

## e) Betriebsanforderungen und Zahl der Ringe.

Beim Betrieb der Maschine nutzen sich auch die Zylinderflächen ab. Um nun Gratbildungen, die das Herausziehen der Kolben sehr erschweren können, zu vermeiden, läßt man die äußersten Ringe an den Enden der Lauffläche um einen oder einige Millimeter überschleifen, wie Abb. 1000 links zeigt. Zu weites Überschleifen ist aber schädlich; es führt zum Klatschen der Ringe, die durch den Druck des Betriebsmittels unter Überwindung ihrer Eigenspannung radial nach innen zusammengepreßt werden. Dabei wird nicht allein die Dichtheit aufgehoben; auch die Festigkeit der Ringe leidet meist rasch.

Die Zahl der Ringe wird man um so größer nehmen, je beträchtlicher die Spannungsunterschiede zu beiden Seiten des Kolbens sind. Man findet z. B. bei Dampfmaschinen 2 bis 4, bei Verbrennungsmaschinen und Hochdruckkompressoren 6 bis 8 verwendet.

Wegen der von Zeit zu Zeit nötigen Auswechslung ist es notwendig, die Ringe leicht zugänglich zu halten. Entweder wird dazu der Kolben nach Lösen der Kolbenmutter abnehmbar oder auf der Stange verschiebbar gemacht, oder die letztere im Kreuzkopf gelöst und mit dem Kolben zugleich zurückgeschoben. An Reihenmaschinen müssen zwischen den Zylindern angeordnete Laternen genügenden Raum zur Ausführung all dieser Arbeiten bieten.

## C. Die konstruktive Durchbildung der Scheiben- und Tauchkolben.

Bei derselben ist besonderer Wert auf einfache und zuverlässige Einzelheiten und auf geringes Eigengewicht zu legen. Der erste Gesichtspunkt ist wichtig, weil die Kolben meist der unmittelbaren Beobachtung entzogen sind, der zweite sowohl wegen der Beschränkung der hin- und hergehenden Massen, namentlich bei rasch laufenden Maschinen, wie auch in Rücksicht auf die Kolbenreibung und die geringere Belastung und Durchbiegung der Kolbenstange liegender Maschinen im Falle schwebender Kolben. Zur Entlastung der Kolbenstangen von dieser Nebenbeanspruchung bildet man die Kolben aber auch vielfach selbsttragend oder als Schleifkolben aus und läßt sie zu dem Zwecke an der Zylinderfläche aufliegen. Dabei kann häufig noch die Durchführung der Stange durch den hinteren Deckel und die zweite Stopfbüchse mit ihren Betriebschwierigkeiten erspart werden; die Maschine baut sich kürzer, einfacher und billiger.

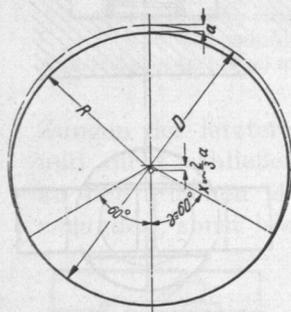


Abb. 972. Abdrehen selbsttragender Kolben.

a) **Selbsttragende oder Schleifkolben.** Als Tragfläche dient das untere Drittel der Kolbenoberfläche, innerhalb der Winkel  $\gamma$  beiderseits der Mittelebene, Abb. 972. Gutes Aufliegen wird dadurch erreicht, daß der Kolben zunächst genau dem Zylinderdurchmesser  $D$  entsprechend abgedreht und mit konzentrischen Nuten für die Kolbenringe versehen wird. Um aber die Ausdehnungsmöglichkeit bei Temperaturänderungen zu sichern und Klemmungen zu vermeiden, spannt man ihn hierauf exzentrisch ein und dreht ihn außen und in den Nuten so nach, daß im

Scheitel je nach der Kolbengröße  $a = 1$  bis  $3$  mm weggenommen werden und daß die Späne unter  $\gamma = 60^\circ$  rechts und links der Mittellinie auslaufen. Das Maß, um welches der Kolben zu dem Zweck verschoben werden muß, ist rund:

$$x = \frac{2}{3} a.$$

Die Ringe erhalten unten nur etwa  $\frac{1}{4}$  mm Spiel, damit sie nach geringer Abnutzung der Lauffläche zum Tragen kommen und bei der Berechnung der Auflagefläche eingeschlossen werden können, welche letztere mit  $p = 0,3$  bis  $0,5$ , ausnahmsweise bis zu  $1$  kg/cm<sup>2</sup> beansprucht werden darf. Liegt der Kolben längs der Lauffläche dicht auf,

so kann es vorkommen, daß das in den Spalt  $S$ , Abb. 973, links oben, eindringende Betriebsmittel den Kolben kräftig nach unten preßt und den Auflagedruck erhöht. Bei hohen Betriebsdrücken empfiehlt es sich daher, die Tragfläche erst bei  $A$ , Abb. 973 rechts unten, wenige Millimeter vor den äußersten Ringen beginnen zu lassen und das Ende des Kolbens zur Entlastung schon beim ersten Abdrehen auf den kleineren Durchmesser  $D'$  zu bringen.

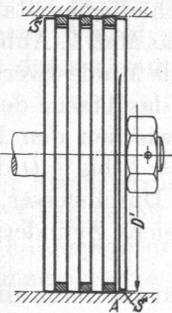


Abb. 973. Abdrehen selbsttragender Kolben.

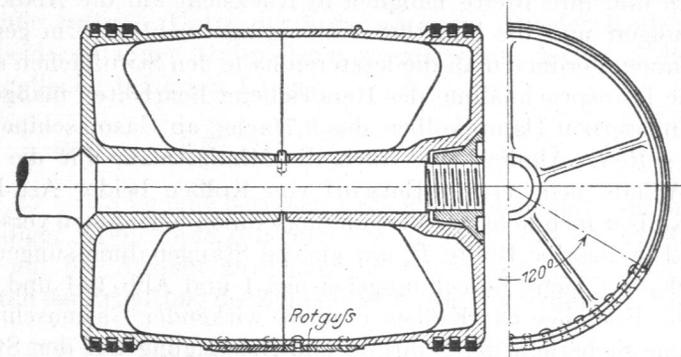


Abb. 974. Gleichstromdampfmaschinenkolben nach Prof. Stumpf.

Wegen des Laufens längs der Zylinderwandung ist Gußeisen als Werkstoff notwendig, sofern nicht besondere Tragflächen vorgesehen werden. Ein Beispiel für diesen Fall bietet der Kolben einer Gleichstromdampfmaschine nach Professor Stumpf, Abb. 974. Er besteht aus Stahlguß und ist der leichteren Ausführung wegen in zwei Teilen gegossen, die auf der Kolbenstange durch die Mutter zusammengespannt werden und gegenüber der Zylinderwandung ringsum 2,5 mm Spiel haben. Nahe den Stirnflächen sind je drei gußeiserne, selbstspannende Dichtungsringe vorgesehen, während das Gewicht des Kolbens durch zwei mit Kupfernieten befestigte Tragplatten aus Rotguß aufgenommen wird, die den Kolben unter einem Winkel von  $120^\circ$  umspannen. Der Belag kommt der Eigentheil der Gleichstrommaschine entsprechend nur mit den kühleren, mittleren Wandungsteilen in Berührung, muß aber wegen der stärkeren Ausdehnung des Rotgusses bei der Erwärmung auf einen etwas kleineren Durchmesser als der Zylinder abgedreht werden. Durch den selbsttragenden Kolben konnte die Durchführung der Kolbenstange erspart werden.

β) **Schwebende oder von den Stangen getragene Kolben**, die bei stehenden Maschinen ausschließlich, aber auch bei liegenden Maschinen oft, an Großgasmaschinen in Rücksicht auf die nicht immer reinen Betriebsmittel sogar stets angewendet werden, erhalten ringsum gleichmäßiges Spiel, so daß der Kolben mit der Zylinderwandung nicht in Berührung kommt und daß man in der Wahl des Werkstoffes für den Kolbenkörper frei ist. Nur die Ringe gleiten längs der Zylinderwandung. Da aber das Kolbengewicht bei liegenden Maschinen die Kolbenstange auf Biegung beansprucht, wird bei größeren Abmessungen deren Führung in der Stopfbüchse oder durch eine Gleitbahn am hinteren Deckel nötig.

### 1. Breite der Scheiben- und Tauchkolben.

Was die Breite  $B$  von Scheibenkolben anlangt, so folgt sie an selbsttragenden Kolben aus dem oben erwähnten Flächendruck  $p$ . Ist  $G$  das von der Tragfläche aufzunehmende Gewicht, so wird  $B = \frac{G}{D \cdot \sin \gamma \cdot p}$  und bei einem Aufwärtswinkel  $\gamma = 60^\circ$  beiderseits der Mittelebene:

$$B = \frac{1,15 \cdot G}{D \cdot p}. \quad (258)$$

$G$  setzt sich aus dem Eigengewicht des Kolbens und dem halben Gewicht der Kolbenstange, wenn diese nicht durchgeführt ist und am anderen Ende vom Kreuzkopf ge-

tragen wird, oder einem Anteil des Stangengewichtes zusammen, wenn die Stange durchgeführt ist. Ist die Stange an beiden Enden gestützt, so errechnet man den Gewichtsanteil an einem Stück Stange, das etwa der lichten Länge des Zylinders entspricht.

Schwebende Kolben wird man geringen Gewichts wegen so schmal wie möglich halten und ihre Breite lediglich in Rücksicht auf die Abdichtung, insbesondere die Abmessungen und die Zahl der Kolbenringe wählen. Um geringen schädlichen Raum zu bekommen, ordnet man die letzteren nahe den Stirnflächen an; für das Maß  $b$ , Abb. 1000, ist die Inanspruchnahme des Randes beim Bearbeiten maßgebend; als Mindestwert kann an gußeisernen Dampfkolben das 0,7fache, an Gasmaschinenkolben das 1fache der Nuttiefe gelten. Ähnlich sind auch die Mindestmaße für die Stege zwischen den Nuten. Als Anhalt beim ersten Entwurf von Kolben beider Art kann  $B = \frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{6} D$  dienen. Die Kolben mehrachsiger Verbundmaschinen bekommen verschiedene Durchmesser, sämtlich aber dieselbe Breite  $B$ , um gleiche Stangenabmessungen und gleiche Zylinderlängen zu erhalten, siehe Berechnungsbeispiel 1 und Abb. 951 und 1000.

Die Baulänge der Kolben doppelt wirkender Gasmaschinen ist meist durch die notwendige Sicherheit der Führung und Befestigung auf den Stangen mittels der Naben bedingt, die auch die Zu- und Ableitungskanäle des Kühlwassers aufnehmen müssen, Abb. 985. Im übrigen beschränkt man aber die Länge so weit es irgend möglich ist, um die Massen, die durch das Eigengewicht und die Wasserfüllung ziemlich beträchtlich werden können, gering zu halten.

An Gleichstromdampf- und Zweitaktgasmaschinen hat der Kolben die Steuerung der Auspuffschlitze zu übernehmen und ist daher seiner Länge  $l$  nach durch die Differenz des Hubes  $s$  und der Auspuffschlitzbreite  $a$  bestimmt.  $l$  wird  $= s - a$ , wenn von dem

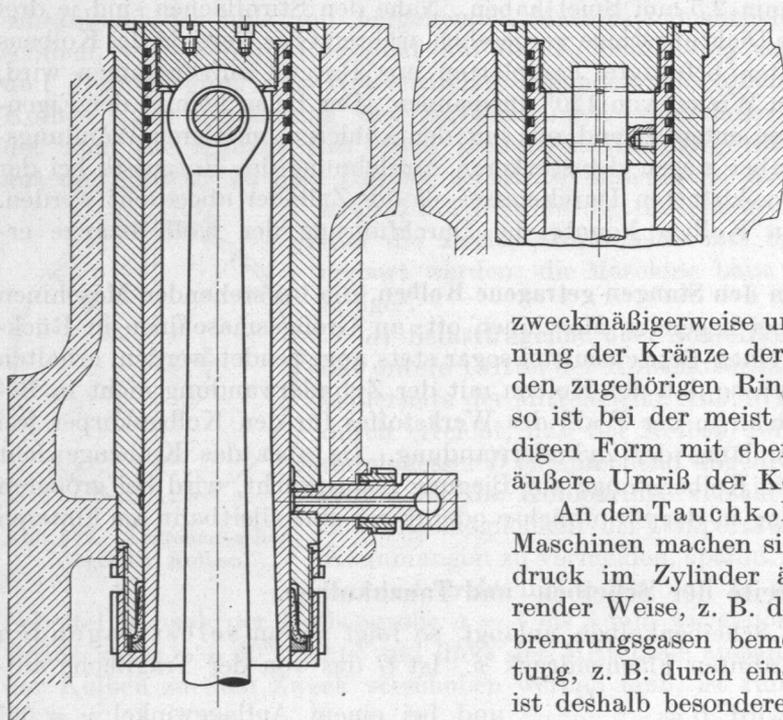


Abb. 975. Tauchkolben für einen Hochdruckkompressor.

Einfluß der endlichen Länge der Schubstange abgesehen wird. Es entstehen so oft ziemlich lange und schwere Rohrkolben, Abb. 987.

Ist die Breite  $B$  nach den erörterten Gesichtspunkten, bei mehrachsigen Dampfmaschinen

zweckmäßigerweise unter gleichzeitiger Aufzeichnung der Kränze der verschiedenen Kolben mit den zugehörigen Ringen, Abb. 1000, festgelegt, so ist bei der meist gebräuchlichen doppelwandigen Form mit ebenen Stirnflächen auch der äußere Umriss der Kolben gegeben.

An den Tauchkolben der einfach wirkenden Maschinen machen sich Undichtheiten bei Überdruck im Zylinder äußerlich in oft recht störender Weise, z. B. durch den Geruch nach Verbrennungsgasen bemerkbar. Auf gute Abdichtung, z. B. durch eine größere Zahl von Ringen ist deshalb besonderer Wert zu legen. Dient der Kolben gleichzeitig als Kreuzkopf, so ordnet man den Bolzen für den Schubstangenkopf bei kleinen Kräften und bei großer Stangenlänge

im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser nahe am Kolbenboden, Abb. 975, an. Bei großen Kräften muß man für eine sichere Aufnahme des Seitendruckes Sorge tragen. So legt man bei Verbrennungsmaschinen den Bolzen, solange es die Baulänge gestattet,

in den vorderen, kälteren Teil des Kolbens, mