden, der sich aus dem Laufzylinder und dem parallel dazu angeordneten Steuerzylinder zusammensetzt, die durch die Dampfkanäle miteinander verbunden sind. So entstehen gleichzeitig für höhere Drücke geeignete Wandungsformen, indem sich die oft großen ebenen Wände und Deckel der Flachschieberkästen beschränken lassen.

Kleinere Füllungsgrade von 50% des Kolbenweges und weniger lassen sich vorteilhafterweise nur durch Schieber mit mehrfacher Eröffnung oder durch Doppelschiebersteuerungen erreichen. Im zweiten Falle bestimmt der eine Schieber, der Grundschieber *G*, Abb. 1742a, den Beginn der Einströmung, die Ausströmung und die Verdichtung, der andere, meist unter dem Einfluß eines Reglers stehende Expansionschieber *E* den Füllungsgrad, indem er den Zufluß des Dampfes bei einem bestimmten Kolbenwege abschneidet.

Die Schieber in Abb. 1742a, in Mittelstellung gezeichnet, besitzen innere Einströmung; der Dampf fließt durch das Rohr *A* zu, verteilt sich im Raum *A*₁ rings um die Schieber herum, tritt von innen her in die Steuerkanäle *c*₁, *c*₂ oder *d*₁, *d*₂, wird durch den Grundschieber in die Räume *C* und *D* entlassen und entweicht durch den Ausströmstutzen *F*.

Im allgemeinen ordnet man die Schieber so nahe wie möglich am Zylinder an, um kurze Dampfwege und geringe schädliche Flächen und Räume zu bekommen. Die letzteren pflegen bei Flachschiebern zwischen 5 und 10% bei Kolbenschiebern zwischen 7 und 15% des Hubraumes zu liegen. Die Kanalbreite *B*, Abb. 1742 und 1742a, kann zu 0,6 . . . 0,8 *D* genommen werden. An liegenden Zylindern läßt man die Kanäle vielfach im tiefsten Punkte des Arbeitsraumes ansetzen, damit das Niederschlagwasser leichter abfließen kann, muß dabei freilich auf die symmetrische Ausbildung des Gußstücks zur wagrechten Hauptebene verzichten.

Bei mittlern und größeren Leistungen, bei denen Schiebersteuerungen zu bedeutende Abmessungen ergeben, löst man die Steuerung in vier, manchmal auch in zwei Einzelteile auf, die das Zu- und Abströmen des Dampfes regeln und die entweder in Form von Dreh- und Corlißschiebern oder -hähnen oder von Ventilen und Kolbenschiebern ausgeführt werden, seltener in Form von Flachschiebern. Neben der sichereren Regelung, der Steuervorgänge ist die Beherrschung der Bewegung der Steuerteile bei höheren Betriebsgeschwindigkeiten infolge der geringeren Einzelwiderstände und der kleineren Massen leichter. Schließlich sind die Wärmeverhältnisse günstiger, weil die Kanäle nur vom Frischdampf oder vom Auspuffdampf, nicht aber wie bei Schiebersteuerungen abwechselnd von beiden durchströmt werden. Für die Zylinder ergeben sich völlig andere Formen, in erster Linie bedingt durch die Lage der Steuerteile, die an den Zylinderenden, manchmal vorteilhafterweise auch in den Deckeln angeordnet werden.

b) Zylinder mit Drehschieber- oder Hahnsteuerung.

Bei der Drehschieber- oder Hahnsteuerung, Abb. 1743, dienen vier Drehschieber, auf zylindrisch ausgebohrten Steuerflächen in schwingende Bewegung versetzt, zur Freigabe oder zum Abschluß der Dampfwege. Der Frischdampf fließt durch die Öffnung *A* und die Kanäle *C* zu den in den Hahngehäusen *D* und *E* liegenden Einlaßschiebern. Gerade Schlitze lassen ihn, wenn die Hähne geöffnet sind, zum Kolben strömen. Die Auslaßhähne in den Bohrungen *F* und *G* geben den Dampf an den Auspuffkanal *H* mit dem Rohranschluß *J* ab. Vgl. auch Abb. 875 und die zugehörigen Ausführungen. Die Drehschieber sind so angeordnet und durchgebildet, daß sie durch den Überdruck des Dampfes gegen die Dichtflächen gepreßt werden, daß sich aber die Einlaßschieber bei Wasserschlägen oder Überdruck im Zylinder von den Gleitflächen abheben und somit besondere Sicherheitsventile entbehrlich machen. Die Steuerkanäle können breit gehalten werden; im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser *D* findet man $b = 0,8 \dots 1,1 D$, wobei freilich ziemlich ausgedehnte ebene Flächen entstehen können, die bei hohem Druck ungünstig beansprucht sind und deshalb durch Zwischenrippen *Z*

versteift zu werden pflegen. Diese dienen gleichzeitig zur Führung der langen Schieber. Der Durchmesser d der Bohrungen für die Hähne hängt vom Zylinderdurchmesser D , der Kanalweite a , den Ausschlagwinkeln der Schieber und der Art der Steuerung ab. Als Grenzwerte können $d : D = 0,18 \dots 0,33$ gelten, wobei man sich im allgemeinen dem ersten Wert an Niederdruck-, dem zweiten an Hochdruckzylindern nähern wird. Das Verhältnis von d zur Kanalweite a findet sich bei unmittelbarem Antrieb der Hähne

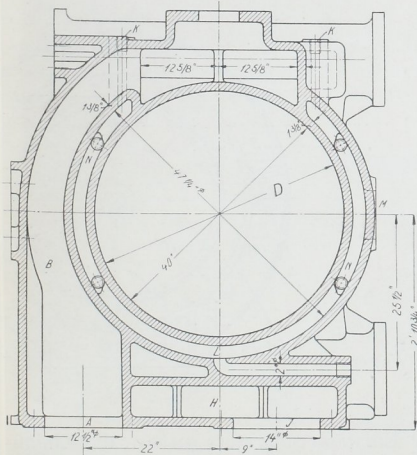
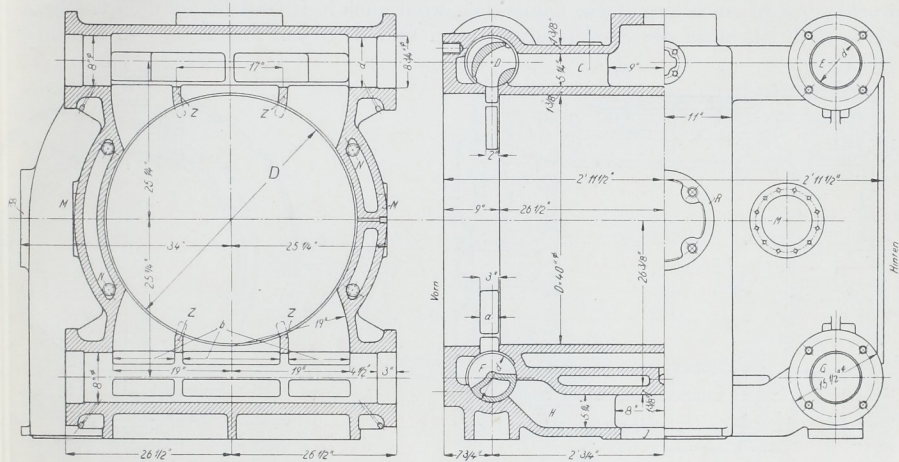


Abb. 1743. Zylinder mit Hahnsteuerung. Niederdruckzylinder der East-Jersey Wasserpumpmaschinen. Entwurf von Riedler und Stumpf. M. 1:25.

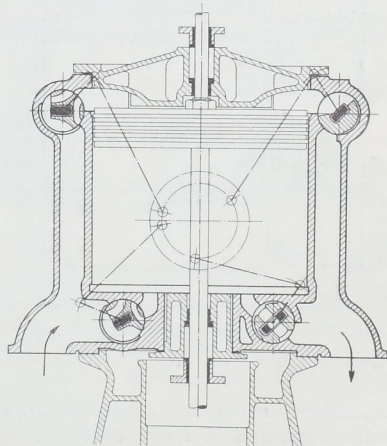


Abb. 1744. Zylinder für stehende Maschine nach Doerfel.

durch Exzenter zu $\frac{d}{a} = 4 \dots 5$, bei Einschaltung einer Schwing- oder Steuerscheibe, Abb. 1744, die die Strecklage der Antriebsstangen auszunutzen und dadurch den Ausschlag der Hähne einzuschränken gestattet, $\frac{d}{a} = 2,6 \dots 4$. Die größeren Zahlen werden erst bei kleineren Füllungen nötig. An ein und demselben Zylinder führt man die Bohrungen für alle Schieber gleich groß aus.

Geringe schädliche Flächen und Räume von 3 bis 6 $\frac{1}{10}$, sowie kleine Schieberwege, die Möglichkeit raschen Öffnens und Schließens und dichter Abschluß der Steuermittel sind die Vorteile der Hahnsteuerungen. Jedoch lassen die mit dem Betriebsdruck zunehmende Reibung und das Werfen und Verziehen der Hähne und Steuerflächen bei höheren Wärmegraden sie nur bei mäßigen Drucken und Sattdampf empfehlenswert erscheinen. In neuerer Zeit ist ihre Anwendung in Deutschland, selbst an den Niederdruckzylindern zurückgegangen, namentlich wohl auch in Rücksicht auf die wünschenswerte Einheitlichkeit der Steuerungen an ein und derselben Maschine. An liegenden

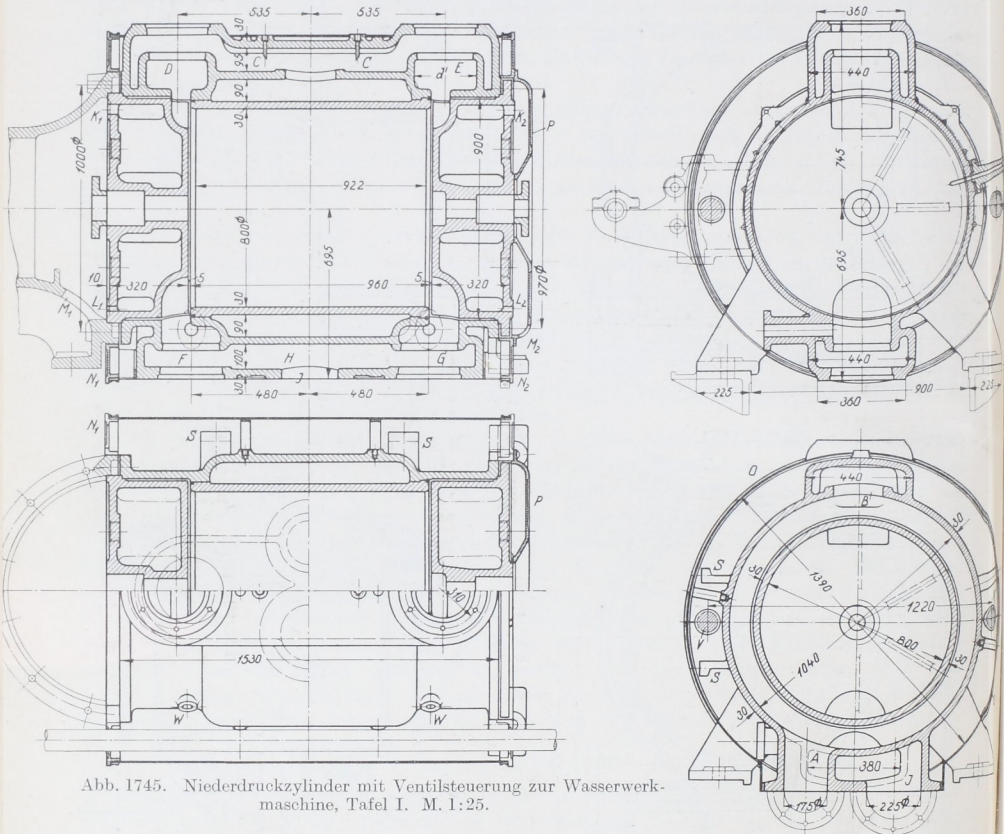


Abb. 1745. Niederdruckzylinder mit Ventilsteuerung zur Wasserwerkmaschine, Tafel I. M. 1:25.

Zylindern werden die Auslaßhähne wegen der Entwässerung stets unten, die Einlaßhähne gewöhnlich ihnen gegenüber oben angeordnet, Abb. 1743; bei stehenden Maschinen bringt man sie nicht selten auch in den Böden oder Deckeln unter, Abb. 1744.

c) Zylinder mit Ventilsteuerung.

Am meisten und an großen Maschinen in immer steigendem Maße benutzt man die Ventilsteuerungen. In den auf Seite 461 näher behandelten Doppelsitzventilen mit doppelter Eröffnung sind weitgehend entlastete, für hohe Drücke und Temperaturen geeignete Steuerteile von geringen Massen gegeben, deren Bewegung auch bei großen Betriebsgeschwindigkeiten leicht beherrscht werden kann. Bei überhitztem Dampf verdrängen sie die übrigen Steuermittel, weil die gleitende Bewegung und die damit ver-

bundene Reibung ganz wegfallen. Mit der Entlastung nehmen freilich der Anpreßdruck und damit die natürliche Dichtigkeit ab; bei Drucksteigerungen im Zylinder über das normale Maß hinaus öffnen sie sich nicht selbsttätig, verlangen vielmehr das Anbringen besonderer Sicherheitsvorrichtungen.

Die schädlichen Flächen und Räume (letztere 4 bis 10% des Hubraumes) fallen im allgemeinen ziemlich groß aus.

Soll sowohl die Zuleitung, wie die Abführung des Dampfes durch Ventile betätigt werden, so sind vier Stück notwendig, deren Lage gegenüber der Lauffläche die Gestaltung und Durchbildung des Zylinders und der Deckel bedingt. Grundsätzlich wird man auch hier die Auslaßventile in den tiefsten Punkten anzuordnen suchen, im übrigen aber leichte Zugänglichkeit und möglichste Einfachheit des Antriebes anstreben.

So ergibt sich für liegende Zylinder die Bauart der Abb. 1745, bei der die Ventile an den Enden des Arbeitsraumes, die Einlaß- im Scheitel, die Auslaßventile unten angeschlossen sind. Dadurch wird der Längsschnitt zur Haupt- und Symmetrieebene, was für das Einförmige wichtig ist. Näheres über die konstruktive Gestaltung bringen die Beispiele 10 und 11.

Seltener findet sich die Lage der Ventile seitlich der liegenden Zylinder, Abb. 1746. An stehenden Maschinen kann die Anordnung sehr verschiedenartig sein; die Abb. 1747 und 1748 geben zwei wichtigere Ausführungen wieder.

Ventile pflegen meist in besonderen Körben zu sitzen, die in die Zylinder oder Deckel eingebaut, durch die Steuerhauben festgehalten werden. Manchmal arbeitet man aber auch die Sitzflächen unmittelbar in die Zylinder, Abb. 1749 oder Deckel ein, was freilich hohe Anforderungen an die Genauigkeit und Güte des Gußstückes stellt, das zum Ausschuß wird, wenn eine der schmalen Sitzflächen porös oder undicht ist.

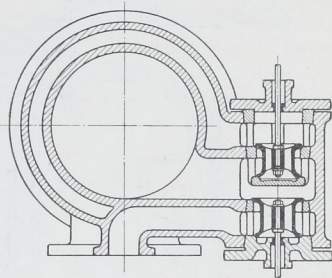


Abb. 1746. Ventilzylinder mit seitlich angeordneten Ventilen (Veraltet).

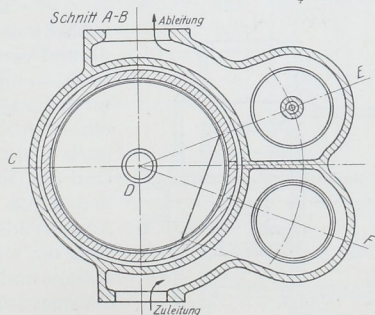
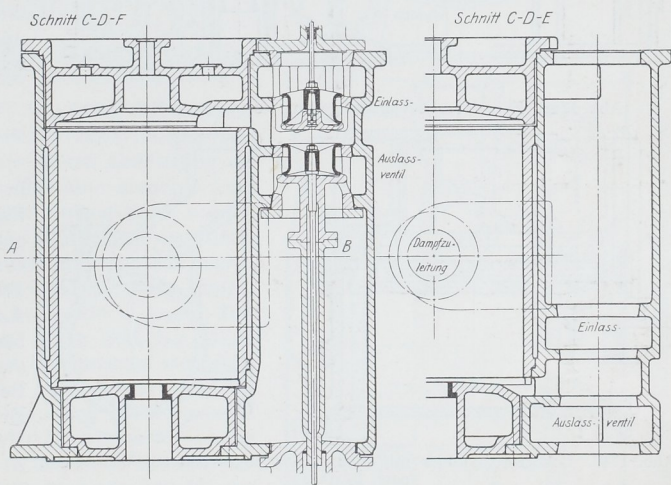


Abb. 1747. Zylinder mit Ventilsteuerung für stehende Maschinen.

Verwandt sind die Kolbenventilsteuerungen, Abb. 1750, bei denen Kolbenschieber, ähnlich wie Ventile betätigt, die Zu- und Abführung des Dampfes regeln.

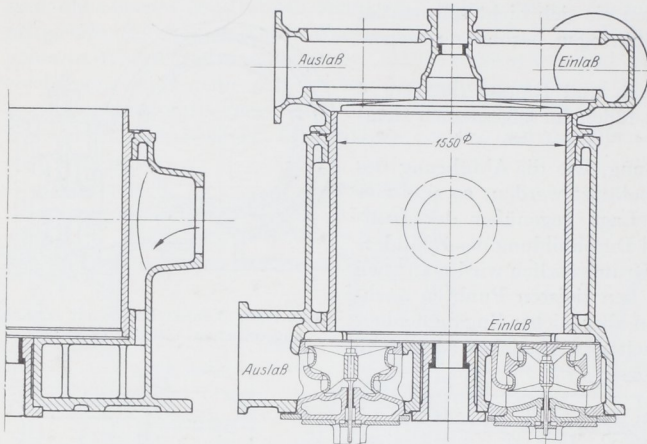


Abb. 1748. Zylinder mit Ventilsteuerung für stehende Maschinen.

Sie bieten den Vorteil raschen Abschlusses der Kanäle und der Vermeidung des Stoßes, der im Fall von Ausklinksteuerungen beim Auftreffen der Ventile auf den Sitz entsteht, wenn die Bewegung nicht gehemmt wird. Andererseits muß aber die Gleitbewegung der Schieber in Kauf genommen werden. Dichtheit läßt sich durch Kolbenringe in genügendem Maße erreichen.

d) Gleichstrommaschinenzylinder.

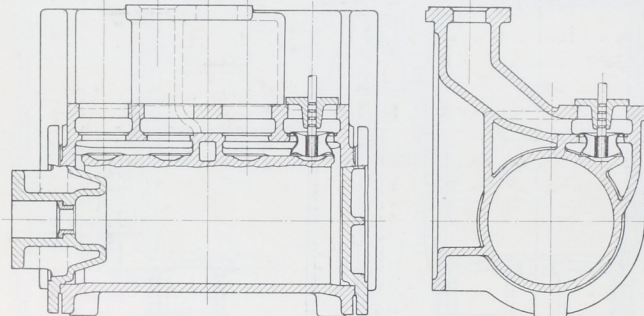


Abb. 1749. Lokomotivzylinder mit unmittelbar eingearbeiteten Ventilsitzen nach Lentz.

Endlich dient bei der in erster Linie von Professor Stumpf durchgebildeten Gleichstrommaschine, Abb. 1751, der Kolben als Auslaßsteuermittel und bestimmt damit die Vorausströmung und den Beginn der Verdichtung. Er gibt am Ende seines Hubes die Auslaßschlitze *A*, durch die der Dampf abströmt, frei,

schließt sie beim Rücklauf wieder ab und verdichtet die im Zylinder noch eingeschlossene Dampfmenge. Als Einlaßmittel dient je ein Doppelsitzventil *B*, vielfach auch je ein Tellerventil. Vorteile sind die Vereinfachung der Zylinder durch Wegfall der Auslaßschieber oder -ventile, die Verringerung der schädlichen Flächen und Räume und der Umstand, daß der Wärmeaustausch mit der Wandung nur durch die Vorgänge auf der einen Seite des Kolbens beeinflußt und dadurch regelmäßiger wird. Deckelheizung ist günstig; dagegen kann die

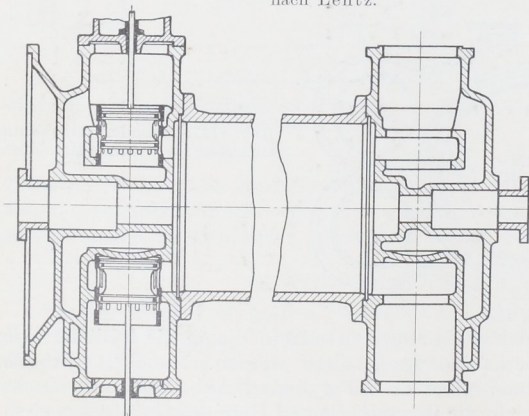


Abb. 1750. Zylinder mit Kolbenventilsteuerung.

Mantelheizung entbehrt oder auf die Zylinderenden, wie in Abb. 1751, beschränkt werden.

Durch die Steuerung ist die Länge des Kolbens auf $l \approx s_1 - a$ festgelegt, wenn s_1 den Kolbenhub und a die Austrittsschlitzweite bedeutet, die im Mittel zu $\frac{s_1}{10}$ angenommen werden kann.

Durch den langen Kolben ist aber auch eine große Zylinderlänge bedingt. Um bei der Verdichtung dem Einströmdruck möglichst nahe zu kommen, sind bei Kondensationsbetrieb sehr kleine schädliche Räume von $1\frac{1}{2}$ bis 2% , bei Auspuffbetrieb große, von 15 bis 17% des Hubraumes notwendig, die bei abwechselndem Betrieb der Maschine mit Kondensation und Auspuff gewöhnlich durch Zuschalträume in den Deckeln hergestellt werden.

e) Bemerkungen zum Entwurf und zur Durchbildung von Dampfzylindern.

Der Entwurf eines Zylinders geht vom lichten Durchmesser des Laufzylinders und vom Kolbenhub aus, auf deren Ermittlung aus der Leistung, die die Maschine hergeben soll, jedoch hier nicht näher eingegangen werden kann. Aus der Summe des Hubes, der Breite des Kolbens und dem Spiel des letzteren gegenüber den Deckeln ergibt sich das zweite Hauptmaß des Zylinders, seine lichte Länge. Das erwähnte Spiel bedingt einen Teil des schädlichen Raumes, der mit Frischdampf aufgefüllt werden muß, wenn die Verdichtung nicht bis zur Höhe der Eintrittsspannung getrieben wird und der deshalb möglichst klein gehalten werden soll. Bearbeitete Kolben- und Deckelflächen vorausgesetzt, kann es an jedem Ende etwa 1% des Kolbenweges bei geringen, 0,8 bis $0,5\%$ bei großen Hübten betragen. Vielfach wird es vorn etwas kleiner eingestellt als hinten, damit es im betriebswarmen Zustande der Kolbenstange an beiden Enden gleich groß wird.

Die weitere Berechnung der Zylinder erstreckt sich nun einerseits auf die Ermittlung der Querschnitte, die das Betriebsmittel durchströmen muß, andererseits auf die genügende Widerstandsfähigkeit der Wandungen. Angaben über die mittleren Geschwindigkeiten v_m zur Bestimmung der Querschnitte f in cm^2 der Anschlußstutzen der Rohrleitungen nach der Formel (151) $f = \frac{F \cdot c_m}{v_m}$, wenn F den Kolbenquerschnitt in cm^2 , c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek bedeuten,

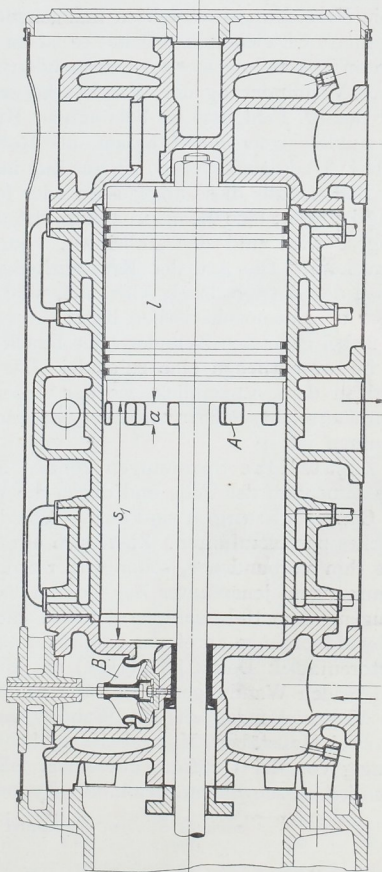
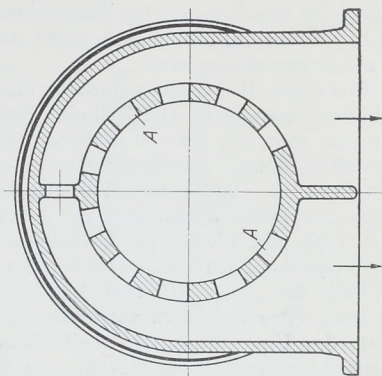


Abb. 1751. Gleichstrommaschinenzylinder nach Prof. Stumpff.

finden sich auf Seite 346. Die gleiche Formel gilt auch für die Bemessung der Steuerkanäle, wozu in Ergänzung der Zahlen für gesteuerte Ventile, Seite 461, erwähnt sei, daß v_m in den Kanälen für Flachschiebersteuerungen, um kleine Schieberabmessungen zu bekommen, gleich 40 und mehr, bei Kolbenschiebern 30 bis 35, bei Drehschiebern 40 m/sek genommen wird.

Besondere Beachtung erfordern die Deckel und etwaige größere ebene Wände der Schieberkästen usw. Die Zylinder können mit Deckeln an beiden Enden, Abb. 1745, versehen sein, die man so gestalten wird, daß sie sich mit ein und demselben Modell herstellen lassen. Zweckmäßigerweise wird der am Rahmen liegende eingeklemmt und durch die Rahmenanschlußschrauben gehalten. Vielfach kann aber auch einer der Deckel, als Boden ausgebildet, mit dem Zylinder oder Mantel zusammengegossen werden, Abb. 1742 und 1744. Des Ausbohrens des Zylinders mit einer kräftigen Bohrspindel wegen ist dann ein besonderer Einsatz vorzusehen, der die Stopfbüchse aufnimmt und im Falle der Abb. 1010 zum Ausbau der Kolbenstange dient.

Die in den Zylindern wirkenden Kräfte sind:

1. der Über-, manchmal der Unterdruck des Betriebsmittels gegenüber dem atmosphärischen Druck, der in weitaus den meisten Fällen außerhalb des Zylinders vorhanden ist. Für die Wahl der Wandstärken sind bei mäßigen Drucken in erster Linie Herstellungsrücksichten maßgebend. Zu kleine Wanddicken erschweren den Guß der meist verwickelten Stücke; es ist zu beachten, daß bei den etwa ein Viertel der gesamten Herstellungskosten betragenden Ausgaben für den Werkstoff die Ersparnis, die durch Verminderung der Wandstärke erzielt wird, eine geringe Rolle spielt gegenüber der Gefahr, Fehlgüsse zu bekommen. Bei hohen Drucken können die Zylinder, soweit sie runden Querschnitt haben, als Rohre betrachtet und berechnet werden. Durch inneren Überdruck werden sie auf Zug in tangentialer Richtung, durch den Druck gegen die Böden, falls diese angegossen oder fest verbunden sind, aber auch in axialer Richtung belastet, eine Beanspruchung, die durch Steuerschlitze örtlich oft beträchtlich gesteigert wird und das Anbringen von kräftigen Verbindungsstegen, Abb. 1743, fordern kann. Die Art der Kraftwirkung ist meist in den Grenzen schwellend, in denen der Betriebsdruck schwankt, wird aber wechselnd, wenn dieser bald über, bald unter dem atmosphärischen liegt;

2. bei geheizten Zylindern der Druck des Heizdampfes im Mantel. Die Belastung ist im wesentlichen eine ruhende. Der Laufzylinder ist auf Druck beansprucht und wird in dem Augenblick, wo der Arbeitsdampf die gleiche Spannung wie der Heizdampf erreicht, nahezu entlastet, während der Mantel ständig auf Zug in Anspruch genommen ist.

Zusätzliche Spannungen können in den Zylindern noch beim Guß, ferner beim Zusammenbau der Teile und durch die Wärme entstehen.

Gußspannungen sind auf verschieden rasches Schwinden beim Erstarren des Gußstückes zurückzuführen. Zieht sich ein Teil noch weiter zusammen, wenn ein anderer, mit ihm verbundener, schon widerstandsfähig geworden ist, so kommen beide unter Spannungen, jener unter Zug-, dieser unter Druck-, beide auch noch unter Biegespannungen, wenn Hebelarme vorhanden sind, mit denen die Teile aufeinander wirken. Die Schwindvorgänge an einem doppelwandigen Zylinder verdeutlicht ein Versuch der Gasmotorenfabrik Deutz [XXIII, 4] an einem Großgasmaschinenzylinder, Abb. 1752. In den beiden Wandungen waren die Enden zweier Zeiger Z eingegossen worden, welche die Verschiebungen, die die Wandungen bei der Abkühlung des Gußstückes erfuhren, an zwei Maßstäben M_1 und M_2 zu beobachten gestatteten. M_1 und M_2 waren unabhängig von der Gußform auf einem I-Eisen befestigt. Der Mantel begann nach zwei Stunden zu schwinden, der innere Zylinder erst nach zwölf. Die Verschiebung betrug:

nach 24 Stunden am Mantel	7,	am inneren Zylinder	2,5 mm,
„ 36 „ „ „	15,	„ „ „	10 „
„ 80 „ „ „	26,	„ „ „	23 „

Die Innenwand blieb somit, wie auch die nach den Zahlen aufgezeichneten Kurven Abb. 1753, deutlich zeigen, hinter der äußeren zurück und mußte schließlich unter Zugspannungen kommen. Solche ließen sich auch bei einem Versuch von Ehrhardt & Sehmer nachweisen, bei dem die Lauffläche eines unbrauchbaren Zylinders eingedreht wurde. Die Wand riß, noch ehe sie ganz durchstoßen war, plötzlich durch und klappte um etwa 2 mm.

Am fertigen Gußstück lassen sich die Gußspannungen nicht ohne weiteres nachweisen; sie sind aber häufig die Ursache von Rissen und Brüchen, wenn die Betriebsspannungen hinzutreten. Es ist sogar schon vorgekommen, daß Gußspannungen, durch die Erschütterungen beim Versand der Stücke ausgelöst, Zylinder unter Wegschleudern einzelner Teile zersprengt haben. Um gegen solche Vorkommnisse einigermaßen gesichert zu sein, gleichzeitig, um die Dichtheit des Gußstückes nachzuprüfen, preßt man die Zylinder unter vollständigem Füllen aller Hohlräume mit Wasser ab und unterwirft sie dabei einem Probedruck, der den Betriebsdruck mindestens um einige Atmosphären überschreitet, der häufig aber auf das Doppelte und Dreifache bemessen wird. Einen Anhalt geben die in DIN 2401 festgelegten Probedrucke für Rohre und Rohrleitungen, vgl. Zusammenstellung 84, Seite 335.

Die Gußspannungen an Zylindern einzuschränken, gibt es verschiedene Mittel: den inneren Zylinder durch Wahl einer geringeren Wandstärke oder durch Benutzung von Formstoffen, die die Wärme besser leiten, rascher abzukühlen, den Laufzylinder vom Mantel zu trennen und besonders einzusetzen, Abb. 1745, 1748 u. a.

Von den zusätzlichen Spannungen sind zunächst die beim Anziehen der Deckelschrauben entstehenden zu nennen. Sie beanspruchen die Flansche, können aber auch die Deckel, wie später des näheren nachgewiesen ist, erheblich belasten. Ferner gehören hierher die Nebenbeanspruchungen durch das Einschrupfen der Laufbüchsen, durch das Eintreiben der kupfernen Dichtungsringe, Abb. 1754 und durch die Sprengwirkung schlang kegelig abgedrehter Schieberführungsbüchsen, Abb. 1742a oder Ventilkörbe, Abb. 820, Abb. 1742a oder Ventilkörbe, Abb. 820, die bei zu starkem Anziehen der Schrauben radiale Risse in den Flanschen durch die Schraubenlöcher hindurch erzeugen.

Was schließlich die Entstehung von Wärmespannungen anlangt, so ist sie an zwei Voraussetzungen gebunden: 1. muß ein Temperaturgefälle vorhanden sein, dadurch, daß die in Betracht kommenden Teile oder die beiden Seiten der Wandung verschiedenen Temperaturen ausgesetzt sind, 2. muß die Formänderung, die der Ausdehnung durch die Wärme entspricht, ganz oder teilweise gehindert sein. So versagten Ventilzylinder der Bauart Abb. 1745, jedoch ohne Dampfmantel, an denen die Verbindungskanäle C und H zwischen den Ein- und Ausströmzweibeln längs des Zylinders angegossen waren und die sich bei Satttdampf gut bewährt hatten, beim Betrieb mit

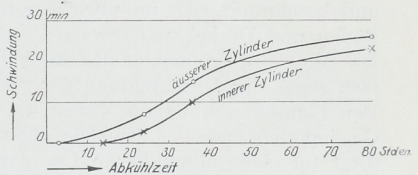
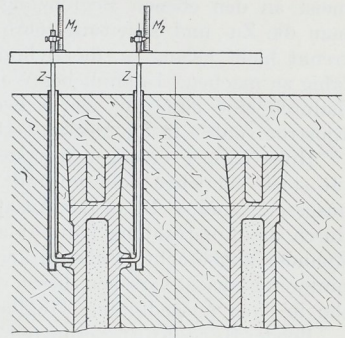


Abb. 1752 und 1753. Versuch über die Schwindvorgänge an einem Gasmaschinenzylinder (Gasmotorenfabrik Deutz).

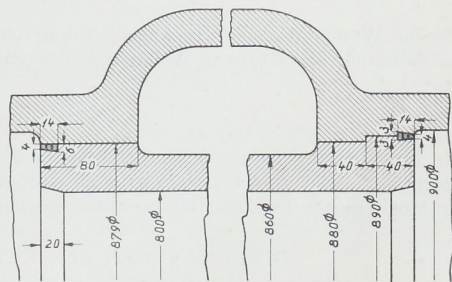


Abb. 1754. Befestigung und Abdichtung des Laufzylinders im Mantel, Abb. 1745.

Heißdampf vollständig. Der Heißdampf führende Einströmkanal suchte sich viel stärker auszudehnen als der benachbarte Laufzylinder, der infolge der Dehnung des Dampfes wesentlich geringeren Temperaturen ausgesetzt, aber infolge seiner Gestalt wenig nachgiebig war. Es entstanden hohe Spannungen, die zu Rissen führten, welche meist an den ebenen Begrenzungswänden des genannten Kanals auftraten. Erst als man die Zu- und Ableitungsrohre vom eigentlichen Zylinder nach Abb. 1755 ganz getrennt hielt, gelang es, die Zylinder auch bei hohen Überhitzungen dauernd betriebsfähig zu machen. In ähnlicher Weise ist dem Gleichstrommaschinenzylinder, Abb. 1751, dadurch eine einfache, von Nebenspannungen freie Gestalt gegeben worden, daß die Einströmventile in die Deckel verlegt wurden.

Hohe Rippen erzeugen fast stets beträchtliche Wärmespannungen, die die Zylinder oft stark verziehen oder unrund werden lassen, falls sie verschiedenen Wärmegraden ausgesetzt sind, z. B. an der Ansatzstelle am Zylinder stark erhitzt werden, außen aber durch die Ausstrahlung kälter bleiben. In ähnlicher Weise können mitten unter dem Zylinder angebrachte Füße wirken. Manche Konstrukteure vermeiden sogar Füße am hinteren Flansch, versehen diesen vielmehr mit einer zylindrischen Gleitfläche und führen ihn in einer ausgedrehten Tragfläche.

Bei der Berechnung ermittelt man in erster Linie die Wandstärke s des Laufzylinders und beschränkt sich im übrigen auf die Nachrechnung der Widerstandsfähigkeit der Böden und Deckel und etwaiger ebener Flächen, sowie der Flansche und Schrauben. Das Maß s pflegt man in Rücksicht auf den Guß auch den übrigen Wandungen, vielfach sogar der Durchbildung der vom Zylinder getrennten Deckel zugrunde zu legen. Den Flanschen gibt man, soweit die Biegebeanspruchung durch die Belastung und die Gewindetiefe etwaiger Stiftschrauben nicht größere Stärken verlangen, 1,3 bis 1,4 s und sorgt für einen allmählichen Übergang zur Zylinderwandstärke. Einen Anhalt für die Wahl von s geben die folgenden Erfahrungsformeln:

	an liegenden Maschinen	an stehenden Maschinen
bei stehend gegossenen Zylindern	$s = \frac{D}{50} + 1,3 \text{ cm}, \quad (498)$	$s = \frac{D}{60} + 1,2 \text{ cm}, \quad (499)$
,, liegend ,, ,,	$s = \frac{D}{40} + 1,5 \text{ cm}, \quad (500)$	$s = \frac{D}{48} + 1,3 \text{ cm}. \quad (501)$

Für die Wandstärke der Hochdruckzylindereinsätze an Schiffsmaschinen gilt nach dem Taschenbuch der Hütte in Abhängigkeit vom Kesselüberdruck p :

$$s = \frac{D \cdot p}{360 + 10 p} + 10 \text{ mm}. \quad (502)$$

Die Einsätze der anderen Zylinder und die Zylindermäntel werden meist eben so stark ausgeführt. Bei gewöhnlichen Handelsschiffsmaschinen schlägt man in Rücksicht auf die Möglichkeit, den Zylinder nochmals ausbohren zu können, 3 bis 5 mm zu.

f) Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

Zahlenbeispiel 8. Zylinder von $D = 300$ mm Durchmesser mit einfacher Schiebersteuerung für eine liegende Maschine, $s_1 = 500$ mm Hub. Betriebsdruck $p = 6$ at, $n_{\max} = 120$ Umdrehungen der Welle in der Minute. Der Dampf soll oben zu-, unten abströmen. Kolbenbreite $B_k = 100$ mm, Abb. 1742.

Lichte Länge des Zylinders bei $s_0 = 1\%$ des Hubes oder 5 mm Kolbenspiel:

$$L = s_1 + B_k + 2 s_0 = 500 + 100 + 2 \cdot 5 = 610 \text{ mm}.$$

Kolbenfläche:

$$F = \pi \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{30^2}{4} = 707 \text{ cm}^2.$$

Mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$c_m = \frac{s_1 \cdot n}{30} = \frac{0,5 \cdot 120}{30} = 2,0 \text{ m/sek.}$$

Zylinderwandstärke bei stehendem Guß nach (498):

$$s = \frac{D}{50} + 1,3 = \frac{30}{50} + 1,3 = 1,9 \text{ cm.}$$

Gewählt in Rücksicht auf die Möglichkeit, die Lauffläche nochmals ausbohren zu können: 22 mm. An den Enden ist der Zylinder kegelig auf 306 mm erweitert.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Steuerkanälen wird man wegen der geringen Abmessungen der Maschine mäßig nehmen: $v_m = 35 \text{ m/sek.}$

Kanalquerschnitt nach (151) S. 346:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2,0}{35} = 40,5 \text{ cm}^2.$$

Ausgeführt: Kanalhöhe $B = 0,6 \cdot D = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ mm}$; lichte Weite:

$$w = \frac{f}{B} = \frac{40,5}{18} = 22,5 \text{ mm.}$$

Die Lage des Schieberspiegels ist bei so kleinen Maschinen durch diejenige des Exzenters auf der Hauptwelle gegeben, wenn Kröpfungen oder teure Übersetzungen im Steuergestänge vermieden werden sollen. Angenommen: Abstand der Schieberstangenmitte von der des Zylinders 420 mm. Dann ergibt sich beim Entwurf des Schiebers eine Entfernung des Schieberspiegels von 360 mm. Die an den Enden der Lauffläche in den Zylinder einmündenden Kanäle wurden vom Schieberspiegel zunächst kegelig nach außen, dann konzentrisch zum Zylinder geführt, in Rücksicht auf die Verkleidung, unter der sie verdeckt liegen sollen.

Weite des Einströmröhres bei $v_m = 25 \text{ m/sek}$ mittlerer Dampfgeschwindigkeit:

$$f_c = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2,0}{25} = 56,6 \text{ cm}^2; \quad d_c = 85 \text{ mm.}$$

Gewählt: 90 mm Durchmesser.

Ausströmröhr bei $v_m = 20 \text{ m/sek}$:

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{707 \cdot 2}{20} = 70,7 \text{ cm}^2; \quad d_a = 95 \text{ mm};$$

ausgeführt 100 mm Durchmesser.

Hinterer Zylinderdeckel. Während die selten zu lösende Verbindung des Zylinders mit dem Rahmen durch vier Durchsteckschrauben und eine Stiftschraube mitten über dem Kanal c hergestellt ist, sei der Deckel durch Stiftschrauben gehalten, damit das Lösen desselben möglich ist, ohne die Zylinderverkleidung abnehmen zu müssen. Unter der Voraussetzung, daß der Dampfdruck bis zur Mitte der 15 mm breiten Packung vordringt, beträgt der Deckeldruck:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 32,1^2 \cdot 6 = 4860 \text{ kg.}$$

Lochkreisdurchmesser geschätzt zu 350 mm; bei 160 mm Schraubenabstand sind

$= \frac{\pi \cdot 35}{16} = 6,9$ Schrauben nötig. Gewählt 8 Stück $7/8''$ -Schrauben, die durch je 608 kg mit $\frac{608}{2,72} = 224 \text{ kg/cm}^2$ beansprucht werden. Nach Abb. 378, S. 233, Kurve II, zulässig.

Bei der Verteilung auf dem Lochkreise wurden Schrauben sowohl in der wagrechten wie in der senkrechten Ebene des Zylinders, wo sie auf die Bohrungen der Indikator- und

Ablaßstutzen träfen, vermieden. Der Flansch ist an der Ansatzstelle am Zylinder 30 mm, d. i. 1,36 mal so stark wie die Zylinderwand, am äußeren Umfange, wo er zur Stützung der Verkleidung dient, 20 mm dick gehalten.

Wandstärke des hinteren, vertieft ausgebildeten Deckels geschätzt zu $s = 18$ mm. Er kann als eine kreisringförmige, an beiden Rändern eingespannte Platte von $r_a = 13,4$ und $r_i = 6,0$ cm Halbmesser nach den Formeln (69) und (68), S. 59 berechnet werden.

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{6}{13,4} = 0,448.$$

Formel (69) gibt den Einfluß der gleichmäßigen Belastung p auf der Ringfläche wieder; die größte Biegespannung tritt am äußeren Umfang, also auf dem Kreis von $r_a = 13,4$ cm Halbmesser auf und beträgt:

$$\sigma_b = \pm \varphi_1 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,417 \cdot 6 \cdot \frac{13,4^2}{1,8^2} = \pm 139 \text{ kg/cm}^2.$$

Durch Formel (68) wird die Belastung des Mittelstücks durch $\pi r_i^2 \cdot p = \pi \cdot 6^2 \cdot 6 = 679$ kg berücksichtigt, die man sich längs des inneren Umfangs $2\pi r_i$ verteilt denke. Am äußeren Umfang erhöht sich dadurch die Spannung um:

$$\sigma_a = \pm \varphi_3 \cdot \frac{P}{s^2} = \pm \frac{0,285 \cdot 679}{1,8^2} = 60 \text{ kg/cm}^2$$

auf $\sigma = \pm 199 \text{ kg/cm}^2$.

Am vorderen Ende ist der Zylinder durch einen angegossenen Boden abgeschlossen, in den die Stopfbüchse besonders eingesetzt ist, um den Zylinder mit einer Bohrstange von 120 mm Durchmesser ausbohren zu können.

Berechnung des Bodens. Auch er darf als eine zentrisch durchbrochene, beiderseits eingespannte Platte betrachtet und in gleicher Weise wie der hintere Deckel berechnet werden: $r_i = 10,75$, $r_a = 15,3$ cm, $\frac{r_i}{r_a} = \frac{10,75}{15,3} = 0,703$,

$$\sigma_b = \pm \varphi_1 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,15 \cdot 6 \cdot \frac{15,3^2}{1,8^2} = 65 \text{ kg/cm}^2,$$

$$P = \left(\pi r_i^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) p = \left(\pi \cdot 10,75^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 5^2 \right) \cdot 6 = 2060 \text{ kg},$$

$$\sigma_a = \pm \varphi_3 \cdot \frac{P}{s^2} = \pm \frac{0,155 \cdot 2060}{1,8^2} = 99 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_a = 65 + 99 = 164 \text{ kg/cm}^2.$$

Für den Anschluß des Zylinders am Rahmen, der nur die Kolbenkraft von 4240 kg aufzunehmen hat, erscheinen 5 Stück $7/8''$ -Schrauben ($\sigma_z = 312 \text{ kg/cm}^2$) ausreichend, die ebenfalls so gesetzt wurden, daß sie nicht mit Butzen zusammenfallen. Eine von ihnen trifft auf den Kanal c und muß deshalb als Stiftschraube ausgebildet werden.

Beanspruchung des vertieften Schieberkastendeckels, näherungsweise nach S. 62 als eine elliptische, am Rande vollkommen eingespannte Platte mit $a = 12,5$ und $b = 11,0$ cm Halbachsenlänge berechnet. Bei $\frac{b}{a} = \frac{11}{12,5} = 0,88$ und $s = 2$ cm würde die größte Biegespannung an den Enden der kleinen Achse nach (74):

$$\sigma = \pm \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \pm 0,941 \cdot 6 \cdot \frac{11^2}{2^2} = \pm 171 \text{ kg/cm}^2$$

werden. Die Wandstärke erscheint unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die tatsächliche Beanspruchung etwas höher sein wird, angemessen. In der Mitte des Deckels wären nach Formel (75):

$$\sigma = \mp \varphi_9 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \mp 0,58 \cdot 6 \cdot \frac{11^2}{2^2} = \mp 105 \text{ kg/cm}^2$$

Spannung vorhanden.

Der Deckel, als einfache, ebene Platte, also nicht vertieft ausgeführt, müßte beträchtlich stärker gehalten werden. Seine Berechnung als eine längs der Schraubenmittellinie frei aufliegende und gleichmäßig mit p kg/cm² belastete Platte nach Formel (77) mit:

$$b = 18, \quad a = 19,5 \text{ cm} \quad \text{und} \quad \frac{b}{a} = \frac{18}{19,5} = 0,923$$

geht von einer etwas zu großen Belastung aus, würde aber selbst bei $k_b = 300$ kg/cm² zulässiger Beanspruchung eine Wandstärke:

$$s = \sqrt{\varphi_{12} p \cdot \frac{b^2}{k_b}} = \sqrt{1,326 \cdot 6 \cdot \frac{18^2}{300}} = 2,93 \text{ cm}$$

verlangen. Im Vergleich mit dem Deckel sind die Schieberkästenwände genügend kräftig, so daß sich ihre Nachrechnung erübrigt.

Deckelschrauben. Druck auf den Deckel unter der Annahme, daß die Pressung bis zur Mitte der 30 mm breiten Packung vordringt: $P = 33 \cdot 30 \cdot 6 = 5940$ kg. Um nicht auf zu große Entfernung der Schrauben voneinander zu kommen, müssen auf jeder der Deckelseiten drei, im ganzen also zwölf Schrauben vorgesehen werden. Sie erhalten, so verteilt, daß die Deckelecken nicht übermäßig in Anspruch genommen werden, 115 und 100, im Mittel $t = 109$ mm Abstand voneinander. Die am höchsten belasteten Schrauben, die mittleren an den langen Seiten, haben nach der Formel (516):

$$Q = \frac{P \cdot t}{2 \pi e} = \frac{5940 \cdot 10,9}{2 \pi \cdot 18} = 573 \text{ kg}$$

aufzunehmen, während im Mittel $\frac{P}{12} = 495$ kg auf jede Schraube entfallen würden.

Immerhin sind im ersten Falle nach der Zusammenstellung 71, S. 234, bei $c = 0,045 \frac{3}{4}''$ -Schrauben ausreichend.

Zur konstruktiven Durchbildung des Zylinders sei das Folgende bemerkt: Der kleine Zylinder ist der Einfachheit wegen fliegend am Rahmen befestigt, und der Schieberkasten symmetrisch, sowohl zur Längs- wie zur Hauptquerschnittebene ausgebildet. Dadurch setzen allerdings die Steuerkanäle nicht in den tiefsten Punkten des Arbeitsraumes an, wie es wegen der Ableitung des Niederschlagwassers erwünscht wäre; aber der Zylinder läßt sich leichter einformen und als Rechts- und Linksmodell ausbilden, indem nur die Ein- und Auslaßstutzen umgesteckt zu werden brauchen. Die Augen für die Ablaßhähne am Zylinder sind oben und unten vorgesehen, werden aber jeweils nur unten gebohrt. Die Indikatorbutzen sitzen in der wagrechten Ebene dem Schieberkasten gegenüber.

Die Verkleidung des eigentlichen Zylinders besteht aus einem zylindrisch gebogenen, in Abb. 1742 links unten abgewinkelt dargestellten Hauptblech, auf welches die ebenen Bleche, die den Schieberkasten umhüllen, stumpf aufstoßen. Dabei sind die Rohrflansche und die Stopfbüchse so weit vorgezogen, daß sie mit den Blechinnenflächen abschneiden. Die Fuge längs des Schieberkastenumfanges wird durch den etwas überladenden Flansch gedeckt. Der Schieberkasten- wie der hintere Zylinderdeckel sind unverkleidet dargestellt; ebene Bleche, unter denen Wärmeschutzmasse liegen kann, lassen sich aber ohne Schwierigkeit aufschrauben.

Bezüglich der Schmierung ist angenommen, daß das Öl in den Frischdampfstrom eingeführt wird.

Das Einformen des Zylinders zeigt die Abb. 1738. Dichten, gleichmäßigen Gusses wegen wird man den Zylinder stehend gießen, kommt aber wegen der oben betonten symmetrischen Gestaltung mit einer zweiteiligen, längs der Hauptebene getrennten Form aus wenn man die Flansche für das Ein- und Ausströmrohr unter Ansetzen von Hilfskernen h_1 und h_2 ausbildet. Auf dem hinteren Flansch ist ein hoher verlorener Kopf, aufgesetzt. Die Form wird durch einen besonderen Eingußkanal mit vier Anschnitten

im steigenden Guß oder von oben durch einen in der Nebenskizze angedeuteten Rundlauftrichter gefüllt, der das Eisen längs des Hauptkernes gleichmäßig verteilt in die Form fließen läßt.

Die Bearbeitung durch Ausbohren der Lauffläche und der Schieberkastenstopfbüchse durch Abdrehen der Flansche, durch Hobeln oder Fräsen des Schieberpiegels und der Anschlußflansche für die Rohrleitungen bietet keine Schwierigkeiten. Um die Steuerkanten der Dampfkanäle genau auf Maß bearbeiten zu können, sind Hau- oder Fräsleisten f und g , Abb. 1742, vorgesehen.

Zahlenbeispiel 9. Einen größeren Niederdruckzylinder mit Hahnsteuerung der Wasserwerkmaschine der East Jersey Water Co. nach dem Entwurf von Professor Riedler und Stumpf gibt Abb. 1743 wieder. Der Durchmesser beträgt $40''$, der Kolbenhub $42''$. Die Maschinenwelle macht 80 Umdrehungen in der Minute. Die Wirkung der Steuerung war schon auf S. 970 näher erläutert worden. Zur Heizung dient ein Dampfmantel, der mit dem Zylinder zusammengegossen ist und dem Frischdampf durch zwei oben vorgesehene Bohrungen K zugeführt wird, während das Ableitungsrohr im tiefsten Punkt L angeschlossen ist. Zur Verringerung der Wärmeverluste ist zwischen dem Heizmantel und dem Ausströmkanal H eine Luftschicht eingeschaltet. Beim Guß wird der Mantelkern durch vier seitliche, weite Kern- und Putzöffnungen M und durch vier Längsstangen getragen, die durch die Löcher N in den Stirnwänden gehen. Zwei unter den Auslaßhahngeläusen angegossene Füße dienen zur Unterstützung des Zylinders auf gußeisernen Grundplatten, der Rand R zur Befestigung der Schwingscheibe der Hahnsteuerung. Das Verhältnis des Hahnbohrungsdurchmessers d zu dem des Zylinders D beträgt $d : D = 8'' : 40'' = 0,2$, das Verhältnis von d zur Kanalweite a am Einlaß $\frac{d}{a} = \frac{8''}{2''} = 4$, am Auslaß $\frac{8''}{3''} = 2,67$. Die Ein- und Ausströmschlitze sind durch je zwei Rippen versteift, haben unter Abzug derselben eine Breite $b = 0,88 D$ und sind an den Enden durch Kreisbogen begrenzt, deren Mittelpunkte auf der Hauptmittellinie des Zylinders liegen, damit der Anschlußquerschnitt des Kanals am Zylinderumfang annähernd die gleiche Länge wie am Schieber bekommt. Die Rippen werden beim Guß zweckmäßigerweise nach der strichpunktierter Linie in Abb. 1743 links nach dem Zylinderinnern zu verlängert, damit sie dicht werden und nicht reißen. Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m = 2,845$ m/sek ergeben sich als mittlere Dampfgeschwindigkeiten: im Zuströmröhre A 29,0, im Einströmschlitz 50,7, im Ausströmschlitz 33,9, im Ausströmröhre J 23,2 m/sek.

An stehenden Maschinen findet man Zylinder nach Doerfel, Abb. 1744. Von den Schiebern liegen die beiden oberen seitlich vom Zylinder, die beiden unteren aber im Zylinderboden, wodurch die Anschlußschlitze zum Zylinder sehr kurz und der schädliche Raum klein ausfallen. Die Ein- und Ausströmkanäle sind gestaltlich, die Rohranschlüsse unten angeordnet, im ganzen eine sehr einfache und gute Gestaltung des Zylinders.

Zahlenbeispiel 10. Niederdruckzylinder mit Ventilsteuerung zur Wasserwerkmaschine, Tafel I. Durchmesser $D_n = 800$ mm, Kolbenhub $s_1 = 800$ mm, Dampfdruck in dem Falle, daß die Maschine als Betriebsmaschine verwendet wird und mit $40\frac{0}{10}$ Füllung im Hochdruckzylinder läuft, 2,7 at Überdruck. Größte Kolbenkraft $P = 17400$ kg (vgl. S. 138).

Der Zylinder, Abb. 1745, wurde nach Tafel I als Rechtsmodell, entsprechend der Lage der Steuerwelle auf der rechten Seite, entworfen.

Aus der Breite $B = 160$ mm des Kolbens, Abb. 1000, und dem Kolbenspiel in den Totlagen von je $s_0 = 5$ mm, d. i. $0,62\frac{0}{10}$ des Kolbenhubes, ergibt sich die lichte Länge des Zylinders:

$$L = s_1 + B + 2 s_0 = 800 + 160 + 2 \cdot 5 = 970 \text{ mm.}$$

Der Laufzylinder ist in den Mantel, in welchen die Ventilräume unmittelbar eingegossen sind, eingeschrumpft und durch verstemmte Kupferringe an beiden Enden abgedichtet wie in Abb. 1754 gezeigt ist. Er wird durch Arbeitsdampf geheizt, indem dieser, von unten

durch den Stutzen A zuströmend, den Laufzylinder umspült, bei B in den oberen Längskanal C und während der Einströmzeiten durch die in den Räumen D und E sitzenden Einlaßventile, Abb. 820, in den Zylinder tritt. Die in F und G liegenden Auslaßventile, Abb. 822, geben den Dampf während der Auspuffzeit an den Kanal H mit dem Anschlußflansch J der Leitung zum Kondensator ab.

Die beiden Deckel sind besonders eingesetzt und werden durch Zweigleitungen mit Heizdampf versehen, die durch die Öffnungen M_1 im Rahmen und M_2 in der Deckelwerkleitung zugeführt, in den obersten Punkten K_1 und K_2 angeschlossen und wegen der Ableitung des Niederschlagwassers in den tiefsten Punkten L_1 und L_2 wieder abgeführt sind.

Die Wandstärke s des Laufzylinders, stehender Guß vorausgesetzt, wird nach Formel (498):

$$s = \frac{D_n}{50} + 1,3 = \frac{800}{50} + 1,3 = 2,9 \text{ cm.}$$

Gewählt 30 mm, ein Maß, das auch bei der Durchbildung des Mantels und der Deckel zugrunde gelegt wurde. Die Beanspruchung durch den Betriebsdruck nach Formel (152a) für Rohre:

$$\sigma_z = \frac{D_n \cdot p}{2s} = \frac{80 \cdot 2,7}{2 \cdot 3} = 36 \text{ kg/cm}^2$$

ist sehr gering. An den Enden wurde der Laufzylinder auf Strecken von je 20 mm kegelig erweitert, um die äußeren Kolbenringe in den Totlagen 2 mm weit überschleifen zu lassen und den Einbau des Kolbens zu erleichtern.

Der den Laufzylinder umgebende Mantel ist weit gehalten in Rücksicht darauf, daß er als Aufnehmerraum in Frage kommt und beim Öffnen der Einlaßventile eine größere Dampfmenge darbieten soll, die zum Einströmen in den Zylinder bereit steht. Ausgehend von 175 mm lichtigem Durchmesser des Zuströmröhrs A hätten $\frac{175}{4} \approx 45$ mm Abstand zwischen dem Zylinder und dem Mantel genügt, wenn sich die Dampfgeschwindigkeit nicht ändern sollte. Gewählt 90 mm. Die Lage der Ein- und Auslaßzweibeln ist durch zwei Bedingungen gegeben, nämlich dadurch, daß die Mittelebenen der beiden Steuerungen 55 mm gegeneinander versetzt sein müssen und dadurch, daß die Anschlußkanäle am Zylinder nicht in die Laufbüchse einschneiden und die Abdichtung durch die verstemmten Kupferringe beeinträchtigen sollen. Beim Entwurf ist angenommen, daß die Auslaßexzenter innen liegen, die zugehörigen Ventile wurden somit für die Lage der Stueerebenen entscheidend.

Die Maße der Auslaßventile und Körbe waren auf S. 469 an Abb. 822 festgelegt worden. Durchtrittsquerschnitt $f_a = 232 \text{ cm}^2$. Für die Lichtweite d' des Raumes über dem Korb ist maßgebend, daß die Hälfte des Dampfes beim höchsten Hub des Ventiles von 191 mm Durchmesser um dessen oberen Rand herum soll ausströmen können. Deshalb muß:

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi \cdot 19,1^2}{4} + \frac{f_a}{2} = 287 + 116 = 403 \text{ cm}^2; \quad d' = 22,7 \text{ cm}$$

sein; ausgeführt 240 mm.

Wenn nun im Verbindungskanal mit dem Zylinder die gleiche Geschwindigkeit wie im Ventil angenommen wird, so muß derselbe ebenfalls $f_a = 232 \text{ cm}^2$ aufweisen. Dem entsprach ziemlich genau der halbe Querschnitt des eben berechneten Raumes, so daß der Kanal Halbkreisform bekommen und durch eine Viertelkugel von 120 mm Halbmesser in den Zylinder übergeführt werden konnte. Die Ventilmittellinie fällt danach mit der Kante des Laufmantels zusammen; ihre Entfernung von der Hauptmitte beträgt also 480 mm.

Der Auslaßkanal umschließt die Körbe zentrisch und wurde in Abb. 1745 so bemessen, daß er rings um den Korb herum $\frac{f_a}{4} \text{ cm}^2$ Querschnitt besitzt. Dadurch ergab sich

eine Lichtweite von 380 mm bei 100 mm lichter Höhe. Auf dem Wege zum Abströmrohr bietet er dem Dampfe 380 cm² Querschnitt, d. i. das 1,64fache desjenigen des Ventils. Bei diesen Maßen wird auch der Kern *H* genügend widerstandsfähig. Der Ausströmrohranschluß von 225 mm Durchmesser, wie er auf S. 388 berechnet war, entspricht den deutschen Rohrnormen von 1882.

Die Lage der Einlaßventile ist durch 480 + 55 = 535 mm Entfernung beiderseits der Hauptmitte gegeben. Sie haben nach S. 467 und Abb. 820 $f_s = 190$ cm² Durchtrittsquerschnitt. Dort ist auch schon die Form der sie umschließenden Zylinderwand festgelegt. Die lichte Weite d' des Raumes *E*, Abb. 1745, der so bemessen sein muß, daß der Dampf um den Ventilkorbboden von 200 mm Durchmesser denselben Querschnitt wie im Ventil findet, bestimmt sich aus:

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi}{4} 20^2 + 190 = 504 \text{ cm}^2 \quad \text{oder} \quad d' \approx 250 \text{ mm Durchmesser.}$$

Der wiederum durch die Kante der Laufbüchse gegebene Eintrittschlitz bekommt rund $d' = 250$ mm Länge und muß daher $\frac{190}{25} = 7,6$ cm Breite haben. Legt man schließlich den Ventilkorbboden 30 mm über den höchsten Punkt der Schlitzkante, Abb. 820, so ergibt sich die Lage der Korbsitzflächen im Zylinder. Die untere kommt dabei über die Mantelwandung zu liegen, so daß der Ventilstutzen *E* hochgezogen werden muß. Dadurch fällt zwar der Kern verwickelter aus; es wird aber der Vorteil erreicht, daß die Dichtfläche weniger unter etwaigen Spannungen oder Verzerrungen des Mantels zu leiden hat.

Der Verbindungskanal *C* zu den Einlaßventilen umschließt die Einströmstutzen *E* mit 380 mm lichter Weite und bietet bei 95 mm Höhe $38 \cdot 9,5 = 361$ cm², d. i. rund den 1,5fachen Querschnitt, wie das Zuströmrohr.

Die Schrauben zur Befestigung der Steuerhauben sind durch den auf eine Kreisfläche von 250 mm Durchmesser am Einlaßventilkorb, Abb. 820, bzw. 256 mm Durchmesser am Auslaßventilkorb, Abb. 822, wirkenden Überdruck im Zylinder belastet, wurden aber in Rücksicht auf kräftiges Einpressen der Körbe reichlich bemessen. Gewählt 6 Stück $\frac{3}{4}$ "-Schrauben, Lochkreisdurchmesser 310 mm. Beanspruchung durch den Dampfdruck:

$$\sigma_z = \frac{\pi d^2 \cdot p}{4 z \cdot F_1} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{25,6^2 \cdot 2,7}{6 \cdot 1,96} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Anschluß des Einströmrohres von 175 mm Durchmesser ist ebenfalls nach den deutschen Rohrnormen von 1882 gestaltet.

Durch die Einlaßwiebeln ist nunmehr die Lage der Zylinderflansche gegeben. Läßt man diese der Bearbeitung wegen um 10 mm über die Wände des Einströmkanals hervortreten, so ergibt sich eine äußere Zylinderlänge, zwischen den Flanschen gemessen, von 1530 mm.

Flanschstärke: $1,3 s = 1,3 \cdot 30$ rund 40 mm. Der Anschluß am Rahmen hat beim Vorwärtsgang des Kolbens die Kolbenkraft, äußerstenfalls also $P = 17400$ kg, zu übertragen, preßt aber auch den vorderen Deckel gegen den Zylinder, der bei 2,7 at Überdruck während des Rückgangs des Kolbens mit $\frac{\pi}{4} (91,8^2 - 10^2) \cdot 2,7 = 17660$ kg belastet ist, wenn man annimmt, daß der Dampfdruck bis zur Mitte der 18 mm breiten Packung vordringt. In beiden Fällen sind die Schrauben schwellend beansprucht. 12 Stück $1\frac{1}{8}$ "-Schrauben genügen.

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{z \cdot F_1} = \frac{17660}{12 \cdot 4,50} = 327 \text{ kg/cm}^2.$$

Am hinteren Deckel wurde die Schraubenzahl einem Mindestabstand von 160 mm entsprechend, auf 20 vergrößert. Bei $\frac{7}{8}$ "-Schrauben wird:

$$\sigma_z = \frac{P_{\max}}{z \cdot F_1} = \frac{17660}{20 \cdot 2,72} = 325 \text{ kg/cm}^2.$$

Stutzen für Sicherheitsventile von je 50 mm Durchmesser wurden dicht über den Ausströmventilen angebracht, damit etwa sich bildendes Niederschlagwasser in erster Linie abfließen kann.

Die Indikatorstutzen, die wegen der Verbindungsstangen V zwischen Rahmen und Pumpe etwas schräg nach oben angeordnet werden mußten, sind auf Warzen W am Mantel besonders angeschraubt, um den Guß des Zylinders zu erleichtern.

Die Füße zur Unterstützung des hinteren Zylinderendes bilden die Fortsetzung des Flansches und ruhen auf gußeisernen Grundplatten, auf denen sie bei der Ausdehnung durch die Wärme gleiten können. Schließlich sind noch Stutzen S zur Befestigung der beiden Steuerwellenlager am Mantel angeossen.

Ausbildung und Berechnung der Deckel. Ihre Höhe ergibt sich aus der gesamten und der lichten Länge des Zylinders. Wegen der Deckelheizung wurden sie doppelwandig und dem Kolben entsprechend mit ebenen Stirnwänden ausgebildet, die durch je sechs Rippen verbunden und versteift sind. Die letzteren werden außen und an der Stopfbüchswandung ausgespart, damit die Verteilung des Heizdampfes und der Abfluß des Niederschlagwassers erleichtert wird. Weite Kernlöcher sind durch eingeschraubte und verstemmte Pfropfen verschlossen. Beide Deckel können nach dem gleichen Modell geformt werden, unterscheiden sich aber durch die Größe der Flansche und die Naben zur Aufnahme der Stopfbüchsen.

Was ihre Festigkeitsverhältnisse anlangt, so erübrigt sich bei dem großen Abstand der Stirnwände voneinander und bei dem niedrigen Betriebsdruck die Berechnung der Deckel als Ganzes. Man kann sich darauf beschränken, die Festigkeit der zwischen den Rippen liegenden Stirnwandteile nachzuprüfen. Als eingespannte Platten von 310 mm Durchmesser aufgefaßt, würden sie bei $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$ nach Formel (64) eine gleichmäßige Belastung von:

$$p = \frac{k_b \cdot s^2}{0,75 \cdot r_a^2} = \frac{250 \cdot 3^2}{0,75 \cdot 15,5^2} = 12,5 \text{ at}$$

tragen können, die gegenüber dem Betriebsdruck von 2,7 at und dem Druck des Heizdampfes, der etwa auf der gleichen Höhe wird gehalten werden, völlig ausreichend erscheint.

Die Verkleidung besteht aus zwei auf dem Rahmen und dem hinteren Zylinderflansch sitzenden gußeisernen Kappen N_1 und N_2 , dem aus Ganzblech gebogenen Mantel O und der gußeisernen Verschalung P des hinteren Deckels. Die ersten beiden hüllen die Wärmeschutzmasse ein, mit welcher der Zylinder zur Beschränkung der Ausstrahlung umgeben ist und sind von der Deckelverschalung getrennt gehalten, damit der Wärmeschutz vor Beschädigungen bewahrt bleibt, wenn der Zylinderdeckel, der Kolben oder die Kolbenstange ausgebaut werden. Das Mantelblech ist noch durch zwei schmiedeiserne Ringe gestützt und durch zwei Spannbänder aus gezogenem Eisen auf den Umfängen der Kappen zusammengehalten. Die Deckelverschalung mußte wegen der Deckelschrauben und des Anschlusses am Stopfbüchsenflansch eine gewölbte Form bekommen.

Um nicht zu weit ausladende Arme am Pumpenkörper für die Verbindungsstangen V zum Rahmen zu erhalten, wurden die letzteren durch die Verkleidung hindurchgezogen, was bei den mäßigen Wärmegraden im Niederdruckzylinder unbedenklich erscheint. Dadurch ergab sich eine Mittenentfernung derselben von 1220 mm.

Für die Schmierung sind im Scheitel des Einströmkanals C zwei Röhren vorgesehen, von denen der vorbeistreichende Dampf das Öl abnimmt.

Die Bearbeitung der Lauffläche und der Hauptflansche ist auf einer Zylinderbohrmaschine mit einer kräftigen Spindel sehr bequem möglich. Auch die der Ein- und Auslaßventilstutzen bietet auf einem Senkrechtbohrwerk keine Schwierigkeit, da der Zylinder sicher auf den gleich hoch gehaltenen Arbeitsflächen der Stutzen und der Anschlußflächen der Ein- und Ausströmröhre gestützt werden kann, die zweckmäßigerweise zuerst abgehobelt werden.

Zahlenbeispiel 11. Hochdruckzylinder der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Zylinderdurchmesser $D_h = 450$ mm, Hub $s_1 = 800$ mm. Betriebsmittel: auf 300^0 überhitzter Dampf von $p = 12$ at.

Eine ähnliche konstruktive Durchbildung wie die des eben beschriebenen Niederdruckzylinders ist wegen der Wärmespannungen infolge der hohen Betriebstemperatur, wie schon in den allgemeinen Ausführungen über Dampfzylinder angedeutet wurde, ausgeschlossen. In erster Linie wurde der Laufzylinder möglichst einfach gestaltet, und zwar von den Ventilgehäusen getrennt, als ein Drehkörper ohne Rippen oder sonstige Ansätze ausgebildet, Abb. 1755. Auch der Heizmantel ist weggelassen, da Heißdampf in der ersten Stufe nur geringe Niederschlagmengen gibt. Die Zylinderköpfe wurden,

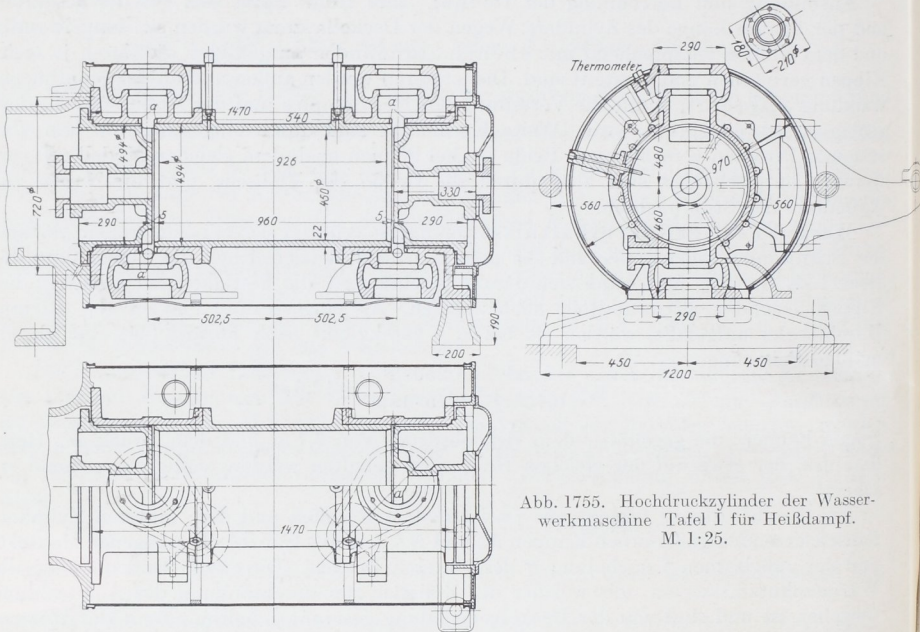


Abb. 1755. Hochdruckzylinder der Wasserwerkmaschine Tafel I für Heißdampf.
M. 1:25.

soweit möglich, symmetrisch zur senkrechten Längsebene gehalten. Zwar wäre die Zu-
leitung des Dampfes durch einen angegossenen Kanal billig gewesen, hätte aber einseitige,
sehr starke Erwärmungen des Kopfes, Verzerrungen und Wärmespannungen zur Folge
gehabt. Die schmiedeisernen Zuführrohre sind vielmehr getrennt gehalten und unmittel-
bar an die Einlaßziebeln angeschlossen. Auch wurden die Verbindungsstangen zwischen
dem Rahmen und der Pumpe in Rücksicht auf die höheren Wärmegrade außer-
halb der Verkleidung angeordnet. Ihr Abstand konnte trotzdem auf 1120 mm ver-
ringert werden. Die Steuerungen der Ein- und Auslaßventile liegen in ein und dersel-
ben Ebene, so daß auch die Ventilmitten zusammenfallen.

Der Zylinder ist als Linksmodell entworfen. Durch die Bedingung, daß die Kolben-
stange die gleichen Abmessungen wie auf der Niederdruckseite haben soll, sind die Haupt-
längenmaße und die Deckelhöhen im wesentlichen festgelegt. Die lichte Länge des Zy-
linders ist die gleiche wie auf der Niederdruckseite: $L = 970$ mm. Wandstärke s des Lauf-
zylinders aus Gußrücksichten bei stehendem Guß gemäß (498):

$$s = \frac{D_h}{50} + 1,3 = \frac{450}{50} + 1,3 = 2,2 \text{ cm.}$$

Beanspruchung durch den Betriebsdruck:

$$\sigma_z = \frac{D_h \cdot p}{2s} = \frac{45 \cdot 12}{2 \cdot 2,2} = 123 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Anschlußschrauben der Zylinderköpfe, Abb. 1757. Lochkreisdurchmesser geschätzt zu 570 mm. Schraubenzahl bei rund 120 mm Abstand: $z = \frac{\pi \cdot 57}{12} = 14,9$.

Gewählt 16 Schrauben. Kraft, die auf eine von ihnen entfällt, unter der ungünstigen Annahme, daß der volle Druck noch 10 mm tief in die Fuge eindringt, also auf einer Kreisfläche von $D' = 514$ mm Durchmesser wirkt:

$$Q = \frac{\pi (D')^2}{4} \cdot \frac{p}{z} = \frac{\pi \cdot 514^2}{4} \cdot \frac{12}{16} = 1560 \text{ kg.}$$

Bei sorgfältiger Herstellung reichen nach Abb. 378 bei $c = 0,045$ $1\frac{1}{8}$ ''-Schrauben aus.

Flanschstärke $h = 1,5s = 1,5 \cdot 2,2 = 3,3$ cm. Gewählt 35 mm. Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot z \cdot Q \cdot a}{\pi D_a \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 16 \cdot 1560 \cdot 3,8}{\pi \cdot 49,4 \cdot 3,5^2} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

An den Enden ist der Laufzylinder auf Strecken von je 17 mm Länge kegelig erweitert. Im Scheitel münden zwei Leitungen, durch welche Öl unter Druck zugeführt wird.

Die beiden Zylinderköpfe tragen die Ein- und Auslaßzweibeln mit den zugehörigen Flanschen, ferner Stützen für die Steuerwellenlager und die wegen der Verbindungsstangen wiederum schräg nach oben angeordneten Indikatorbutten; der hintere außerdem noch einen Fuß. Sie haben die gleiche Grundform, so daß ein und dasselbe Modell und dieselben Kernkästen benutzt werden können, werden aber rechts und links durch die verschiedenen Stützen und unterscheiden sich noch durch die Größe der Anschlußflansche. Die Ein- und Auslaßzweibeln sind senkrecht übereinander angeordnet, so daß sie leicht mit einer durchlaufenden Bohrspindel bearbeitet werden können, in Rücksicht auf welche die Aussparungen a in den Verbindungsschlitz zum Zylinder vorgesehen sind. Ihre Lage zur Zylindermitte ist wieder dadurch gegeben, daß die eben erwähnten Schlitz nicht in den Laufmantel einschneiden sollen. Für den Auslaßschlitz wird bei $v_{\max} = 40$ m/sek Dampfgeschwindigkeit:

$$f_a = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{1512 \cdot 2,095}{40} = 79,2 \text{ cm}^2.$$

Die lichte Weite des Halses der Auspuffzweibel ergab sich bei der Durchbildung des Ventils, die in ganz ähnlicher Weise erfolgte, wie am Niederdruckzylinder beschrieben, zu 170 mm. Gibt man dem Schlitz die gleiche Länge, so wird die nötige Breite $\frac{79,2}{17} = 4,66$ cm ≈ 45 mm und die Entfernung der Zweibelmitte von der des Zylinders

$480 + 22,5 = 502,5$ mm. Die Lage des einen Flansches am vorderen Kopf ist durch den Anschluß am Rahmen gegeben, die des anderen so gewählt, daß er sich zur Beschränkung der Gußspannungen unabhängig von den Zweibeln ausbilden ließ. Dadurch greifen die Ventilköpfe weit über den Laufzylinder hinweg, auf den sie zweckmäßigerweise warm aufgezogen werden, wenn auch nur mit geringer Spannung, damit sich etwaige Verzerrungen der Köpfe beim Betriebe nicht störend bemerkbar machen. Der Fuß wurde durch Verlängerung des hinteren Flansches gebildet und leichter Bearbeitung wegen mit der Unterfläche der Auslaßzweibel und des Ausströmstutzens auf gleiche Höhe gelegt.

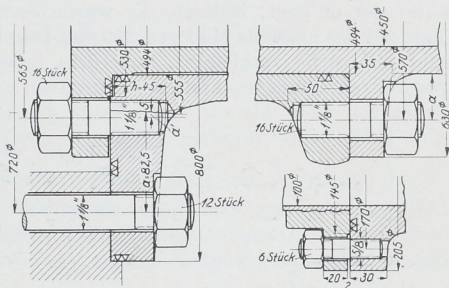


Abb. 1756 bis 1758. Flanschverbindungen am Zylinder Abb. 1755. M. 1:5. Abb. 1756. Anschluß am Rahmen und Verschraubung des vorderen Deckels. Abb. 1757. Verschraubung der Köpfe mit dem Laufzylinder. Abb. 1758. Anschluß des Zuleitungsrohres.

Er ruht auf einer gußeisernen Brücke, die den Kanal im Fundament unter den Auslaßventilen überspannt und auf der er wegen der Ausdehnung des Zylinders infolge der hohen Betriebstemperaturen muß gleiten können. Die Indikatorstutzen würden, unmittelbar angegossen, das Einformen und den Guß erschwert haben; sie sind deshalb wiederum besonders angeschraubt.

Der Anschluß des Einströmrohres hätte nach den Normalien der Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung von 1912 ausgeführt, einen Flanschdurchmesser von 240 mm bekommen müssen und dadurch einen sehr großen Durchmesser der Verkleidung, unter der er liegt, bedingt. Er wurde deshalb nach dem Hilfsriß in Abb. 1755 rechts oben auf das äußerste Maß von 210 mm Durchmesser unter Verminderung der Schraubenzahl auf sechs verkleinert, außerdem innen und außen noch auf 180 mm Breite abgeschnitten. Beanspruchung der Schrauben unter der ungünstigen Annahme, daß der volle Druck von 12 at bis zur Außenkante der Dichtleiste vom Durchmesser $d_a = 145$ mm, Abb. 1758, wirkt:

$$\sigma_s = \frac{\pi \cdot d_a^2 \cdot p}{4 \cdot z \cdot F_1} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{14,5^2 \cdot 12}{6 \cdot 1,31} = 252 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Spannung liegt etwas höher als in Abb. 378 für $c = 0,045$ angegeben, erscheint aber noch zulässig. Am Ausströmflansch konnten die normalen Abmessungen ohne Schwierigkeit eingehalten werden.

Größe der Sicherheitsventile: $d = \frac{1}{10} \cdot D_h = 45$ mm. Sie sind dicht über den Ausströmventilen angeordnet. Die Deckel ließen sich, da sie nicht geheizt werden sollen, als einseitig offene Rippenkörper ausbilden, die sich nur durch die Einsätze für die Stopfbüchse unterscheiden. Dabei bietet die große Tiefe die Möglichkeit, sie reichlich mit Wärmeschutzmasse zu füllen und die Ausstrahlung des Zylinders zu vermindern, die Stopfbüchsen aber weit nach außen zu legen und sie so den hohen Wärmegraden im Zylinder zu entziehen. Außen sind die Deckel durch ebene Blechscheiben abgeschlossen.

Berechnung der Deckel. Wandstärke gleich Zylinderwandstärke = 22 mm. Beanspruchung der durch sechs Rippen versteiften Stirnwände des vorderen Deckels, als ebene, am Rande eingespannte Platten von 160 mm Durchmesser aufgefaßt, nach (64):

$$\sigma = 0,75 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = 0,75 \cdot 12 \cdot \frac{8^2}{2,2^2} = 119 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

Die Deckelschrauben und der Flansch sind auf S. 249, die Stopfbüchsen auf S. 592 berechnet und dargestellt.

Die Verkleidung wurde ähnlich, wie am Niederdruckzylinder ausgebildet, aber zugunsten eines dicken Wärmeschutzes weit gehalten. Gleichartigen Aussehens wegen hat auch die Deckelverschalung gewölbte Form.

Berechnung der Zylinderköpfe. Die Wandstärke wurde ebenso groß wie am Laufzylinder — 22 mm — genommen. Der Anschlußflansch am Rahmen, Abb. 1756, mußte in Rücksicht auf den großen Lochkreisdurchmesser von 720 mm, der durch die Gestalt des Rahmens, Abb. 1698, gegeben ist, kräftig gehalten werden. Er ist am stärksten belastet, wenn der Dampf hinter dem Kolben wirkt, da er dann die Kolbenkraft, die auf S. 138 zu $P_h = 16900$ kg ermittelt ist, auf den Rahmen zu übertragen hat. Sie beansprucht die Verbindungsschrauben auf Zug. Der Raum vor dem Kolben ist während dieser Zeit mit dem Aufnehmer verbunden; in ihm herrscht eine Spannung von 1,1 at

Überdruck, die den vorderen Deckel mit $P' = \frac{\pi}{4} \cdot 51,2^2 \cdot 1,1 = 2265$ kg belastet. Auch diese Kraft wirkt, da sie die Deckelschrauben auf Zug in Anspruch nimmt, in gleichem Sinne wie P_h . Wenn zunächst die Zylinderwandstärke zur Erreichung eines allmählichen Übergangs von 22 auf 30 mm, einem Durchmesser von 555 mm an der Ansatzstelle entsprechend, erhöht wird, so beträgt der radial gemessene Hebelarm, an dem die Rahmenschrauben angreifen, noch $a = \frac{720 - 555}{2} = 82,5$ mm, der Hebelarm a' , an dem die

Deckelschrauben wirken, 5 mm, wenn man den Lochkreisdurchmesser wie am hinteren Deckel nach S. 250 zu 565 mm wählt. Läßt man eine Beanspruchung von $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$ zu, so folgt die Flanschhöhe h aus:

$$h^2 = \frac{6(P_h \cdot a + P' \cdot a')}{\pi \cdot D' \cdot k_b} = \frac{6(16900 \cdot 8,25 + 2265 \cdot 0,5)}{\pi \cdot 55,5 \cdot 250} = 19,3; \quad h = 4,4 \text{ cm.} \quad \text{Ausgeführt 45 mm.}$$

Zur Befestigung des Deckels wurden Stift-, zum Anschluß am Rahmen Durchsteck-schrauben genommen. Für die letzteren reichen 12 Stück $1\frac{1}{8}''$ -Schrauben aus, die durch je:

$$Q = \frac{16900}{12} \approx 1410 \text{ kg} \quad \text{oder} \quad \sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1410}{4,5} = 314 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht sind.

B. Zylinder an Verbrennungsmaschinen.

1. Allgemeine Gesichtspunkte, insbesondere Entstehung und Wirkung der Wärmespannungen.

Die Gestaltung von Zylindern für Verbrennungsmaschinen muß vor allem auf die schwierigen Betriebsbedingungen, gekennzeichnet durch die beträchtlichen Betriebsdrücke bei hohen Wärmegraden, Rücksicht nehmen. Die Drucke erreichen bei Verpuffungsmaschinen normalerweise 25 at (vgl. S. 552), werden aber durch Frühzündungen nicht selten um 50—80% erhöht, wenn das Gemisch nach Abb. 1759 schon während des Verdichtungshubes etwa durch glühende Rückstände entzündet wird. Die vorzeitig im Punkt *A*, statt in *B* einsetzende Verbrennung läßt den Druck rasch auf *C* und damit auch die Verdichtungs-endspannung auf *D* unter starker Überlastung des Zylinders, des Kolbens, der Deckel und des Triebwerks steigen. Bei Maschinen mit Selbstzündung beträgt der Verbrennungsdruck gewöhnlich 35 bis 40 at; auch er kann bei undichter Einspritzvorrichtung durch vorzeitige Verbrennung erheblich gesteigert werden.

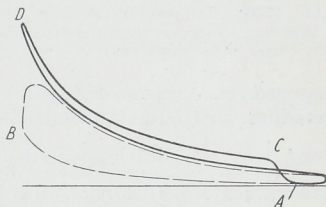


Abb. 1759. Drucksteigerung in einer Viertaktverbrennungsmaschine infolge Frühzündung im Punkte *A*.

Die hohen Temperaturen der verbrennenden Gase, die 1600 und mehr Grad erreichen, verlangen eine kräftige Kühlung des Zylinders, die sich auch auf die gesamte Fläche, die der Kolben bestreicht, erstrecken soll, weil sonst ungleichmäßige Erweiterungen des Zylinders und Undichtheiten entstehen und weil es auch gilt, den Kolben zu kühlen. Die Kühlung bedingt aber ein starkes Wärmegefälle und damit beträchtliche Wärmespannungen in den Wandungen. Solche sind schon in einem Zylinder einfachster Form unvermeidlich. Sie bestehen aus Beanspruchungen auf Druck in den inneren und auf Zug in den äußeren Schichten der Wandung und treten sowohl als Längsspannungen, parallel zur Zylinderachse, wie als Ringspannungen in tangentialer Richtung auf.

Die Außenfläche der Zylinderwand ist, wenn die Maschine bei einer bestimmten Leistung in den Beharrungszustand gekommen ist, der stets gleichen Kühlwassertemperatur, ihre Innenfläche dagegen den bei jedem Arbeitsspiel in weiten Grenzen wechselnden Temperaturen der Verbrennungsgase ausgesetzt. Die letzteren erzeugen Temperaturschwankungen in den innersten Wandungsschichten, die sich aber wegen der schlechteren Wärmeleitung zwischen dem Gas und der Wandung in viel engeren Grenzen bewegen und nur bis zu geringer Tiefe dringen. Eichelberg [XXIII, 5] ermittelte an einem Zweitakt-dieselmotorenzylinder, daß die Temperatur der Gase zwischen 100 und 1600° lag und im Mittel 560° betrug, daß die Wandungstemperatur dagegen nur um +14 und -8° von der mittleren (205°) abwich, und daß diese Schwankungen etwa 5 mm tief reichten. In Abb. 1760, wo die Temperaturen in den einzelnen Schichten senkrecht zur Linie *AB*

aufgetragen wurden, sind die Schwankungen durch das Feld EFD angedeutet. Von F ab stellt sich ein unveränderlicher Wärmestrom und ein geradlinig verlaufendes Wärmegefälle FG ein. Der Temperatursprung zwischen der Wandungaußenfläche und dem Kühlwasser betrug 50° , ist also infolge der besseren Wärmeleitverhältnisse viel geringer als an der Innenfläche. Verlängert man die Linie GF bis zum Schnitt mit der Innenwandung in C , so ergibt sich ein Grundwärmegefälle von $t_i = 205$ auf $t_a = 90$, also um 115° .

Zunächst seien die durch dieses Grundwärmegefälle CG bedingten Spannungen ermittelt. Zu dem Zwecke denkt man sich aus einem Zylinder vom Innenhalbmesser r_i und vom

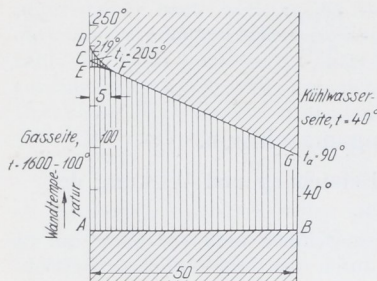


Abb. 1760. Temperaturverteilung in der Wandung eines Verbrennungsmaschinenzylinders.

Außenhalbmesser r_a ein keilförmiges Stück, Abb. 1761 links, herausgeschnitten, das durch zwei senkrecht zur Zylinderachse stehende Ebenen im Abstände z und zwei unter dem kleinen Winkel ζ geneigte, durch die Zylinderachse gehende Ebenen

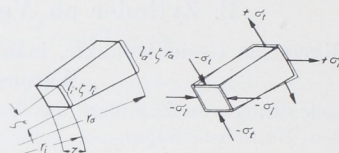


Abb. 1761. Zur Ermittlung der Wärmespannungen in einem Zylinder.

begrenzt sei. Wird nun der Zylinder so erhitzt, daß die Temperatur von t_i^0 an der Innenfläche geradlinig auf t_a^0 an der Außenfläche fällt, so herrscht in der mittleren Schicht eine Temperatur

von $t_m = \frac{t_i + t_a}{2}$. Brächte man den gesamten Zylinder auf diese Temperatur, so würde sich

das betrachtete Stück nach allen Seiten hin gleichmäßig vergrößern, jedoch spannungsfrei und geometrisch ähnlich bleiben, wie es in Abb. 1761 rechts in dünnen Umrissen wiedergegeben ist. Eine Faser am äußeren Umfang von der ursprünglichen Länge $l_a = \zeta \cdot r_a$ würde dabei um das Maß $\zeta \cdot r_a \cdot \frac{t_i + t_a}{2} \cdot \gamma$ verlängert werden, wenn γ die Wärmeausdehnungszahl des verwandten Werkstoffes ist. Unter der Wirkung der tatsächlichen Temperatur t_a verlängert sie sich jedoch nur um $\zeta \cdot r_a \cdot t_a \cdot \gamma$. Der Unterschied:

$$\begin{aligned} \lambda &= \zeta \cdot \gamma \cdot r_a \left(\frac{t_i + t_a}{2} - t_a \right) \\ &= \zeta \cdot \gamma \cdot r_a \cdot \frac{t_i - t_a}{2} \end{aligned}$$

muß durch tangentielle Zugspannungen aufgebracht werden, wenn der Zylinder seine Gestalt behalten soll. Die auf die Längeneinheit bezogene tangentielle Dehnung wird

$\varepsilon_t = \frac{\lambda}{l_a} = \gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}$. Ähnliches gilt auch in Richtung der Zylinderachse; insbesondere

unterliegen die Fasern einer gleich großen Dehnung $\varepsilon_l = \gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}$, wie sich auf ganz entsprechende Weise wie eben zeigen läßt, so daß auch die Anstrengungen σ_t und σ_l gleich groß sein müssen. Ihr wirklicher Wert ergibt sich, wenn man die Dehnung ε_l durch beide erzeugt denkt: ist α die Elastizitätszahl und m das Querdehnungsverhältnis des Werkstoffes, so ist:

$$\varepsilon_l = \alpha \cdot \sigma_t - \frac{1}{m} \cdot \alpha \cdot \sigma_l \quad (503)$$

und bei $\sigma_t = \sigma_l$:

$$\sigma_t = \sigma_l = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{t_i - t_a}{2} \quad (504)$$

In gußeisernen Wandungen wird mit $m = 5$:

$$\sigma_t = \sigma_i = 1,25 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}, \quad (505)$$

in schmiedeisernen mit $m = \frac{10}{3}$:

$$\sigma_t = \sigma_i = 1,43 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (506)$$

Gleich hohe Anstrengungen, aber auf Druck, entstehen, Unveränderlichkeit der Dehnungszahl α vorausgesetzt, an der Innenfläche des Zylinders, wo sich die Faser von der Länge $l_i = \zeta r_i$ unter der Wirkung von t_i^0 um das Maß $\zeta \cdot r_i t_i \cdot \gamma$ auszudehnen sucht, während einer gleichmäßigen Erwärmung auf $\frac{t_i + t_a}{2}$ nur eine Verlängerung um $\zeta \cdot r_i \frac{t_i + t_a}{2} \cdot \gamma$ entspricht. Der Unterschied, d. i. die notwendige Verkürzung der Faser, beträgt:

$$\delta = \zeta \cdot r_i \gamma \left(t_i - \frac{t_i + t_a}{2} \right) = \zeta r_i \cdot \gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}.$$

Die auf die Längeneinheit bezogene Stauchung der inneren Faser $-\varepsilon = -\frac{\delta}{l_i} = -\gamma \cdot \frac{t_i - t_a}{2}$ ist zahlenmäßig ebenso groß, wie die Dehnung der äußeren, ergibt mithin auch gleich große Anstrengungen:

$$\sigma_t = \sigma_i = -\frac{m}{m-1} \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (504)$$

Der Spannungsverlauf in der Wandung ist geradlinig; die Zug- und Druckspannungen halten sich gegenseitig im Gleichgewicht.

Die eben abgeleiteten Formeln gelten für den Fall, daß die Ausbildung der Formänderungen, welche die Erwärmung in den einzelnen Schichten hervorgerufen sucht, vollständig gehindert ist. Das trifft z. B. für den mittleren Teil eines längeren Zylinders zu, der überall gleich großem Wärmegefälle ausgesetzt ist, jedoch nicht für Zylinder von Verbrennungsmaschinen in mehrfacher Beziehung, denn:

1. ist das Wärmegefälle in den einzelnen Querschnitten verschieden, weil die Temperatur bei der Ausdehnung der Gase rasch sinkt, so daß nur ein verhältnismäßig kurzes Stück des Zylinders der Einwirkung der höchsten Temperatur und dem entsprechend hohen Wärmegefälle ausgesetzt ist, in den übrigen Teilen aber günstigere Verhältnisse vorliegen;

2. können sich die Formänderungen an den Enden der Zylinder mehr oder weniger weitgehend unter Verminderung der Längsspannungen ausbilden, an den freien Enden von Lauffbüchsen sogar vollkommen, Abb. 1762 links, so daß die Längsspannungen dort Null werden;

3. können erhebliche Störungen der Spannungsbildung durch Unterbrechungen der Läufläche oder durch Anhäufungen des Werkstoffes eintreten. Je nach den Umständen erhöhen oder erniedrigen solche Störungen die Spannungen.

Für einen einfachen Zylinder folgt aus Punkt 2, daß die aus der Formel (504) berechnete Anstrengung einen oberen Grenzwert darstellt. Einen unteren Grenzwert σ'_t gewinnt man, wenn man in der Beziehung (503) $\sigma_i = 0$ setzt:

$$\sigma'_t = \frac{\varepsilon_t}{\alpha} = \pm \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2}. \quad (507)$$

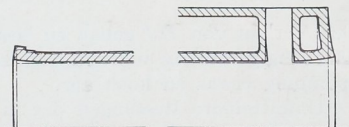


Abb. 1762. Formänderungen an den Enden offener und doppelwandiger Zylinder.

Bei der Anwendung der an einem Zylinder abgeleiteten Formel auf anders gestaltete Teile ist zu untersuchen, ob die Ausbildung der Formänderungen durch das Wärmegefälle vollständig gehindert ist. Andernfalls treten z. B. an geeignet gestalteten kegelförmigen oder kugelförmigen Deckeln beträchtliche Verminderungen der Spannungen ein.

Die durch die Temperaturzuckungen CD und CE , Abb. 1760, bedingten Zusatzspannungen lassen sich annähernd wie folgt ermitteln auf Grund zweier Bedingungen: daß 1. die radialen Ebenen des Zylinders eben bleiben und daß 2. die Summe der durch die Erhitzung erzeugten Zug- und Druckkräfte Null sein muß.

In Abb. 1763 ist der Temperaturverlauf in einem Querschnitt durch den Zylinder in dem Augenblick des stärksten Ausschlages vergrößert durch die Linie DF gegenüber

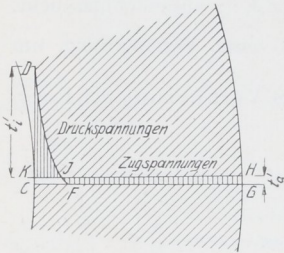


Abb. 1763. Zur Ermittlung der zusätzlichen Wärmespannungen.

der senkrecht zur Wandung gelegten Grundlinie CFG dargestellt. Die im Gebiet CFD liegenden Fasern suchen sich den Ordinaten von DF gemäß auszudehnen, werden aber daran durch die sie umgebenden Schichten gehindert und kommen so unter Druckspannungen, denen Zugkräfte in den äußeren Fasern das Gleichgewicht halten. Unter der Voraussetzung, daß die Spannungen den durch die Wärme bedingten Dehnungen verhältnismäßig sind, wird auch der Verlauf der Druckspannungen der Linie FD entsprechen. Die Zugspannungen sind dann durch die Ordinaten der Fläche $FGHJ$ dargestellt, die so gewählt ist, daß FG und JH durch die Zylinderachse gehen, also radial gerichtet sind und daß ihr Flächeninhalt gleich dem der Fläche KJD ist, in Erfüllung der beiden oben angeführten Bedingungen. Die Strecke KD ist verhältnismäßig der größten an der Innenfläche auftretenden Anstrengung auf Druck, GH derjenigen auf Zug an der Außenfläche des Zylinders. Ihre zahlenmäßige Größe folgt an Hand der Temperaturen, denen KD und GH entsprechen ($KD = t'_i = 13^\circ$, $GH = t'_a = 1^\circ$):

$$\sigma'_i = 1,43 \frac{\gamma}{\alpha} t'_i; \quad \sigma'_a = 1,43 \cdot \frac{\gamma}{\alpha} t'_a. \quad (508)$$

Den Verlauf von DJ genau zu bestimmen, ist sehr umständlich; wird er in erster Annäherung geradlinig angenommen, so fällt die Druckspannung etwas zu niedrig, die Zugspannung etwas zu hoch aus.

Unmittelbare Messungen der in den Zylinderwänden auftretenden Wärmegrade ergaben an einer Viertakt-U-Bootmaschine ein Gefälle von 86° . Noch größer sind die Temperaturunterschiede in den Wandungen von Zweitaktmaschinen. Das von Eichelberg [XXIII, 5] an einem Schiffsdieselmotor von Sulzer gefundene größte Wärmegefälle von 110 bis 120° , das, von der auf der Kühlwasserseite gemessenen Temperatur ausgehend, berechnet wurde, dürfte nahe der zulässigen oberen Grenze liegen, da an einem Versuchszyliner der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg [XXIII, 6], an dem $300,5^\circ$ an der Innen-, $144,5^\circ$ an der Außenfläche, also 156° Gefälle gemessen wurden, stählerne Kühlringe im Innern des Zylinders eingebaut werden mußten.

Zahlenbeispiel 12. An dem oben erwähnten gußeisernen Laufzylinder mit 120° Temperaturgefälle entstehen bei einer Ausdehnungszahl $\gamma = 0,0000115$ und einer Elastizitätszahl $\alpha = \frac{1}{1000000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ tangentiale Anstrengungen, die nach den Formeln (505) und (507) zwischen:

$$\sigma_i = \pm 1,25 \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2} = \pm 1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot \frac{120}{2} = \pm 863$$

und

$$\sigma'_i = \pm \frac{\gamma}{\alpha} \frac{t_i - t_a}{2} = \pm 690 \text{ kg/cm}^2$$

liegen.

Zu ihnen treten noch die durch den Betriebsdruck bedingten Spannungen. An der Stelle des höchsten Wärmegefälles hatte die Laubbüchse bei 520 mm Bohrung eine Wandstärke $s = 50$ mm, war jedoch durch eine Verdickung am Ende erheblich verstärkt. Bei $p_i = 40$ at Verbrennungsdruck ergibt sich aus der Kurve bb der Abb. 59 mit:

$$\frac{r_a}{r_i} = \frac{31}{26} = 1,192, \quad \sigma_{z\max} = 6,06 \cdot p_i$$

oder aus Formel (58a) eine größte Anstrengung an der Zylinderinnenfläche von:

$$\sigma_{z\max} = p_i \frac{0,7 \cdot r_i^2 + 1,3 r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} = 40 \frac{0,7 \cdot 26^2 + 1,3 \cdot 31^2}{31^2 - 26^2} = 242 \text{ kg/cm}^2,$$

an der Außenfläche nach (59):

$$\sigma_z = 2 \cdot p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} = 2 \cdot 40 \cdot \frac{26^2}{31^2 - 26^2} = 190 \text{ kg/cm}^2,$$

Werte, die sicher wegen der Verstärkung des Zylinderendes zu hoch sind. Nimmt man schätzungsweise nur die Hälfte an, so steigt die Zugbeanspruchung an der Außenfläche immerhin auf 785 bis 958 kg/cm² und sinkt an der Innenfläche auf — 569 bis 742 kg/cm². Die Wärmespannungen infolge der Temperaturschwingungen treten nicht gleichzeitig mit den Beanspruchungen durch den höchsten inneren Druck auf, sondern hinken diesen zeitlich nach, so daß auch keine Summierung der in Frage kommenden Beanspruchungen eintritt. Sie sind aber nicht unbedeutend:

$$\sigma'_i = -1,25 \cdot \frac{\gamma}{\alpha} t'_i = -1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot 13 = -187 \text{ kg/cm}^2$$

Druckspannung an der Innenfläche,

$$\sigma'_a = 1,25 \cdot 0,0000115 \cdot 1000000 \cdot 1 = +14,4 \text{ kg/cm}^2$$

Zugspannung an der Außenfläche. Eine nähere Untersuchung der Temperatur- und Spannungsverteilung an Zylindern und Deckeln siehe [XXIII, 5].

Die gefundenen Werte sind auch insofern zu hoch, als die Elastizitätszahl α an Gußeisen nicht unveränderlich, sondern von der Art der Beanspruchung, auf Druck oder Zug, abhängig ist und mit steigender Zugspannung zunimmt. Daher wird der Spannungsverlauf in der Zylinderwand nicht geradlinig nach CDE , Abb. 1764, sein, wie bei der Berechnung angenommen, sondern einer Kurve FGH folgen, ähnlich, wie es in gußeisernen, auf Biegung beanspruchten Stäben nachgewiesen ist. Dabei verschiebt sich die Nulllinie von D nach G , die Zugspannung sinkt von BE auf BH , während die Druckspannung von AC auf AF wächst. Ob es richtiger ist, die Sicherheit der Teile gegenüber den ermittelten tangentialen Wärmespannungen nach der Biegefestigkeit statt nach der Zugfestigkeit des verwandten Gußeisens zu beurteilen, müssen noch Versuche zeigen.

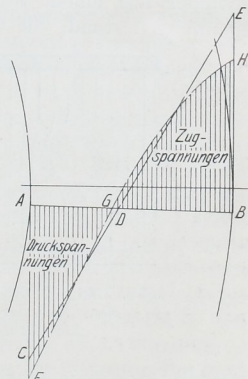


Abb. 1764. Verlauf der Wärmespannungen in gußeisernen Wandungen.

Im allgemeinen nehmen die Wärmespannungen mit der Ausdehnungszahl γ des Werkstoffes zu, mit der Elastizitätszahl α ab, so daß sie z. B. im Stahlguß rund doppelt so groß wie im Gußeisen werden. Der Ersatz gußeiserner Stücke durch Stahlgußteile bietet also im Falle großer Wärmespannungen wenig Aussicht auf Erfolg, weil zwar die Zugfestigkeit des letzteren größer ist, die Wärmespannungen aber etwa im gleichen Maße wachsen. Weiterhin ist noch zu beachten, daß die Überschätzung der Wärmezugspannungen in gußeisernen Wandungen, wie sie an Hand der Abb. 1764 erläutert wurde, wegfällt, weil Verhältnismäßigkeit zwischen Formänderungen und Spannungen bis zur Fließgrenze

vorhanden ist. Im übrigen nehmen die Spannungen mit dem Temperaturgefälle, also mit zunehmender Wärmeentwicklung oder Leistung im Zylinder und wahrscheinlich mit steigender Wandstärke zu. Im ganzen genommen wird die äußerste Beschränkung der Wanddicken unter Verwendung eines stark dehnbaren, aber genügend festen Werkstoffes anzustreben sein.

Wie oben erwähnt, halten sich an dem betrachteten einfachen Zylinder die Wärmespannungen das Gleichgewicht; sie rufen demzufolge, abgesehen von der Erweiterung der Zylinderenden nach Abb. 1762 links und der Vergrößerung aller Abmessungen wegen der höheren mittleren Temperatur keine unregelmäßigen Formänderungen hervor. Sie können aber empfindliche Verzerrungen zur Folge haben, wenn die gleichmäßige Ausbildung der Spannungen gestört wird. In der Beziehung wirken schon Verschiedenheiten der Wandstärke, Rippen und Ansätze, sogar ungleichmäßige Verteilung und Führung des Kühlwassers oft sehr ungünstig. Rippen und Ansätze geben häufig Anlaß zu Klemmungen der Kolben und bilden sich an den Laufflächen durch vermehrte oder verminderte Abnutzung infolge der örtlichen Spannungen und Formänderungen oft deutlich ab.

Ist der Zylinder mit Flanschen oder wie in Abb. 1762 rechts, mit Stirnwänden versehen, so suchen diese die Erweiterung des Zylinders zu verhindern, erhöhen also die Spannungen an den Zylinderenden. Bildet man den Zylinder doppelwandig aus, gießt also den Laufzylinder mit dem Mantel zusammen, so entstehen weitere Wärmespannungen dadurch, daß sich der erstere stärker erwärmt und auszudehnen sucht als der letztere. Für die Größe der Spannungen ist der Unterschied zwischen der mittleren Wandtemperatur und dem Wärmegrad des Kühlwassers, welch letzteren auch der Mantel annimmt, maßgebend. Der Mantel kommt in der Längsrichtung unter Zug-, der Laufzylinder unter Druckspannungen. Auf ihre Größe hat die Nachgiebigkeit der Stirnwände wesentlichen Einfluß. Zylinder mit engem Kühlraum, wie sie in der ersten Zeit nach dem Vorbilde von Dampfmaschinenzylindern ausgeführt wurden, versagten und rissen. Erst als man zu sehr großen Abständen zwischen den beiden Wandungen, Abb. 1768, übergieng und dadurch federnde Platten einschaltete, hielten die Zylinder aus einem Stück den Wärmespannungen stand. Sie werden wegen der

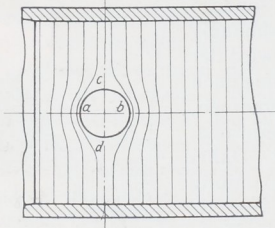


Abb. 1765. Kraftlinienverlauf in einem Zylinder mit einer Aussparung.

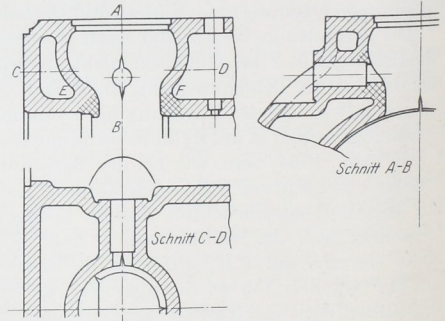


Abb. 1766. Zwiebelrisse an Großgasmaschinenzylindern.

Vorteile gegenüber geteilten Zylindern häufig ausgeführt: die bedeutenden Längskräfte durch die Betriebsdrucke verteilen sich auf die beiden Wandungen; es entsteht ein einfacher, sehr steifer und fester Körper.

Sehr schädlich wirken Unterbrechungen, Aussparungen oder Löcher in den Zylinderwandungen, indem sie den regelmäßigen Spannungsverlauf stören. Die Kerbwirkung solcher Löcher erhöht die durch den Arbeitsdruck erzeugten Spannungen örtlich in oft starkem Maße, wie in Abb. 1765 durch die Zusammendrängung der dünn eingezeichneten Kraftlinien angedeutet ist, so daß die Beanspruchung in den Punkten *a* und *b* in weiten Grenzen schwellend wird. An den Ansatzstellen der Zwiebeln kann sie durch rasche Abkühlungen der Wandung, wie sie bei vorübergehendem Leerlauf der Maschine

vorkommen, sogar in wechselnde übergehen. Sie ermüden schließlich den Werkstoff und führen zu den bekannten Zwiebelrissen, Abb. 1766.

Nicht selten bilden sich zudem beträchtliche Erhöhungen des Wärmegefälles aus durch Anhäufungen des Werkstoffes oder durch Steinablagerungen aus dem Kühlwasser, die die Wärme schlecht leiten. Das trifft insbesondere auch auf die eben erwähnten Stellen Abb. 1766 zu. Je schärfer die Übergänge bei *E* und *F* sind, um so kleiner wird die Fläche für die Abgabe der Wärme an das Kühlwasser im Verhältnis zu der die Wärme aufnehmenden Oberfläche im Zylinder, desto größer aber das Wärmegefälle und die entsprechenden Spannungen. Konstruktiv kann man die letzteren durch gute Ausrundung der Übergangstellen zu den Zylindern, Abb. 1769, oder durch Fernhalten der hohen Hitzegrade verringern, dadurch, daß man die Steuerventile an die Zylinderfläche legt. Bonte vermindert das Wärmegefälle, indem er den Punkten *E* und *F* frisches Kühlwasser durch besondere Rohre zuführt oder schmiedeeiserne Rohre an den Ansatzstellen der Zwiebeln eingießt.

Endlich treten noch Längsspannungen durch das Schwinden beim Guß auf, die auch nur annähernd zu bestimmen wir freilich zur Zeit nicht in der Lage sind. Im Laufzylinder entstehen Zug-, im Mantel Druckspannungen, die also den Wärmespannungen in der Längsrichtung entgegenwirken. Bei einer bestimmten mittleren Wandtemperatur heben sich die genannten Guß- und Wärmespannungen gegenseitig auf. Bei weiter steigender Temperatur wechselt die Art der Beanspruchung.

Bemerkt sei noch, daß die auf S. 976 näher erläuterten Schwindvorgänge auch alle Verbindungsstutzen zwischen den beiden Wänden in Mitleidenschaft ziehen und oft große örtliche Spannungen erzeugen. Um diese zu beschränken, sollen derartige Stutzen stets in genügendem Abstände von den Stirnwänden angebracht werden.

Insgesamt zeigen die vorstehenden Ausführungen, wie ungünstig und verwickelt die Inanspruchnahme großer Verbrennungsmaschinenzylinder ist, eine Inanspruchnahme, die sich rechnerisch schwer verfolgen läßt und die richtig einzuschätzen dem Konstrukteur überlassen werden muß.

2. Steuerung, Ausrüstung und Durchbildung der Verbrennungsmaschinenzylinder.

Zur Steuerung der Verbrennungsmaschinen benutzt man heutzutage fast ausschließlich Ventile, meist in Form einfacher Tellerventile, gelegentlich in Verbindung mit Kolben- oder Flachschiebern. Beim Zweitaktverfahren werden Schlitze in der Zylinderwandung, die der Kolben überschleift oder frei gibt, zur Steuerung herangezogen. Zur Zündung des Brennstoff-Luftgemisches dienen beim Verpuffungsverfahren besondere Zündbüchsen, Glührohre usw.; beim Selbstzündverfahren reicht die Temperatur der hoch verdichteten Luft hin, den durch ein Ventil oder eine Düse eingespritzten und zerstäubten Brennstoff zur Verbrennung zu bringen. Zum Anlassen der Maschinen dient meist durch eine besondere Anlaßvorrichtung zugeführte Druckluft. Der Einbau all dieser Teile macht die Gestaltung der Zylinder oder der zugehörigen Köpfe und Deckel ziemlich verwickelt und schwierig. Sehr sorgfältig muß die Kühlung aller Teile des Verbrennungsraumes durchgebildet werden, zweckmäßigerweise unter Zuleitung des Wassers in den tiefsten Punkten unter gleichmäßiger und symmetrischer Verteilung, unter Vermeidung aller Stauungen, Luft- oder Dampfsäcke und unter Abführung in den höchsten Punkten des Kühlraumes. An in Freien stehenden Motoren muß das Kühlwasser bei Frostgefahr durch die anschließende Rohrleitung oder durch einen Abflußstutzen vollständig entfernt werden können. Zur Prüfung der Wasserwärme sind an größeren Zylindern Thermometerstutzen oder freie Überläufe vorzusehen, an denen man sich durch das Gefühl von der Erwärmung des Wassers überzeugen kann. Endlich sind noch Anschlüsse zur Zuführung der Schmiermittel und Indikatorbohrungen, die an größeren Verbrennungskraftmaschinen $\frac{3}{4}$ ''-Gewinde, an Fahr- und Flugzeugmotoren Metrisches Feingewinde $M18 \cdot 1,5$ erhalten, vielfach auch Arme oder Stützen zum Anbau von Lagern, Steuerteilen oder Apparaten anzubringen.

Füße zur Stützung schwerer liegender Zylinder pflegt man zu vermeiden. Das Gewicht der letzteren läßt man vielmehr durch den Rahmen an dem einen Ende, durch ein Führungs- oder Zwischenstück am anderen aufnehmen. Bei stehenden Maschinen darf das Moment nicht übersehen werden, das durch den Druck des Schubstangenzapfens entsteht.

Konstruktiv werden die Innenmaße des Zylinderraumes durch den Kolbendurchmesser, den Hub s_1 und den Verdichtungsgrad ε bestimmt, der in der Totlage des Kolbens steht, wenn dieser im Kolben eingebaut ist.

noch einen Verdichtungsraum:

$$V_e = \varepsilon \cdot V = \varepsilon \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s_1$$

verlangt, wenn V das Hubvolumen bedeutet. Im Mittel gelten die folgenden Werte:

Brennstoff	Verdichtungsdruck at	Größe des Verdichtungsraumes
Benzin	5,5 bis 6	$V_e = 0,33 V$
Leuchtgas, Koksogefas	8	0,2
Generator- und Hochofengas	10 bis 11	0,16
Gas- und Teeröl in Maschinen mit Selbstzündung	32 bis 35	0,07

a) Laufbüchsen.

Die einfachste und älteste Form der Gasmaschinenzylinder ist die in den Kühlmantel oder den Maschinenrahmen eingesetzte Laufbüchse, Abb. 1767, eine Bauart, die bei einfachwirkenden Maschinen mittlerer Größe fast durchweg zu finden ist.

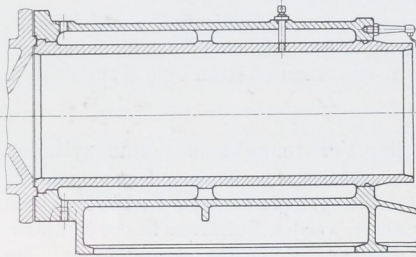


Abb. 1767. Verbrennungskraftmaschine mit eingesetzter Laufbüchse.

Die Steuerteile sind im Zylinderkopf untergebracht, der mit dem Rahmen zwecks unmittelbarer Übertragung der Deckelkräfte unter Entlastung der Laufbüchse verschraubt wird. Meist dient der Zylinder gleichzeitig als Geradführung für den im Kolben gelagerten Schubstangenkopf. Am hinteren Ende pflegt die Büchse durch einen Absatz festgespannt, aufgeschliffen oder unter Einlegen einer widerstandsfähigen Packung abgedichtet, am vorderen Ende aber zylindrisch eingepaßt zu werden, damit sie sich entsprechend der Erwärmung im Betrieb ausdehnen kann. Als Dichtmittel genügt hier eine Rundgummischur.

Die neuere Zeit brachte neben der Ausbildung des durch Diesel eingeführten Selbstzündverfahrens die Entwicklung der Verbrennungsmaschinen in zwei Richtungen: zur Großgasmaschine einerseits und zum leichten Kraftwagen-, Luftschiff- und Flugzeugmotor andererseits.

Die Erhöhung der Leistung war nicht ohne weiteres durch Vergrößerung der Abmessungen der älteren Gasmaschinenform möglich; auch das Nebeneinanderreihen mehrerer Zylinder gab keine wirtschaftliche Lösung. Die eigentliche Großgasmaschine entstand erst durch die Ausführung doppelwirkender Zylinder, die im Vier- oder Zweitakt arbeiten, aber durch die bedeutenden, zu beherrschenden Triebwerkkräfte und hohen Temperaturen im Zylinder und am Kolben große Schwierigkeiten boten.

b) Großgasmaschinenzylinder.

An doppelwirkenden, liegenden Viertakt-Großgasmaschinen pflegt man die Steuer- und Anlaßteile des bequemeren Antriebes und der besseren Zugänglichkeit wegen, sowie zur Beschränkung der Baulänge der Maschine am Zylinder anzubringen. Die

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gießt den Zylinder nach Abb. 1768 mit dem Mantel zusammen aus einem Stück, sorgt aber durch weite Kühlwasserräume für die Verminderung der Spannungen zwischen den beiden Wandungen. Die Ein- und Auslassventile, die Zünd- und Anlaßvorrichtungen sind in zwei Ebenen an den Enden der Laufbahn symmetrisch zur senkrechten Hauptebene angeordnet. Zur Stützung des Mantelkernes beim Gießen, zur Entfernung desselben, sowie zur Reinigung des Kühlwasserraumes dienen zahlreiche weite Kernöffnungen. Neben der einfacheren Herstellung und Bearbeitung sind die große Steifigkeit und die Möglichkeit,

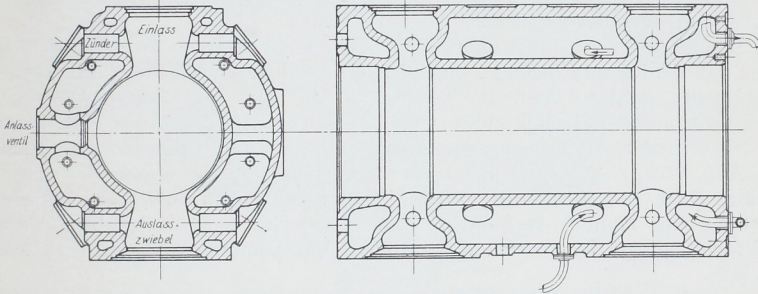


Abb. 1768. Viertaktgroßmaschinenzylinder, Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

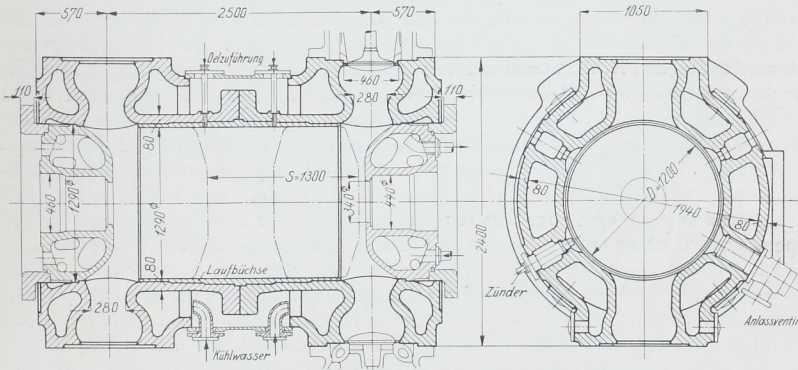


Abb. 1769. Großgasmaschinenzylinder von Ehrhardt und Sehmer. M. 1:50.

die Längskräfte auf die beiden Wandungen zu verteilen, bemerkenswerte Vorteile. Die Deckel sind unabhängig vom Rahmen oder dem anschließenden Zwischenstück verschraubt, damit sie nach Abb. 1166 längs der Kolbenstange verschoben, den Kolben und die Ventile leicht zugänglich machen.

Zur Verminderung der Guß- und Wärmespannungen werden die Zylinder geteilt ausgeführt. So zerlegt sie Ehrhardt und Sehmer nach Abb. 1769 in eine innere Laufbüchse, zwei Kopfstücke und einen zweiteiligen Kühlmantel. Die Laufbüchse ist in die Köpfe eingeschrumpft und wird zwischen den Kopfstückflanschen durch einen Absatz sicher festgehalten. Da diese Stelle durch die Büchse vor den hohen Zünddrücken geschützt ist, ist die Abdichtung leicht; auch sind die Verbindungsschrauben nach Abnahme des Kühlmantels bequem zugänglich. Die Außen- und Innenwände der Kopfstücke hängen nur noch auf einer kurzen Strecke durch die Stützen für die Ventile, Zünd- und Anlaßvorrichtungen zusammen, können sich daher viel freier ausdehnen und unterliegen geringeren Guß- und Wärmespannungen. Hervorgehoben seien noch die allmählichen

Übergänge an den Ventilzweibeln und namentlich an den Stirnwänden, wo die Deckelschrauben auf einem besonderen, nach innen vorspringenden Flansch, die Rahmenschrauben auf einem zweiten konzentrischen Kreis zu jenen angeordnet sind [XXIII, 7]. Weitere Vorteile der Bauart sind, daß der Werkstoff der Laufbüchse härter als der zweckmäßigerweise zähere der Kopfstücke genommen werden kann, daß die drei Gußstücke geringere Einzelgewichte besitzen, sich vom Gußsand und von Abscheidungen aus dem Kühlwasser leichter reinigen lassen und daß bei etwaigen Beschädigungen einzelner Teile der Ersatz billiger ist. Dagegen ist man bei der Übertragung der Längskraft nur auf den inneren Zylinder angewiesen und muß eine wesentlich umfangreichere Bearbeitung als an einteiligen Stücken in Kauf nehmen.

Zur Beseitigung der Gußspannungen, die durch die Stutzen zwischen dem inneren Zylinder und dem Mantel bedingt sind und die durch beträchtliche Wärmespannungen noch vermehrt werden, wenn die Teile, z. B. die Ein- und Auslaßzweibeln, hohen Wärmegraden ausgesetzt sind, führt man die Stutzen frei durch den Kühlmantel hindurch, etwa in der Art, wie es das Auslaßrohr und die Hülse für den Zünder am Deckel, Abb. 1792, zeigt. Der Spalt kann schon beim Guß vorgesehen oder später durch Einstechen einer Nut hergestellt werden. Damit ist freilich eine nicht unbedeutende Schwächung des Mantels verbunden. Außerdem wird eine nachgiebige Abdichtung des Schlitzes notwendig, die sich aber durch Gummischnüre verhältnismäßig leicht bewirken läßt.

Einen nach dem Zweitaktverfahren arbeitenden Großgasmaschinenzylinder zeigt Abb. 1770 nach Ausführungen der Maschinenbau A.-G., vorm. Gebr. Klein in Dahlbruch. Im Hauptschnitt sind die Zylinderköpfe und Steuerteile sowie der Kolben mit der Kolbenstange zwecks Erläuterung des Verfahrens mit eingezeichnet. Das zu verbrennende Gemisch wird durch den Kolben während des VerdichtungsHubes zusammengedrückt und kurz, bevor die in der linken Hälfte der Abbildung dargestellte Totlage erreicht wird, durch den Zünder *Z* entzündet. Während des anschließenden ArbeitsHubes treiben die Gase den Kolben an, entspannen sich dabei und entweichen, wenn der Kolben die Auspuffschlitze *A* freigibt, in den Ringkanal *K* und durch das Auspuffrohr *A*₁. Die im Zylinder verbliebenen Reste werden durch Spülluft, die aus dem Raum *L* durch das Luftventil *V*₁ zufließt, hinausgeschoben, ein Vorgang, den die rechte Hälfte der Abbildung zeigt. Ist das geschehen, so wird unter Öffnen des als Doppelsitzventil ausgebildeten Gasventiles *V*₂ dem Zylinder frisches Gasluftgemisch für den nächsten ArbeitsHub zugeführt, indem Gas aus dem Raum *G* und die nötige Verbrennungsluft aus dem Raum *L* unter gegenseitiger Mischung zuströmen. Im Augenblick, wo der Zylinder mit Gemisch gefüllt ist, verdeckt der Kolben die Auspuffschlitze *A*. Gleichzeitig haben sich die Ventile *V*₁ und *V*₂ geschlossen. Das nunmehr im Zylinder eingeschlossene Gasluftgemisch wird für den nächsten ArbeitsHub verdichtet, so daß der gesamte Vorgang innerhalb zweier Kolbenhübe durchlaufen wird. Spülluft und Gas müssen zum Einblasen in den Zylinder besonders vorverdichtet werden.

Der dargestellte Zylinder ist doppelwirkend und in seinen Einzelheiten in den weiteren Rissen verdeutlicht. Er besteht aus einem die Längskräfte aufnehmenden Mantel *M*, in welchen von den Enden her zwei Futter *F*₁ und *F*₂, in denen der Kolben läuft, eingeschoben sind. Das Spiel, mit dem sie an der Stoßstelle zusammentreffen, ermöglicht ihre freie Ausdehnung beim Betriebe. Der Zylinder ruht auf Tragfüßen *F*, die durch ihre Anordnung in der wagrechten Mittelebene des Zylinders die Lage der Zylindermitte auf stets gleicher Höhe, unabhängig von den Ausdehnungen durch die Wärme, sichern sollen. Schrumpfringe *S* verstärken die Enden des Mantels, in denen die Schrauben zum Anschluß der Köpfe sitzen.

Auch die Zylinderköpfe sind sehr sorgfältig unter Beachtung der Erwärmung beim Betriebe durchgebildet. Die heißer werdenden Innenwände können sich unabhängig von den durch das Kühlwasser kälter bleibenden Außenwänden ausdehnen, weil sie an den äußeren Enden nicht miteinander verbunden sind. Der Kühlwasserraum ist vielmehr

durch einen besonderen Deckel abgeschlossen, in dem die Wandung der Kolbenstangenstopfbüchse und des Stützens für den Zünder gleiten können.

Zur Berechnung der Wandstärke s von Großgasmaschinenzylindern pflegt man in

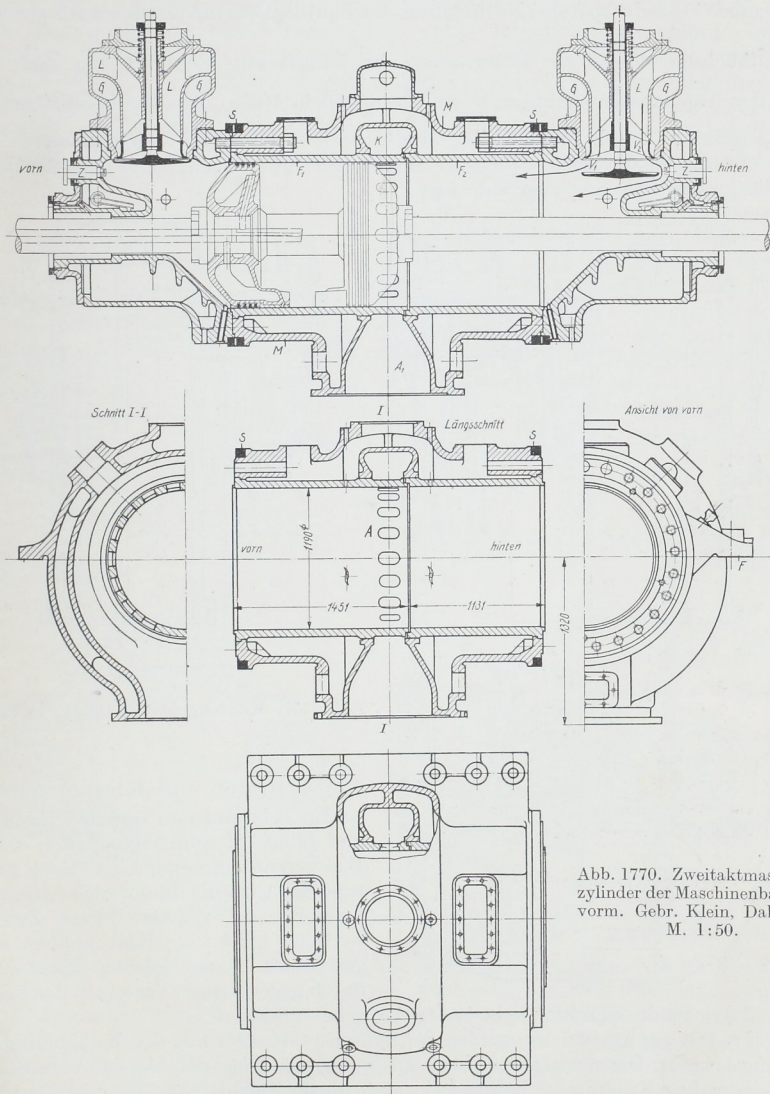


Abb. 1770. Zweitaktmaschinenzylinder der Maschinenbau A.G., vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch. M. 1:50.

der Formel $s = \frac{D \cdot p}{2 k_2} + C$ eine zulässige Beanspruchung k_2 auf Zug von 200 bis 300 kg/cm² einzusetzen. Bei einem mittleren Wert von 250 kg/cm₃ folgt für Verpuffungsmaschinen mit 25 at Höchstdruck:

$$s = \frac{D \cdot 25}{2 \cdot 250} + C = 0,05 \cdot D + C \text{ cm,} \quad (509)$$

für Maschinen mit Selbstzündung bei $p = 40$ at:

$$s = 0,08 D + C \text{ cm.} \quad (510)$$

Als Zugabe C für ein späteres Nachbohren der Lauffläche kann 0,5 bis 1 cm genommen werden.

Laufbüchsen, die an der Übertragung der Längskräfte nicht beteiligt sind, unterliegen den Tangentialspannungen $\sigma_z = \frac{D \cdot p}{2s}$ in vollem Maße. Zu diesen treten im Falle, daß Längskräfte durch die Zylinder hindurchgeleitet werden, Zugspannungen in der Längsrichtung, die die Anstrengung des Werkstoffes erniedrigen, wenn man der Beurteilung die größte Dehnung zugrunde legt.

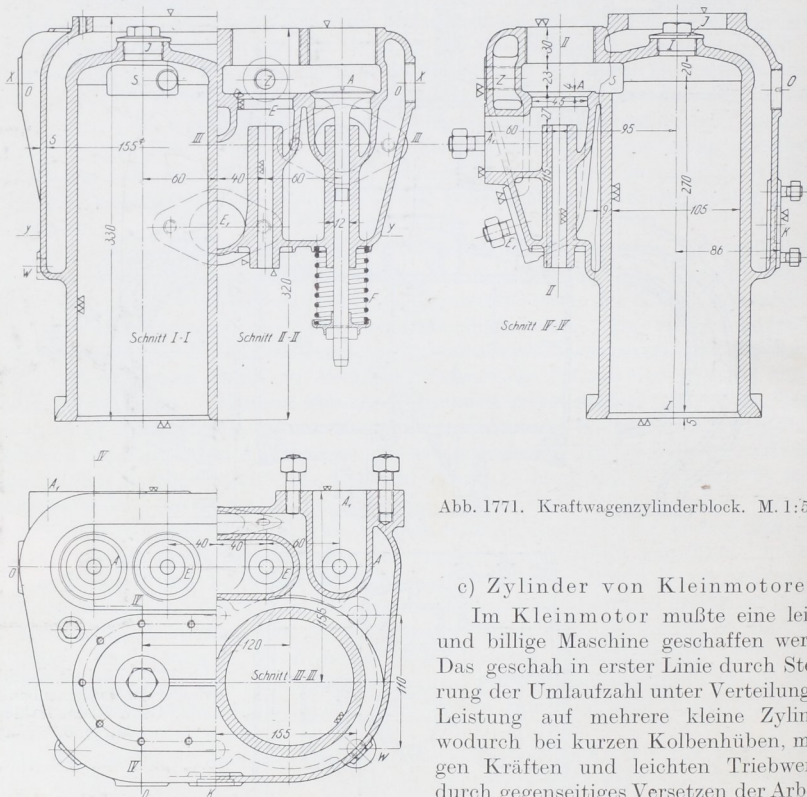


Abb. 1771. Kraftwagenzylinderblock. M. 1:5.

c) Zylinder von Kleinmotoren.

Im Kleinmotor mußte eine leichte und billige Maschine geschaffen werden. Das geschah in erster Linie durch Steigerung der Umlaufzahl unter Verteilung der Leistung auf mehrere kleine Zylinder, wodurch bei kurzen Kolbenhüben, mäßigen Kräften und leichten Triebwerken durch gegenseitiges Versetzen der Arbeitsspiele hinreichende Gleichmäßigkeit des Antriebes gesichert ist.

An Kraftwagenmotoren werden die Zylinder fast stets mit den Kühlmänteln zusammengeworfen. Die niedrigeren Wärmespannungen infolge der kleinen Wandstärken und der günstigen Kühlungsverhältnisse, insofern als die Zylinderoberfläche im Verhältnis zum Arbeitsraum groß ist, erlauben das. Ausnahmen bilden nur sehr leichte Motoren mit besonders aufgesetzten Mänteln aus Blech oder Motoren mit Luftkühlung, an denen die ausstrahlende Oberfläche durch Rippen auf das nötige Maß gebracht wird. Meist werden mehrere Zylinder, in Abb. 1771-z. B. zwei, sehr häufig aber auch vier und mehr zu einem Block vereinigt, gegossen, um an Bearbeitung zu sparen und um die Baulänge und das Gewicht der Maschine möglichst einzuschränken.

Für die Gestaltung der Zylinder, übrigens auch der Steuerung, der Rohrleitung und schließlich der ganzen Maschine ist die Anordnung der Ventile gegenüber dem Arbeitsraum ausschlaggebend. Zur Steuerung einfachwirkender, im Viertakt arbeitender Zylinder, der am häufigsten anzutreffenden Arbeitsweise, ist je ein Ein- und ein Auslaßventil, meist in Form einfacher Tellerventile, nötig. Die wichtigsten Anordnungen sind heutzutage: nach Abb. 1771 in einer Reihe nebeneinander oder nach Abb. 1772 beiderseits der Zylinder in seitlichen Kammern mit stehenden Ventilen oder unmittelbar in den Zylinderköpfen nach Abb. 1773 gleichlaufend oder nach Abb. 1774 schräg zur Zylinderachse mit hängenden Ventilen. Die zweite Bauart verlangt im Gegensatz zur ersten zwei getrennte Steuerwellen. Die in den Zylinderköpfen eingebauten Ventile

werden bei hohen Verdichtungsgraden notwendig. Sie gestatten die Einschränkung des Verdichtungsraumes, sowie der zu kühlenden Oberflächen und können auf sehr verschiedenartige Weise angetrieben werden.

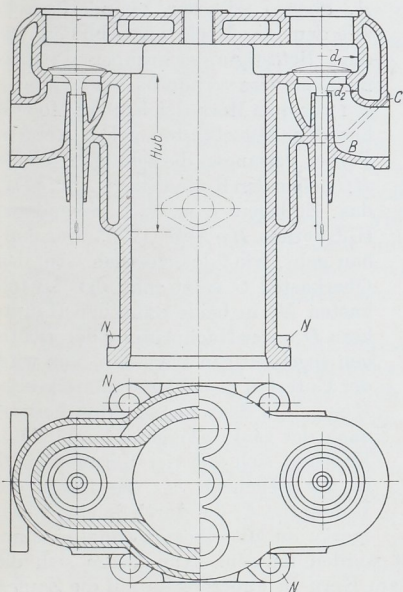


Abb. 1772. Zylinder mit auf beiden Seiten angeordneten Ventilen.

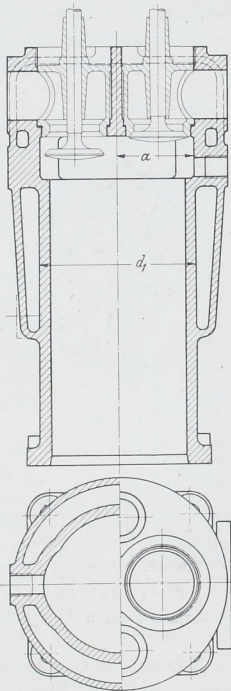


Abb. 1773. Zylinder mit Ventilen im Kopf.

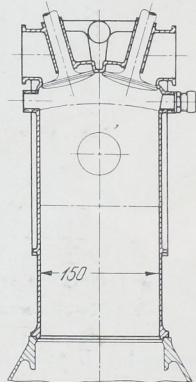


Abb. 1774. Leichtmotorzylinder mit schräg angeordneten Ventilen im Kopf.

Die Hauptschwierigkeiten beim Guß sind weniger in den entstehenden Spannungen zu suchen als in undichten und porösen Stellen an scharfen Übergängen und dort, wo sich Formteile, die sich von den Wänden gelöst haben oder Gase ansammeln können. Die Zylinder pflegen nach dem Guß durch Abpressen unter Wasserdruck auf Dichtheit geprüft zu werden; oft treten aber die Fehler erst nach der Bearbeitung hervor. Vor allem ist auf genügend kräftige, sicher gelagerte und gut entlüftete Kerne, im übrigen aber auf möglichste Einfachheit aller Teile zu achten. Beispiele bieten die Abb. 1775 und 1776. Die Zylinder werden mit den Flanschen nach oben gegossen, weil so die Ventilsitze und die am höchsten beanspruchten Teile der Zylinder während des Gusses unter dem größten Drucke stehen und weil sich etwaige verlorene Köpfe im Anschluß an die Zylinderwandung leicht aufsetzen lassen. Das Einformen kann sowohl unter Benutzung von Teilebenen senkrecht zu den Zylinderachsen, entsprechend dem in Deutschland vor-

wiegend angewendeten Verfahren, geschehen, wie auch durch Teilung der Modelle und Formen längs Ebenen, die durch die Zylinderachsen gehen und parallel dazu verlaufen. In diesem Falle muß aber die ganze Form eingegraben oder eingespannt werden, um den Druck des flüssigen Eisens beim Gießen aufnehmen zu können, der im ersten Falle durch die Formkästenwände aufgefangen wird, so daß genügende Beschwerung gegen das Treiben ausreicht.

In Abb. 1775 ist der Zusammenbau der Form und das Einlegen der Kerne nach dem ersten Verfahren für einen einzelnen Zylinder mit beiderseits angeordneten Ventilen, Abb. 1772, in perspektivischer Darstellung wiedergegeben. Die Form wird in der gezeichneten Lage zusammengesetzt, zum Guß aber auf den Kopf gestellt. Sie ist ebenso wie das Hauptmodell dreiteilig. Der Ober- und der Mittelkasten, *O* und *M*, berühren sich längs der Fuge *I—I* an der Ansatzstelle des Flansches, der mittlere und der noch nicht aufgesetzte Unterkasten längs der durch die Ein- und Ausströmöffnungen gelegten Ebene

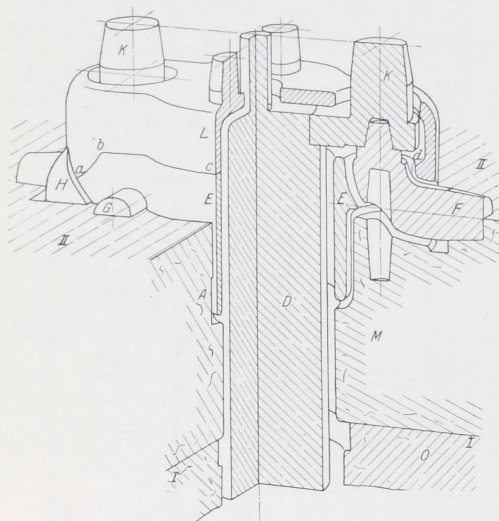


Abb. 1775. Einformen des Zylinders nach Abb. 1772.

gegenüber *E* aber durch Kernstützen festgelegt werden müssen. Nun lassen sich die Kerne *K*, einerseits gestützt auf die Absätze am Kern *D*, andererseits auf die Zapfen an den Kernen *F*, die Hilfskerne *H*, und schließlich der Oberteil *L* des Wassermantelkernes einbringen. Damit sich dabei *L* über *K* hinwegschieben läßt, muß *L* an der Stelle *d* genügend weit sein — der Durchmesser d_2 in Abb. 1772 also größer als d_1 sein! Sonst ist noch eine weitere Unterteilung von *L* nötig. Fugen soll man aber an derartigen Kernen, wenn irgend möglich, vermeiden, weil sie leicht zu Haut- und Gratbildungen im Innern des Gußstückes führen, die sich schwer entfernen lassen und nicht selten die Kühlwasserführung empfindlich stören. Die Form wird schließlich durch den Unterkasten, der sich auf die fünf Kernmarken am oberen Ende aufsetzen muß, geschlossen und zum Guß um 180° gewendet. Im ganzen sind 7 Haupt- und 4 Hilfskerne nötig.

Schwierig ist die vollständige Entfernung des Formsandes aus dem engen Kühlwasserraum und dessen Reinigung von Stein und Schlamm, die sich aus dem Kühlwasser absetzen. Günstiger ist in der Beziehung, den genannten Raum am oberen Ende mit einer großen Öffnung, etwa nach Abb. 1771, zu versehen, die durch einen besonderen Deckel verschlossen wird.

Zum Vergleich sei das Einformen eines Zylinders, Abb. 1773, besprochen, an dem die Ventile im Kopf parallel zur Hauptachse angeordnet sind. Es ist wesentlich einfacher, wie schon die äußere Gestalt des Stückes erwarten läßt. Das Modell und die Form, Abb. 1776, sind ähnlich, wie im voranstehenden Falle, durch die Ebenen *I* und *II* in drei Teile zerlegt. Der Hauptzylinderkern *D* kann ohne weiteres mit den Kernen *K* für die Ventilöffnungen zu einem Ganzen vereinigt werden. Auch der Wassermantelkern *E* läßt sich einteilig ausführen, wenn nur beachtet wird, daß er über die Vorsprünge am Hauptkerne *D* hinweggeschoben werden muß, indem das Maß *a* kleiner als $\frac{d_1}{2}$ gehalten wird. Die Kerne für die Anschlußrohre lassen sich ohne Schwierigkeit von der Seite her durch die Löcher des Kernes *E* einführen, am Hauptkern *D* abstützen und durch Hinterfüllen der Aussparungen *A* festlegen. Im ganzen sind nur vier Kerne nötig.

Betrieblich ist die Kühlung der Sitzflächen, die nicht auf ihrem ganzen Umfang vom Wasser umspült werden, weil die Zwischenwand an der engsten Stelle zu einem einzigen Stege wird, viel ungünstiger. Zudem liegen die Ventile zur Erleichterung des Nachsehens und des Auswechsels in besonderen Einsätzen, die die Wärmeableitung durch die Trennfuge erschweren. Vielfach werden deshalb die Ventile schräg auf den kugelförmigen Zylinderböden angeordnet, wodurch freilich das Einformen umständlicher wird, Abb. 1774 [XXIII, 8, 9].

Perspektivische Darstellungen, wie die eben benutzten, sind, wenn sie neben dem Entwurf der Zylinder angefertigt werden, ein vorzügliches Mittel, das nicht allein die Vorstellung der verwickelten Gußstücke erleichtert und die Schwierigkeiten beim Einformen deutlich macht, sondern auch gestattet, zweckmäßige Formen zu finden, die Stützen und Kernlöcher an den richtigen Stellen anzuordnen usw. Die Formen müssen zur Vermeidung kostspieliger Änderungen, die häufig noch auf andere Teile zurückwirken, unbedingt schon beim Entwurf vollständig durchdacht werden. Es darf nicht der Modelltischlerei oder der Gießerei überlassen bleiben, mit den in der Konstruktionsabteilung unvollkommen durchgebildeten Formen fertig zu werden!

An dem Zweizylinderblock, Abb. 1771, eines stehenden Kraftwagenmotors sind die nahe aneinander gelegten Zylinder von 105 mm Durchmesser und 130 mm Kolbenhub von einem gemeinsamen Kühlraum umgeben und die Ventile in einer Reihe, die beiden Einlaßventile *E* nebeneinander in der Mitte, die Auslaßventile *A* an den Enden angeordnet. Der Abstand der Ventile von der Zylindermittelebene ergibt sich aus deren Durchmesser oder der Lage der Steuerwelle, die Höhe des Raumes, in dem sie sitzen, aus dem Ventilhub und den zum Ausströmen nötigen Querschnitten. Dabei muß aber gleichzeitig die Größe des Verdichtungsraumes, gegeben durch den Verdichtungsgrad, eingehalten werden. Das Brennstoffgemisch wird während des Saughubes durch die Öffnung *E*₁, das Einströmventil *E* und den Schlitz *S* von dem nach unten gehenden Kolben angesaugt, beim Rücklauf verdichtet und kurz vor der Totlage des Kolbens mittels des im Gewinde *Z* eingeschraubten Zünders zur Verpuffung gebracht. Nach Abgabe der durch die Verbrennung

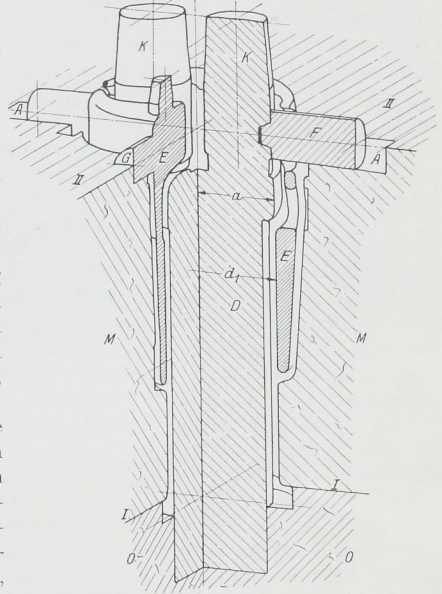


Abb. 1776. Einformen des Zylinders nach Abb. 1773.

frei werdenden Arbeit werden die Gase während des vierten Hubes durch das Auspuffventil A und den Stutzen A_1 ausgestoßen. Die Ventile bestehen aus Sonderstahl und sind unter sich völlig gleich mit kegeligem Sitz und sehr kräftigem Übergang vom Teller zur Ventilspindel durchgebildet. In langen Bohrungen gut geführt, sind sie sorgfältig auf breiten Sitzflächen unmittelbar im Gußstück selbst aufgeschliffen und von oben her nach dem Herausdraußen von Verschlußstopfen leicht zugänglich. Sie werden durch Federn F , deren Teller durch einen gesicherten Riegel gehalten wird, auf ihre Sitze gepreßt und beim Öffnen durch eine Nockenwelle angehoben; vgl. Abb. 817. Am Schaft ist eine breite Ölrinne zur Schmierung der langen Spindelführung angebracht. Die Zündkerzen sitzen dicht über den Einlaßventilen in den Bohrungen Z , so daß sie frisches Gemisch finden, gleichzeitig aber vor dem Verschmutzen durch das Öl der Zylinderlauffläche gut geschützt sind. Das Kühlwasser tritt am Flansch K ein und fließt im höchsten Punkt der Kappe ab, die die Öffnung über den Zylindern verschließt. Großer Wert ist darauf gelegt, daß die Ventil Sitzflächen auf ihrem ganzen Umfange umströmt und gekühlt werden. Damit der unterhalb der Öffnung K beim Ablassen der Rohrleitung zurückbleibende Rest von Wasser bei Frost nicht schaden kann, ist eine Ablassschraube W im tiefsten Punkte des Kühlmantels vorgesehen. Zur Stützung des Zylinderkernes und zur Führung der Bohrspindel beim Bearbeiten der Lauffläche dienen durch Schrauben J verschließbare Öffnungen in den Scheiteln der Verbrennungsräume. Der Kühlraumkern ist durch die weite Aussparung über den Zylindern, ferner durch vier seitliche Kernmarken O gehalten und gut zugänglich. Die verschiedene Höhenlage der Ein- und Ausströmstutzen und der Kernlöcher O , sowie die schräge Lage der Einströmflansche macht das Einformen freilich noch verwickelter als bei dem Zylinder nach Abb. 1775. Wohl ist aber die Forderung nach möglichst gleichmäßiger Verteilung des Werkstoffes unter Vermeidung aller größeren Ansammlungen gut erfüllt. Auch die Bearbeitung, die allerdings bei der Herstellung der Zylinder in Reihen oder Massen durch Sondermaschinen, Aufspanvorrichtungen, Bohrmaschinen usw. erleichtert wird, ist nicht ganz einfach.

Am weitesten wird die Beschränkung des Gewichts an Rennwagen- und Flugzeugmotoren getrieben, indem die Wassermäntel aus Blech hergestellt, über die Zylinder geschoben und daran befestigt werden, Abb. 1774 oder schließlich der Kühlmantel ganz weggelassen und die Kühlung durch einen Luftstrom bewirkt, die Wandstärke aber durch Ausführung des ganzen Zylinders aus geschmiedetem Stahl auf wenige Millimeter herabgesetzt wird. Die Zylinder werden dann samt den Kühlrippen zur Schaffung der nötigen großen Oberfläche aus dem Vollen herausgearbeitet, müssen aber auch dementsprechend konstruktiv durchgebildet werden. Manche Firmen ziehen in die Stahlzylinder gußeiserne Laufbüchsen ein. Auch Aluminiumzylinder mit dünnen Stahl- oder Gußeisenlaufbüchsen werden ausgeführt.

V. Verschlüsse, Deckel, Böden und Zylinderköpfe.

A. Konstruktive Durchbildung.

Verschlüsse können bleibend oder lösbar sein. Beispiele für die erste Gruppe bilden die mit Rohrgewinde versehenen Kernstopfen nach DIN 907, Zusammenstellung 73, S. 245. Sie werden fest eingeschraubt, lösen sich aber nicht selten, z. B. an Kolben beim Laufen unter Wärmeschwankungen, wenn sie aus Werkstoff mit anderer Ausdehnungszahl als die Teile, in denen sie sitzen, bestehen und müssen dann noch besonders gesichert werden: durch Verstemmen am Rande oder durch Verbohren. In Abb. 1003 dienen Ringe aus weichem Kupfer oder Messing, die in mehreren Lagen mit versetzten Stößen am Umfang eines Deckels eingelegt und festgehämmert werden, zum dauernden Verschluss größerer Öffnungen. Manchmal vergießt und verstemmt man die Nuten am Umfang solcher Deckel mit Blei oder anderen weichen Legierungen. Nach Abb. 982 wird eine gewölbte Platte in der am Rande hinterdrehten Öffnung flach gedrückt, gepreßt oder ge-

hämmert. Ihr Rand legt sich bei richtiger Bemessung in der Nut fest und dicht an. An Eisenbahnradsätzen werden Sprengringe nach Abb. 1265 unter Verstemmen zur dauernden Befestigung der Radkränze auf den Felgen benutzt.

In Abb. 1777 ist eine ähnliche Verbindung lösbar. Der runde Deckel *D* wird durch einen nach außen federnden Stahldrahting, der in die kegelige Nut *N* einspringt, gegen den Absatz *A* gepreßt und am Herausfallen gehindert. Faßt man den Draht an einem Ende und biegt ihn nach innen, so läßt er sich herausziehen; durch Umbiegen des Drahtendes, wie strichpunktirt angedeutet, kann das Herausziehen noch erleichtert werden. Weitere Beispiele leicht zu öffnender Verschlüsse und Deckel

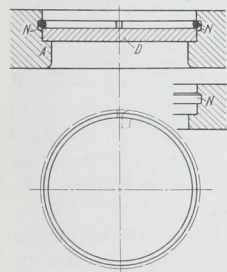


Abb. 1777. Verschuß mittels Sprengringes.

bieten die Abb. 1778 bis 1785; 1778 Verschuß durch einen Riegel, 1779 Bajonettverschluß. Am wichtigsten ist die Verschraubung in ihren verschiedenen Formen: durch Einschrauben des Deckels oder Pfropfs selbst, Abb. 1780, durch Bügelschrauben, Abb. 1781 und 1782, durch Flügel-, Kopf-, Stift- oder Durchsteckschrauben usw. Die Zahl dieser

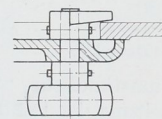
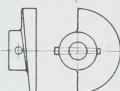
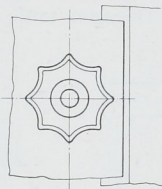


Abb. 1778. Deckelverschluß mittels Riegels.

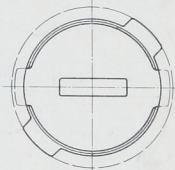
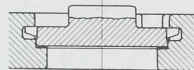


Abb. 1779. Bajonettverschluß.

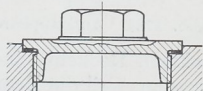


Abb. 1780. Einschraubdeckel.

Schrauben hängt von der Größe der Kraft und davon ab, ob der Verschluß dicht sein soll. Kleineren Deckeln, bei denen zwei Schrauben zur Erzeugung oder Aufnahme der Kräfte genügen, gibt man ovale Form, größeren bei drei und mehr Schrauben meist runde, manchmal auch drei- oder viereckige Gestalt.

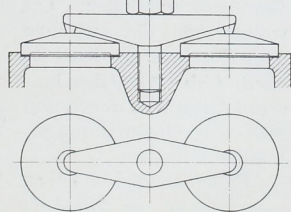
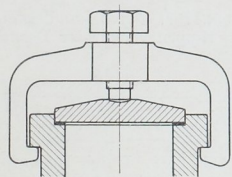


Abb. 1781 und 1782. Bügelverschlüsse.

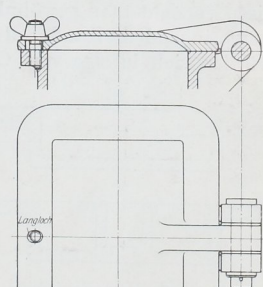


Abb. 1783. Deckelverschluß.

Gelegentlich können die Deckel zwischen anderen Teilen, in Abb. 1745 z. B. zwischen dem Zylinder und dem Rahmen unter Ersparen der Deckelschrauben, eingeklemmt werden.

Zum sicheren Erfassen, Anheben und Aufsetzen dienen Knöpfe, Griffe, Öffnungen, an schweren Stücken Ösen oder Haken. Größere Deckel, die oft gelöst werden müssen, hängt man häufig an Bolzen oder Zapfen auf oder macht sie durch den Einbau von Gelenken aufklappbar, Abb. 1783 und 1784. Die Drehachse wird am besten in der Ebene, längs welcher der Deckel aufliegt, angeordnet, damit sich dieser zur Schonung der Packung senkrecht von der Dichtfläche abhebt. Durch Langlöcher oder Spiel der Bolzen ist verschiedener Packungsdicke Rechnung zu tragen. Die Ansätze zur Stützung der Deckel sollen kräftig gehalten werden, weil ihr Bruch die Teile, an denen sie sitzen,

häufig unbrauchbar macht. Das Lösen kann man durch Schlitzte, in denen die Schrauben liegen, erleichtern und beschleunigen, da dann die Muttern nur so weit gelöst zu werden brauchen, daß sich die Schrauben aus den Schlitzten herausnehmen lassen. In Abb. 1785 sind die Schrauben noch an Bolzen befestigt, vor dem Abfallen geschützt und rasch wegklappbar.

Die Sicherung der Lage der Deckel gegenüber dem Körper, den sie abschließen, läßt sich durch Paßstifte, Einpassen der Schrauben, bei runden Deckeln durch Zentrieren, Abb. 1785, erreichen. Dagegen muß das Einpassen eines vorspringenden Randes an

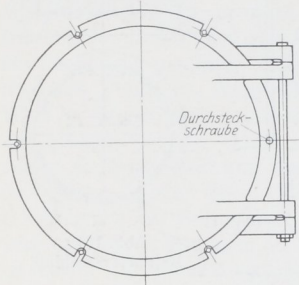


Abb. 1784. Aufklappbarer Deckel.

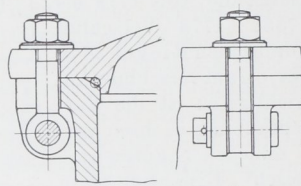


Abb. 1785. Klappschraube zum Deckel Abb. 1784.

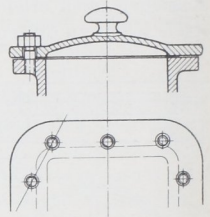


Abb. 1786. Deckel mit leicht bearbeitbarer Dichtfläche.

eckigen Deckeln, eine umständliche, schwierige und teure Arbeit, unbedingt vermieden werden, weil die Bearbeitung der Paßflächen ein mehrfaches Umschalten der Werkzeuge oder Umspannen des Werkstückes verlangt. Bei der richtigen Ausbildung nach Abb. 1786 läßt sich die ebene Dichtfläche an beiden Stücken mit durchlaufenden Werkzeugen in je einer Aufspannung vollständig und genau bearbeiten.

Die einfachste Form der Deckel sind ebene, aus gewalztem Blech herausgeschnittene Scheiben, die oft unbearbeitet verwandt werden, sich aber auch leicht an den Rändern oder durch Überhobeln einer ganzen Fläche bearbeiten lassen. Ebené Deckel aus Gußeisen versieht man gewöhnlich mit einem kräftigen, auf der Arbeitsseite oder beiderseits vorspringendem Rande; durchweg gleich starke Deckel würden sich infolge von Gußspannungen zu leicht werfen und verziehen. Oft wölbt man die zwischen dem Rande liegenden Flächen, Abb. 1786, des besseren Aussehens wegen und um die Gußspannungen herabzumindern.

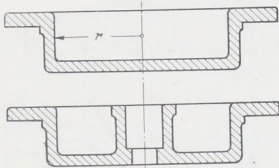


Abb. 1787. Vertiefte Deckel.

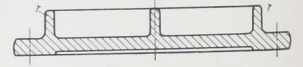


Abb. 1788. Durch Randleisten und Rippen verstärkter Deckel.

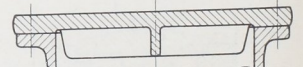


Abb. 1789. Durch Innenrippen verstärkter Deckel.

Fallen ebene Platten zu schwer aus, so vertieft man sie nach Abb. 1787 oder

1742 oder verstärkt sie durch Rippen, Abb. 1788 und 1789. Im ersten Falle darf man den mittleren Teil des Deckels als eine am Rande eingespannte Platte betrachten und deshalb leichter halten, wenn der Rand genügend steif und kräftig ist. Das ist auch der Sinn der häufig an ebenen Deckeln verwandten Randrippen r der Abb. 1788, die nebenher zur Stützung der Verkleidung und zum Einbau von Wärmeschutzmitteln in den Vertiefungen dienen. Durch weitere Längs- und Querrippen kann man den Deckel in Felder einteilen, die einzeln als eingespannte Platten betrachtet und daher schwächer sein dürfen, wenn die Rippen stark und hoch genug sind. Beim Ansetzen derselben ist dem Grundsatz, daß sie nicht auf Zug beansprucht werden sollen, Rechnung zu tragen, namentlich im Falle der Ausführung in Gußeisen wegen dessen geringer Widerstandsfähigkeit gegenüber Zugspannungen.

Bedeutend größere Tragfähigkeit können runde Deckel durch kegelige oder kugelige Formen bekommen, wie sie u. a. an Kraftmaschinen bei Verwendung kegelliger oder gewölbter Kolben, Abb. 1747, gegeben sind. Ähnliche Formen verleiht man auch den Zwischenböden von Dampfturbinen, Abb. 1790, die die einzelnen Druckstufen voneinander trennen.

Bei sehr großen Abmessungen oder Drucken bildet man die Deckel doppelwandig aus, Abb. 1745, eine Form, die auch dann notwendig ist, wenn sie zur Heizung oder zur Kühlung herangezogen werden sollen. Oft müssen die Deckel Steuerungsteile aufnehmen. Dann wird ihre Durchbildung je nach den Umständen sehr verschiedenartig, Abb. 1750 und 1737, vielfach aber auch recht schwierig.

Besondere Beachtung bei der konstruktiven Durchbildung erfordern die Wärmespannungen, begründet in Temperaturunterschieden an verschiedenen Stellen der Deckel. Ihre Größe läßt sich rechnerisch nach den auf S. 991 abgeleiteten Formeln nur in dem Falle mit einiger Sicherheit verfolgen, daß die Ausbildung der Formänderungen, die die Temperaturen verlangen, ganz gehindert ist. Im übrigen ist der Konstrukteur auf die Beachtung der Gesichtspunkte angewiesen, die schon bei der Besprechung der Wärmespannungen in Zylindern hervorgehoben wurden:

auf die Wahl geeigneter Werkstoffe, Ausbildung möglichst einfacher, aber nachgiebiger Formen, symmetrische Gestaltung der Teile, Verminderung des Wärmegefälles durch Beschränkung der Wandstärken, Vermeidung von Wärmestauungen durch gleichmäßige Verteilung des Werkstoffes und durch richtige Führung der Kühlmittel.

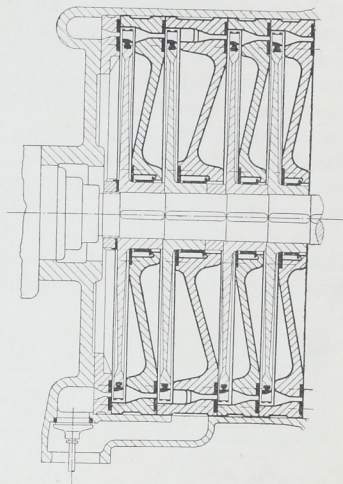


Abb. 1790.
Zwischenböden an Dampfturbinen.

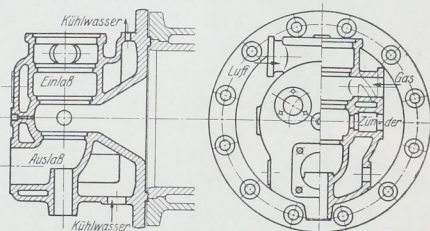


Abb. 1791. Gasmaschinenzylinderkopf, in dem starke Wärmespannungen zu erwarten sind.

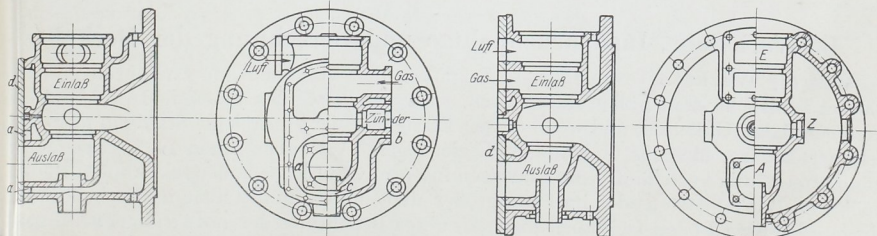


Abb. 1792 und 1793. Verminderung der Wärmespannungen an einem Gasmaschinenzylinderkopf durch konstruktive Mittel.

Abb. 1791 bis 1793. Gasmaschinenzylinderkopf in konstruktiv verschiedener Durchbildung.

Beispiele und einige konstruktive Hilfsmittel besonderer Art zeigen die Abb. 1791 bis 1794. In 1791 ist zunächst ein Gasmaschinenzylinderkopf wiedergegeben, bei dem die Stützen und Einsätze für die Steuerteile unmittelbar eingegossen sind. Dadurch werden Gußspannungen unvermeidlich, zu denen große Beanspruchungen durch die Wärme treten, weil die Innenwände den heißen verbrennenden Gasen, die Außenwände aber dem

Kühlwasser ausgesetzt sind, Spannungen, die häufig zu Rißbildungen an solchen Köpfen führen. Der Kern ist durch verhältnismäßig kleine Kernmarken gehalten. In Abb. 1792 ist dagegen das Auslaßrohr und der Stutzen für den Zünder frei durch Öffnungen *a* und *b* in der Außenwand hindurchgeführt, der Stutzen zur Führung der Ventilspindel aber bei *c* unterbrochen. Dadurch wird die Bildung von Spannungen zwischen den beiden Wandungen erheblich eingeschränkt, weil nur der Einsatz zur Aufnahme des Einlaßventils noch eine unmittelbare Verbindung zwischen ihnen bildet. Da derselbe kühl bleibt, ist das unbedenklich. Die Stützung des Hauptkernes und die Zugänglichkeit der Innenfläche des Wasserraumes sind durch einen großen Deckel *d* wesentlich verbessert, während die Abdichtung des Auslaßrohres durch weiche Gummischnüre, die den Verschiebungen der einzelnen Teile gegenüber nachgeben, leicht und sicher bewirkt werden kann.

In der gleichen Richtung noch weiter durchgebildet ist der Deckel eines stehenden Bronsmotors, Abb. 1794, bei dem der Wassermantel durch einen über den ganzen Zylinderkopf reichenden Deckel *d* abgeschlossen ist. Die Biegespannungen, die durch die Schrauben

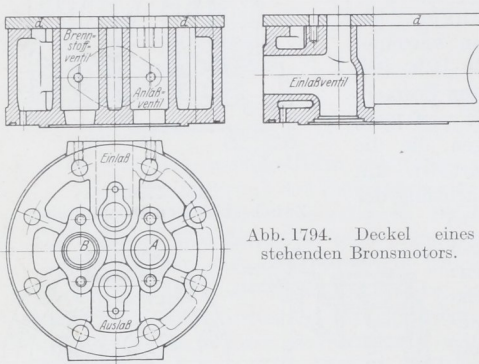


Abb. 1794. Deckel eines stehenden Bronsmotors.

in den Flanschen und in der inneren Stirnwand der Deckel, Abb. 1791 und 1792, erzeugt werden, sind in Abb. 1794 dadurch vermieden, daß die Befestigungsschrauben in eingegossenen Rohren sitzen und durch den ganzen Kopf hindurch reichen. Sie halten gleichzeitig die Verschlussplatte *d* fest. Versucht man dieselbe Ausführung auf den Gasmaschinenkopf 1791 anzuwenden, so kommt man zu einer Gestaltung etwa nach Abb. 1793. Es entsteht ein etwas schwerer Deckel, weil der Außenwanddurchmesser ziemlich groß wird, obgleich die Augen für die Halteschrauben

trotz des weniger glatten Aussehens außen auf den Mantel aufgesetzt sind. Auch die in geringerem Maße versteifte Stirnwand muß kräftiger gehalten werden. Der Luft- und der Gasanschlußstutzen wurde durch den Deckel hindurchgeführt, der auf diese Weise symmetrisch zur senkrechten Mittelebene wird und eine sehr einfache und günstige Gestalt bekommt.

B. Werkstoffe, Inanspruchnahme und Berechnung der Deckel.

Was die Werkstoffe anlangt, so folgt aus den vorstehenden Ausführungen, daß Deckel in den meisten Fällen durch Gießen hergestellt werden müssen. In erster Linie kommen daher Gußeisen, und wenn dessen Festigkeit nicht ausreicht, Stahlguß in Frage; seltener Bronze, Messing und andere Legierungen. Wie aber schon oben angedeutet, kann man häufig vorteilhaft vom Flußeisen in Form von Blechen oder gekrempten Böden, auch von Buckelplatten oder im Falle großer Mengen von unmittelbar in der benötigten Form gepreßten Böden Gebrauch machen, unter Beachtung der notwendigerweise ganz anderen konstruktiven Gestaltung auf Grund der Herstellung durch Walzen, Pressen, Zusammennieten und Schweißen.

Die Inanspruchnahme der Deckel ist sehr mannigfaltig. Wenn man z. B. die Zylinderdeckel der Kraft- und Arbeitsmaschinen herausgreift, so sind dieselben in erster Linie dem Betriebsdruck, häufig aber auch starken Wärmewirkungen und demzufolge Wärmespannungen ausgesetzt. Da meist gleichzeitig völlige Dichtheit der Fugen verlangt wird, müssen die Deckel beim Zusammenbau kräftig angepreßt werden; sie kommen dadurch unter oft recht beträchtliche Vorspannungen. Geheizte Deckel haben dem Druck

des Heißdampfes standzuhalten; während aber der Betriebsdruck meist die doppelwandigen Deckel als ein Ganzes belastet, wirkt der Heißdampf vielfach ungünstiger, nämlich so, daß die einzelnen Wände ihm gegenüber genügend kräftig sein müssen. Endlich ist bei verwickelten Formen stets mit Gußspannungen zu rechnen.

Lediglich zum Verschuß von Hohlräumen oder Öffnungen dienende Deckel, Türen und Klappen wird man leicht zu halten suchen und nur im Hinblick auf die Herstellung und Bearbeitung — und auf die gelegentlich rücksichtslose Behandlung im Betriebe — bemessen.

Ein Deckel einfachster Form, eine ebene, runde, unter Außerachtlassung der Dichtleiste durchweg gleich starke Platte, wird nach Abb. 1795 beim Zusammenbau durch das Anziehen der Schrauben einem Biegemoment ausgesetzt, das ihn nach außen zu wölben sucht. Er kann als eine Platte, die längs der Dichtleiste durch den Anpreßdruck p_0 belastet, längs des Schraubenlochkreises aber unterstützt ist, angesehen werden. Freilich ist man bezüglich der Größe von p_0 und damit des Biegemomentes auf Schätzungen angewiesen. Bei übermäßigem Anziehen der Schrauben, aber auch bei unrichtiger Form des Flansches mit zu großem Hebelarm a können recht erhebliche Vorbeanspruchungen des Deckels entstehen. Vorteilhaft ist, die Flansche auf ihrer ganzen Fläche aufliegen zu lassen, freilich unter

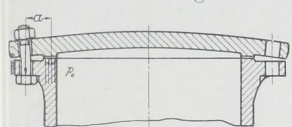


Abb. 1795. Erzeugung von Vorspannungen in Deckeln durch das Anziehen der Deckelschrauben.

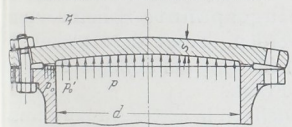


Abb. 1796. Deckel Abb. 1795 im Betriebszustand.

Verminderung der Pressung, die auf die dazwischen gelegte Dichtung ausgeübt wird. Auch ermöglichten Stiftschrauben, den Abstand a herabzusetzen. Tritt nun der Betriebsdruck p hinzu, von innen her auf einer Fläche wirkend, die mindestens dem lichten Durchmesser d des abgeschlossenen Raumes entspricht, so wird p_0 und dadurch auch die Vorspannung vermindert, immerhin erhöht aber noch ein Teil des Vorspannmomentes die durch die Betriebsbelastung erzeugten Spannungen.

Denn erst in dem Augenblick, wo sich der Deckel von der Dichtleiste abhebt und undicht wird, verschwindet das Vorspannmoment.

Wirkt p im Falle von Unterdruck im Zylinder von außen her auf den Deckel, so muß die Vorspannung überunden werden, ehe Beanspruchungen im Sinne der Betriebsbelastung auftreten; aber die Inanspruchnahme wird dann wechselnd im Gegensatz zu der nur schwellenden, wenn p innen angreift.

Bei der Berechnung pflegt man einen solchen Deckel als eine frei aufliegende, gleichmäßig durch den Betriebsdruck p belastete Platte vom Halbmesser r_1 des Schraubenlochkreises zu betrachten und darauf Formel (62) anzuwenden. Die Annahme ist insofern zu günstig, als das Einspannmoment vernachlässigt wird, andererseits aber zu ungünstig, als die Belastung durch den Betriebsdruck p bis zum Lochkreis reichend angenommen ist.

Nach dem Bachschen Vorschlag, die Platte als einen längs der Mittelebene eingespannten Träger, Abb. 1797, aufzufassen, kann man die Belastung durch den Betriebsdruck, den man bis zur Mitte oder auch bis zur Außenkante der Dichtung wirkend annehmen wird,

$$\frac{P}{2} = \frac{\pi (d')^2}{2 \cdot 4} \cdot p,$$
 im Schwerpunkte S_1 der Halbkreisfläche vereinigt denken. Der gleich große Stützdruck darf im Schwerpunkte S_2 der halben Kreislinie vom Durchmesser d_1 zusammengefaßt werden. Dann ist der Hebelarm des so entstandenen Kräftepaars: $S_1 S_2 = \frac{d_1}{\pi} - \frac{2}{3} \frac{d'}{\pi}$ und mithin die Biegebeanspruchung längs der Mittelebene:

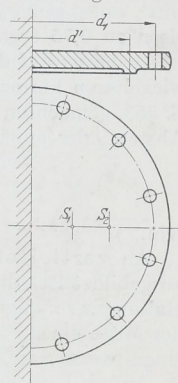


Abb. 1797. Zur Berechnung ebener runder Deckel.

$$\sigma_b = 6 \frac{P \left(\frac{d_1}{\pi} - \frac{2 d'}{3 \pi} \right)}{2 (D - 2 d_0) \cdot s^2} = \frac{P (3 d_1 - 2 d')}{\pi (D - 2 d_0) \cdot s^2},$$

wenn D den Außendurchmesser des Deckels, s seine Stärke, d_0 den Schraubenlochdurchmesser, sämtlich in cm, bedeuten. Mit der Annäherung $d' = d_1$ und $D - 2 d_0 = d_1$, sofern man also die Belastung bis zum Lochkreis reichend annimmt, wird:

$$\sigma_b = \frac{P}{\pi s^2} = \frac{\pi d_1^2 \cdot p}{4 \pi s^2} = 0,25 \frac{d_1^2}{s^2} \cdot p = \frac{r_1^2}{s^2} \cdot p.$$

Nach Versuchen von Bach ist die Formel mit einer Berichtigungszahl φ_0 zu versehen, so daß:

$$\sigma_b = \varphi_0 \frac{r_1^2}{s^2} \cdot p \quad (511)$$

wird, wobei sich φ_0 an Platten, die am Rande frei auflagen, bei Gußeisen zu 1,2, bei Flußeisen zu 0,75 ergab.

In bezug auf die Frage, ob die gleiche Betrachtungsweise auch für Deckel von verwickelteren Formen zulässig ist, gelten sinngemäß die bei der Berechnung der Kolben, S. 553, gemachten Ausführungen. Ist J das Trägheitsmoment in der Mittelebene, e der Abstand der äußeren Faser von der Nulllinie, so würde:

$$\sigma_b = \frac{P (3 d_1 - 2 d')}{6 \cdot \pi \cdot J} \cdot e \quad (512)$$

sein.

An vertieften Deckeln, Abb. 1787 oben, darf, wenn der Rand genügend kräftig ausgebildet ist, die eigentliche Stirnfläche als eine ebene, eingespannte Scheibe vom Halbmesser r angesehen und nach Formel (64) berechnet werden. Trägt der Deckel in der Mitte einen Stopfbüchsenaufsatz, so kommt Formel (69) für eine am äußeren Rande eingespannte, am inneren vertiefte, ringförmige Platte in Frage.

Auf die Berechnung kugelig gewölbter Deckel pflegt man vielfach in erster Annäherung die Formeln (51) oder (54): $\sigma = \frac{R \cdot p}{2s}$ anzuwenden, indem man die Wölbung als Stück einer Hohlkugel betrachtet und die Spannungen über die ganze Wandstärke gleichmäßig verteilt annimmt. Daß das nicht zutreffend ist, zeigen Untersuchungen H. Kellers [XXIII, 10], deren Hauptergebnisse im folgenden besprochen werden, gleichzeitig in der Absicht, anschaulich darzulegen, in welchem Maße Deckel durch Wölben nach einer Kugelfläche verstärkt werden. Wegen des bei der Untersuchung benutzten Differenzenverfahrens, das auch geeignet ist, runde Deckel mit wechselnder Wandstärke und mit Öffnungen in der Mitte nachzurechnen, wie sie u. a. als Zwischenböden an Dampfturbinen häufig vorkommen, muß auf die Quelle verwiesen werden. Die Deckel, Abb. 1798 bis 1802, haben sämtlich 1800 mm Durchmesser und 60 mm Stärke, bestehen aus Gußeisen und sind durch einen Druck von $p = 10$ at von der erhabenen Seite her belastet. Die Elastizitätszahl ist gleich $\frac{1}{900000}$ cm²/kg, die Querdehnungszahl $m = 5$ angenommen worden. Anderem Druck p' gegenüber nehmen die Spannungen verhältnismäßig zu und ab, so daß $\sigma' = \sigma \cdot \frac{p'}{p}$ wird. Abb. 1798 zeigt zunächst in den Ordinaten die Größe und Verteilung der Spannungen in einer ebenen, am Rande frei aufliegenden Platte. Als Abszissen sind die Abstände von der Plattenmitte aufgetragen, wo die Spannung sowohl in radialer Richtung (σ_r), wie in tangentialer (σ_t) den Größtwert erreicht. Sie sind unter sich und an beiden Oberflächen zahlenmäßig gleich groß:

$$\sigma_r = \sigma_t = \pm 2840 \text{ kg/cm}^2.$$

Wölbt man den freiaufliegenden Deckel kugelig mit einem Halbmesser $R = 5100$ mm, Abb. 1799, so rückt die größte Spannung, die tangentielle $\sigma_t = 1820$ kg/cm² nach der Innenkante des Scheibenrandes; in der Mitte der Platte aber sind die Spannungen an den beiden Oberflächen verschieden groß geworden. Auf der Außenseite erscheinen größte Druckspannungen $\sigma_{r,a} = \sigma_{t,a} = -1615$ kg/cm², an der Innenfläche Zugspannungen $\sigma_{r,i} = \sigma_{t,i} = +530$ kg/cm². Die Näherungsformel (54) liefert einen viel zu geringen Wert von:

$$\sigma_0 = \frac{R_a \cdot p}{2s} = \frac{516 \cdot 10}{2 \cdot 6} = -430 \text{ kg/cm}^2.$$

Er ist zum Vergleich strichpunktiert eingetragen.

Verstärkt man die Wölbung entsprechend Krümmungshalbmessern von 2600 und 1430 mm, Abb. 1800 und 1801, so nähern sich die Spannungen in der Mitte mehr und mehr denjenigen, welche die Näherungsformel liefert:

$$\sigma_0 = \frac{266 \cdot 10}{2 \cdot 6} = 222 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{und } \sigma_0 = \frac{149 \cdot 10}{2 \cdot 6} = 124 \text{ kg/cm}^2.$$

Am den Rändern bleiben jedoch die Spannungen viel größer. Sie sind maßgebend für die Sicherheit der Deckel.

Endlich zeigt Abb. 1802 die Spannungen in der Platte 1801 mit 1430 mm Wölbungshalbmesser, wenn der Rand vollständig eingespannt ist; die größte Druckspannung bekommt etwa dieselbe Höhe, tritt aber an der Innenseite auf; die Zugspannungen sind zugunsten der Sicherheit des Deckels wesentlich vermindert.

Abb. 1803 veranschaulicht an den freiaufliegenden Deckeln den Einfluß der Wölbung auf die größten Spannungen, die als Ordinaten über den Pfeilhöhen der Deckel aufgetragen sind. Mit zunehmender Pfeilhöhe fällt die Spannung sehr rasch. Zum Vergleich ist in der strichpunktierten Linie die Beanspruchung σ_0 nach der Näherungsformel (54) angegeben.

Untersuchungen weiterer Beispiele zeigen, daß die Widerstandsfähigkeit kugelig gewölbter Böden nicht mit dem Quadrat der Wandstärke steigt, wie es für ebene Platten gilt. Die Inanspruchnahme sinkt

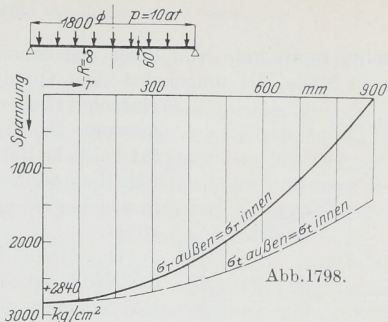


Abb. 1798.

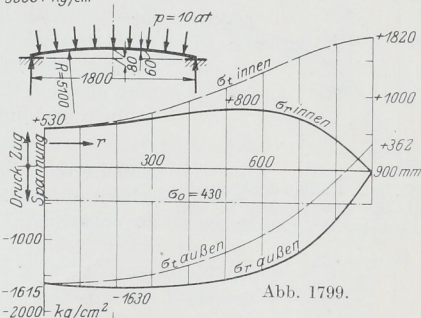


Abb. 1799.

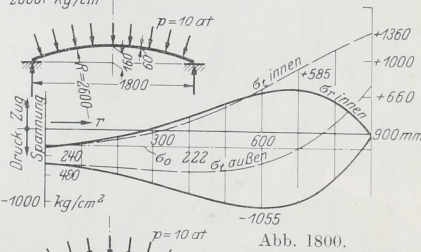


Abb. 1800.

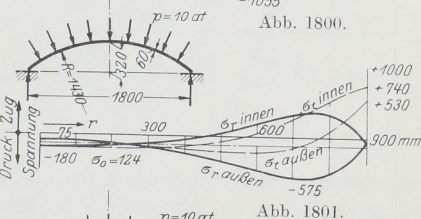


Abb. 1801.

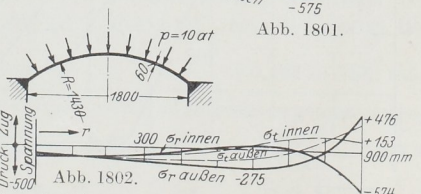


Abb. 1802.

Abb. 1798 bis 1802. Spannungsverteilung in ebenen und gewölbten Deckeln von 1800 mm Durchmesser bei 10 at Druck nach H. Keller.

- Abb. 1798. Ebener Deckel;
- Abb. 1799. Deckel mit $R = 5100$ mm gewölbt;
- Abb. 1800. Deckel mit $R = 2600$ mm gewölbt;
- Abb. 1801. Deckel mit $R = 1430$ mm gewölbt;
- Abb. 1802. Deckel mit $R = 1430$ mm gewölbt und am Rande eingespannt.

vielmehr, wenn man von einer gegebenen Platte zu einer stärkeren übergeht, in geringerem Maße, als umgekehrt dem Quadrat der Dicke. In ähnlicher Weise fehlt eine einfache Gesetzmäßigkeit des Einflusses des Deckeldurchmessers. Die Erscheinung dürfte darin begründet sein, daß die tatsächliche Beanspruchung zwischen derjenigen einer ebenen Scheibe und derjenigen einer vollständigen Kugelschale liegt, in welcher sie umgekehrt zur ersten Potenz der Wandstärke steigt.

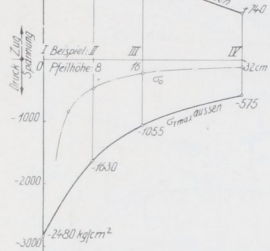


Abb. 1803. Einfluß der Wölbung auf die Spannungen in den Deckeln Abb. 1798 bis 1802.

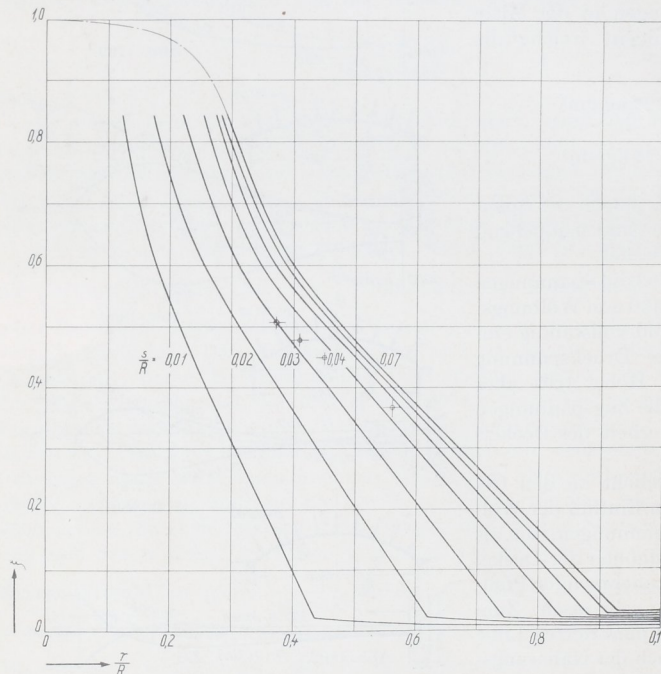


Abb. 1804. Zur Berechnung gewölbter, von außen gleichmäßig belasteter Deckel.

Für den Fall, daß der Deckelrand als eingespannt zu betrachten ist, bestimmt man σ_e nach der Formel (64).

Die Wirkung des Betriebsdruckes von innen her zu beurteilen, reichen die vorliegenden Untersuchungen nicht aus. Ebenso dürfen die Kurven nicht ohne weiteres auf flußeisener

Die Höhe der Spannungen ist jedoch nicht allein von der Wölbung, die sich durch das Verhältnis $r : R$ ausdrücken läßt, sondern auch von dem Verhältnis der Wandstärke s zum Krümmungshalbmesser R abhängig. Sind die Maße eines gewölbten Deckels gegeben, so kann man zunächst die Spannung σ_e , die in einer ebenen Platte gleichen Halbmessers r und gleicher Wandstärke s nach Formel (62) entsteht, berechnen und findet dann die wirkliche höchste Spannung aus:

$$\sigma = \xi \cdot \sigma_e, \quad (513)$$

wobei ξ der Abb. 1804, die Verfasser auf Grund der Kellersehen und anderer Untersuchungen zusammengestellt hat, zu entnehmen ist. Die Berichtigungszahl ξ ist darin senkrecht zum Verhältnis

$r : R$ aufgetragen und durch eine Reihe von Linien dargestellt, die für verschiedene Verhältnisse $s : R$ gelten. ξ fällt vom Werte 1 mit zunehmender Wölbung rasch ab. Bei großen Werten für $r : R$ wird für die Beanspruchung diejenige von Hohlkugeln nach Formel (54) gültig; die Kurven gehen in die annähernd wagerecht verlaufenden Äste über.

Durch die Benutzung der Größe ξ wird die Berechnung gußeiserner, kugelig gewölbter Deckel, die durch äußeren Überdruck belastet sind, außerordentlich vereinfacht, wie das folgende Beispiel zeigt.

Deckel angewendet werden, da Keller die Querdehnungszahl des Gußeisens mit $m = 5$ angesetzt hatte, während für Flußeisen $m = 3,3$ gilt.

Die Deckel Abb. 1798 bis 1800 haben bei $p = 10$ at Druck zu geringe Sicherheit, um in Gußeisen ausgeführt zu werden; erst der Deckel 1801 weist etwa 4,05fache Sicherheit gegen Bruch auf, wenn er aus Gußeisen von einer Biegefestigkeit von 3000 kg/cm^2 hergestellt wird. In welchem Maße die Sicherheit durch Ausbilden eines kräftigen Randes erhöht werden kann, zeigt der Vergleich der Kurven mit denen der Abb. 1802, nach welchen die Sicherheit im Falle völliger Einspannung des Randes auf das 6,3fache steigt.

Zahlenbeispiel 15. Hinterer Deckel zum Pumpenkörper, Abb. 1724, wenn derselbe wegen der günstigeren Inanspruchnahme auf Druck gemäß Abb. 1805 nach innen gewölbt ausgeführt wird. Die Form verlangt allerdings eine größere Ausladung des Stützens am Pumpenkörper, damit die Kolbenmutter nicht anstößt. Betriebsdruck $p = 5,4$ at, vgl. S. 959. Werkstoff des Deckels Gußeisen; seine Beanspruchung soll in Rücksicht auf die schnellende, gelegentlich aber stoßweise Belastung rund 300 kg/cm^2 betragen.

Nimmt man, ausgehend von der Flanschverbindung nach Abb. 1729 den Ansatzhalbmesser der Wölbung zu $r = 225 \text{ mm}$, Abb. 1805 an, wählt die Wölbungsstärke s zu 18 mm , so läßt sich unter Schätzung des Wölbungshalbmessers R an Hand der Verhältnisse $r : R$ und $s : R$ aus Abb. 1804 ξ und damit die Beanspruchung des Deckels im Vergleich zu derjenigen einer ebenen, gleich starken Platte ermitteln. Diese ebene Vergleichsplatte wird man in Anbetracht des kräftigen Flansches am Rande eingespannt betrachten und nach Formel (64) berechnen können. Sie wäre mit:

$$\sigma_e = 0,75 \cdot p \cdot \frac{r^2}{s^2} = 0,75 \cdot 5,4 \cdot \frac{22,5^2}{1,8^2} = 635 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht.

R ist zunächst in Stufen von je 100 mm zu $400, 500$ und 600 mm angenommen. Dann ergibt sich folgende Zahlenreihe:

$R =$	400	500	600	550 mm
$\frac{r}{R} =$	$\frac{22,5}{40} = 0,56$	$\frac{22,5}{50} = 0,45$	$\frac{22,5}{60} = 0,375$	$\frac{22,5}{55} = 0,409$,
$\frac{s}{R} =$	$\frac{1,8}{40} = 0,045$	$\frac{1,8}{50} = 0,036$	$\frac{1,8}{60} = 0,03$	$\frac{1,8}{55} = 0,033$,
$\xi =$	0,37	0,45	0,51	0,48
$\sigma = \xi \cdot \sigma_e =$	235	286	324	305 kg/cm^2 .

Die Liste läßt einen Wölbungshalbmesser $R = 550 \text{ mm}$ zweckmäßig erscheinen, der bei der Nachrechnung in der letzten Spalte genügend genau zur vorgeschriebenen Beanspruchung führt.

(Ein zweiter Weg zur Ermittlung von R ist, zunächst $\xi = \frac{k_b}{\sigma_e} = \frac{300}{605} = 0,496$ in Abb. 1804 einzutragen. Die ihm entsprechende, zur Abszissenachse parallele Linie ist ein geometrischer Ort zur Ermittlung des Verhältnisses $r : R$. Der zweite findet sich aus $\frac{s}{R} = \frac{1,8}{22} = 0,0818$. Setzt man nämlich in:

$$\frac{s}{r} = \left(\frac{s}{R}\right) : \frac{r}{R} \quad \text{oder} \quad \frac{r}{R} = \left(\frac{s}{R}\right) : \frac{s}{r} = \frac{s}{R} \cdot \frac{1}{0,0818},$$

die in Abb. 1804 benutzten Werte von $\frac{s}{R} = 0,01, 0,02 \dots$ ein, so findet man durch Eintragen der zugehörigen Werte $\frac{r}{R}$ eine Kurve, deren Schnitt mit der Geraden $\xi = 0,496$ das gesuchte Verhältnis $r : R$ und damit R selbst liefert.)

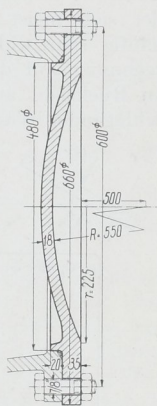


Abb. 1805. Deckel zum Pumpenkörper Abb. 1724.

Die oben erwähnte Verlängerung des Stützens am Pumpenkörper ergibt sich auf Grund der Zeichnung des Deckels zu 70 mm.

Ebene, durch radiale Rippen verstärkte Deckel kann man sich in eine Anzahl von Kreisabschnitten zerlegt denken, die in erster Annäherung in der bei den Kolben auf S. 557 an Hand der Formel (270) und Abb. 1000 angegebenen Weise als eingespannte Platten angesehen werden dürfen, wenn die Rippen genügend kräftig sind. Leider sind wir noch nicht in der Lage, derartige Deckel als ein Ganzes zu berechnen.

Doppelwandige Deckel oder Böden werden, wie schon oben angedeutet, in verschiedener Weise beansprucht, je nachdem sie nur dem Druck im Zylinder, der von außen her auf sie wirkt, ausgesetzt sind oder auch dem Druck des Heizmittels von innen her standhalten müssen. Durch den großen Abstand der Stirnflächen voneinander, der sich meist leicht erreichen läßt, oft sogar konstruktiv gegeben ist, entstehen häufig sehr widerstandsfähige Formen des gesamten Stückes, so daß man die Berechnung auf die zwischen den Rippen liegenden Wandungsteile beschränken kann. In Rücksicht auf den Umlauf des Heizdampfes und die Ableitung des sich niederschlagenden Wassers müssen die Rippen Aussparungen erhalten, die man nach den Erfahrungen an den Kolben, lfd. Nr. 7 bis 9 der Zusammenstellung 110, S. 560, und nach den Pfeleidererschen Versuchen an geschlitzten Balken in der Mitte vermeiden und in den Ecken, und zwar sowohl am äußeren Umfang, wie an der Nabe, Abb. 1745, anordnen wird. Dadurch umgeht man gleichzeitig die Entstehung von Wassersäcken und schränkt die Lunkenbildung an den Stellen ein, wo mehrere Wandungsteile zusammenreffen.

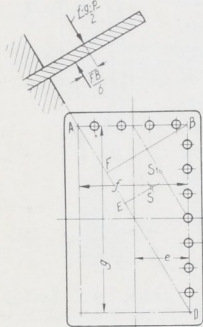


Abb. 1806. Zur Berechnung viereckiger Deckel nach Bach.

Einwandige, ebene Deckel rechteckiger Form an kleineren Schieberkästen und ähnlichen Teilen können als freiaufhängende Platten nach Formel (77) berechnet werden. Vielfach wird das von Bach angegebene Näherungsverfahren benutzt, nach dem man sich den Deckel zwecks Berechnung längs einer Diagonale eingespannt denkt, Abb. 1806. Wird ähnlich wie bei runden das durch die Schraubenlöcher gegebene Rechteck von $f \cdot g$ cm Seitenlänge als belastete Fläche angenommen, so greift die Belastung des halben Deckels $\frac{f \cdot g \cdot p}{2}$ am Abstand des Schwerpunktes von der

Diagonale, $SE = \frac{1}{3} FB$ an, während die Schraubenkräfte im Punkte S_1 , im Abstände $\frac{FB}{2}$ von der Diagonale vereinigt gedacht werden können. Dadurch entsteht das im Aufriß angedeutete Kräftepaar mit dem Hebelarm

$$\frac{FB}{2} - \frac{FB}{3} = \frac{FB}{6}$$

Drückt man den Flächeninhalt des Dreieckes ABD einerseits durch:

$$\frac{AB \cdot BD}{2} = \frac{f \cdot g}{2}$$

andererseits durch:

$$\frac{AD \cdot FB}{2} = \frac{\sqrt{f^2 + g^2} \cdot FB}{2}$$

aus und setzt die Werte einander gleich, so folgt:

$$FB = \frac{f \cdot g}{\sqrt{f^2 + g^2}}$$

ferner das Biegemoment, dem der Deckel längs der Diagonale unterliegt:

$$M_b = \frac{f^2 \cdot g^2}{12 \sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p$$

und die Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_0 = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2 \cdot p \cdot e}{12 \sqrt{f^2 + g^2} \cdot J}, \quad (514)$$

wenn J das Trägheitsmoment des eingespannt gedachten Querschnitts, e den Abstand der äußersten Faser von der Nulllinie und φ_0 eine aus Versuchen herzuleitende Berichtigungszahl bedeuten. Nähert man den gefährlichen Querschnitt durch ein Rechteck von der Breite $\sqrt{f^2 + g^2}$ und der Höhe s an, so wird:

$$\sigma_b = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2}{2 \cdot f^2 + g^2} \cdot \frac{p}{s^2}. \quad (515)$$

φ_0 gibt Bach zu $\frac{3}{4}$ bis $\frac{9}{8}$ an, je nachdem die Platte am Rande eingespannt ist oder frei aufliegt. Die meisten Deckel dürften sich dem zuletzt genannten Zustande nähern, so daß $\varphi_0 = 1$ bis $\frac{9}{8}$ gesetzt werden kann. Inwieweit die Formel auch auf verwickeltere Querschnitte und auf doppelwandige Deckel angewendet werden darf, ist wieder nach den auf S. 553 gemachten Ausführungen zu beurteilen.

Rechteckige Felder an durch Rippen verstärkten Deckeln, Abb. 1808, kann man bei genügender Steifigkeit der Rippen am Umfange eingespannt betrachten und annähernd als elliptische Platten nach Formel (74) berechnen.

Was die Belastung der Schrauben zur Befestigung der Deckel anlangt, so wird man auf eine gleichmäßige Verteilung des Druckes auf alle Schrauben und auf deren gleichmäßige Inanspruchnahme nur bei kreisförmigen Öffnungen und bei nach allen Richtungen gleichartig durchgebildeten Verschlüssen rechnen können. Dagegen werden die Schrauben an rechteckigen oder elliptischen Deckeln, wenn sie in gleichen Abständen voneinander angeordnet sind, verschieden stark belastet, am stärksten diejenigen, die dem Schwerpunkt der überdeckten Fläche, in dem man sich den gesamten Druck zu einer Mittelkraft vereinigt denken kann, am nächsten liegen. Nach Abel ist die Kraft, die auf eine solche Schraube entfällt:

$$Q = \frac{P \cdot t}{2\pi \cdot e}, \quad (516)$$

wobei nach Abb. 1806, bedeuten:

P den gesamten Deckeldruck in kg,

t die Schraubenteilung in cm,

e den geringsten Abstand der Schrauben vom Schwerpunkt der überdeckten Fläche in cm.

Selbst an runden Deckeln kann eine Mehrbelastung einzelner Schrauben eintreten, wenn einer der durch ihre Achse gehenden Querschnitte ein besonders geringes Widerstandsmoment hat. Die Schrauben, die nahe dieser Ebene sitzen, sind höher belastet als die übrigen, wie man sich leicht klar machen kann, wenn man den äußersten Fall annimmt, daß nämlich der Deckel in dem Querschnitt geteilt sei, dort also das Widerstandsmoment Null habe. In ähnlicher Weise können auch Ungleichmäßigkeiten in der Ausbildung der Flansche oder der Teile, von denen die Deckel gehalten werden, wirken.

Bezüglich der Schraubenverteilung an rechteckigen Deckeln ist noch zu bemerken, daß man vermeiden soll, die Schrauben auf die Ecken zu setzen. Der sicheren Abdichtung wegen ordne man die nächsten Schrauben so an, daß die Verbindungslinie ihrer Mitte, Abb. 1786, über die Dichtung hinwegläuft.

Einfache Beispiele der Berechnung von Deckeln bieten die oben durchgebildeten Zylinder. Sehr lehrreich sind an Deckeln vorgekommene Brüche, die nicht selten durch Wegschleudern der Bruchstücke mit schweren Unfällen verbunden waren. Bach erwähnt u. a. die folgenden beiden:

1. Schieberkastendeckel des Niederdruckzylinders auf dem Dampfer Main, Abb. 1807, gebrochen, als dem Niederdruckzylinder Kesseldampf zugeführt wurde, dessen Druck sich im Augenblick des Unfalles 8 at genähert haben soll. Nach der Formel (514) berechnet, wenn also der Deckel als ein längs einer Diagonale eingespannter Träger angesehen wird, erreicht die Zugspannung an der äußeren Rippenkante mit $f = 67$, $g = 79$ cm, $J = 315$ cm⁴, $e_1 = 5,04$ cm, unter Annahme von $\varphi_0 = 1$:

$$\sigma_b = \frac{1}{12} \varphi_0 \frac{f^2 g^2}{\sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p \cdot \frac{e_1}{J} = \frac{1}{12} \cdot 1 \cdot \frac{67^2 \cdot 79^2}{\sqrt{67^2 + 79^2}} \cdot 8 \cdot \frac{5,04}{315} = 2885 \text{ kg/cm}^2,$$

erreicht also die Biegefestigkeit guten Gußeisens.

2. Schieberkastendeckel des Niederdruckzylinders einer Walzenzugmaschine, Abb. 1808. Er ist hohl ausgebildet und wird vom Heizdampf durchströmt, der, der Hauptdampfleitung entnommen, nacheinander durch die Mäntel und Deckel der beiden Zylinder und den

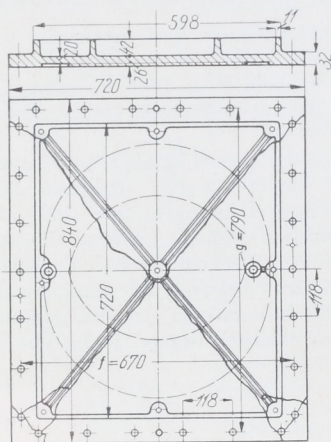


Abb. 1807. Bruch des Schieberkastendeckels des Dampfers Main. Nach Bach. M. 1:15.

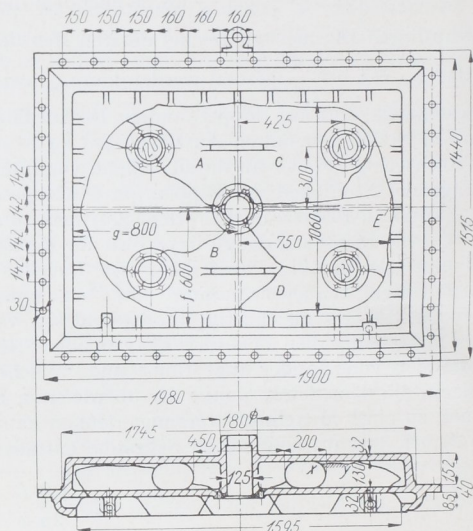


Abb. 1808. Bruch eines Schieberkastendeckels einer Walzenzugmaschine. Nach Bach. M. 1:30.

Schieberkastendeckel geleitet war. Der Frischdampfdruck von 7 at kann daher namentlich beim Abstellen der Maschine — der Unfall trat tatsächlich während einer Betriebspause ein — auch in dem betrachteten Deckel voll zur Geltung kommen, besonders da das gesamte in den Heizräumen niedergeschlagene Wasser vom Heizdampf mitgeführt wird. Während des Betriebes war der Deckel starken Belastungsschwankungen und wechselnden Spannungen ausgesetzt, weil der Druck im Schieberkasten zwischen 5 und 0,5 at abschwankte, also bald über, bald unter der atmosphärischen Pressung lag. Der Deckel ist, da nur die äußere Wand zertrümmert wurde, offenbar durch den Heizdampfdruck zerstört worden, so daß für die Nachrechnung lediglich die Widerstandsfähigkeit der Stirnwände oder ihrer Felder, nicht aber die des gesamten Deckels als Ganzes in Frage kommt. Am gebrochenen Stück zeigte sich an einer der inneren Rippen von x bis y ein älterer Anriß, der wohl auf die Ausparungen in den Rippen zurückzuführen ist, an denen der Bruch nach den Versuchen von Pfeleiderer, S. 37, und nach den Erfahrungen an den Kolben bei Beanspruchungen auf Biegung einzusetzen pflegt. Die wirkliche Wandstärke betrug 30 mm gegenüber der in der Konstruktionszeichnung verlangten von 32 mm; eine Abweichung, die allerdings bei der Herstellung so großer Körper in Kauf genommen werden muß. Bach vermutet, daß der Bruch, der in den Feldern A , B und D annähernd

längs den Felddiagonalen verläuft, von den Kernlochrändern ausgegangen sei. Den abweichenden Verlauf im Felde C führt er auf die Wirkung des oben erwähnten Anrisses xy zurück. Werden die Felder als rechteckige, am Rande eingespannte Platten von $f = 60$ und $g = 80$ cm Seitenlänge aufgefaßt, so ergibt sich nach der Näherungsformel (515) mit

$\varphi_0 = \frac{3}{4}$ eine Beanspruchung von:

$$\sigma_0 = \frac{\varphi_0}{2} \cdot \frac{f^2 \cdot g^2}{f^2 + g^2} \cdot \frac{p}{s^2} = \frac{3}{2 \cdot 4} \cdot \frac{60^2 \cdot 80^2}{60^2 + 80^2} \cdot \frac{7}{3^2} = 672 \text{ kg/cm}^2,$$

wenn das Kernloch nicht vorhanden wäre. Infolge der Schwächung der Wandung durch die Kern- und Stiftschraubenlöcher dürfte die größte Beanspruchung 1000 kg/cm^2 Biegespannung wesentlich überschritten haben.

Der Verlauf der Bruchlinien läßt aber nach Ansicht des Verfassers nicht ausgeschlossen erscheinen, daß der Bruch, von dem Anriß xy ausgehend, zunächst längs des Deckelinnenrandes erfolgte und daß der Deckel dann erst infolge von Rissen durch die Kernlöcher hindurch völlig zertrümmert worden ist. Darauf deutet insbesondere der Umstand hin, daß die durch die Kernlöcher gehenden Risse unter großen Winkeln, manche fast rechtwinklig zum Umfangriß ansetzen. Die Festigkeitsrechnung führt, wenn man die Tragfähigkeit der angerissenen Rippe vollständig vernachlässigt und die rechte Hälfte der Deckelwand als eine rechteckige, an den Rändern eingespannte Platte von $750 \cdot 1060$ mm Fläche betrachtet und in erster Annäherung als eine elliptische, am Umfange vollkommen eingespannte berechnet, bei einem Verhältnis ihrer Halbachsen $b : a = 375 : 530 = 0,707$, nach Abb. 72 zu $\varphi_8 = 1,26$ und am Ende der kleinen Achse, also im Punkt E zu einer Biegespannung:

$$\sigma_0 = \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = 1,26 \cdot 7 \cdot \frac{37,5^2}{3^2} = 1380 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Deckel hätte wesentlich widerstandsfähiger gestaltet werden können, wenn man die Kernlöcher und die Aussparungen in den Rippen am Rande angeordnet hätte.

Im Anschluß an die Untersuchung der Deckel bemerkt Bach wörtlich:

„Die besprochenen Unfälle bekunden deutlich die Notwendigkeit, darauf zu achten, daß im Schieberkasten des Niederdruckzylinders bzw. im Innern des Deckels unter Umständen der volle Dampfdruck eintreten kann, sowie daß die Widerstandsfähigkeit von Schieberkastendeckeln und ähnlichen Wandungen rechnungsmäßig bestimmt und daß da, wo das Gußeisen mit Rücksicht auf die Verhältnisse nicht widerstandsfähig genug erscheint, zu zähem Stahlguß oder zu schmiedbarem Material gegriffen werden muß. Wenn man Deckel aus Gußeisen von der Größe, wie in diesen Fällen als Wandungsstücke eines Dampfkessels sich denken sollte, so würde man sie sofort — ganz abgesehen von dem, was behördlicherseits vorgeschrieben ist — verwerfen. An Dampfmaschinen, wo sie in ähnlicher Weise Unfall bringend wirken können, ordnet man sie an, trotzdem in nicht wenigen Fällen ein Deckel aus zähem Flußeisen sich billiger erweisen würde.“

Vierundzwanzigster Abschnitt.

Reibräder.

I. Vorbemerkung über Treibräder.

Die Mittel zur Übertragung der Drehbewegung von einer Welle auf eine andere kann man unter dem Begriff der Treibräder zusammenfassen. Sie arbeiten immer paarweise als Getriebe zusammen und werden, je nachdem sie die Bewegung nach Abb. 1809 unmittelbar, oder nach 1810 unter Einschalten eines Zwischengliedes (Riemen, Seil oder Kette) vermitteln, in zwei Gruppen eingeteilt: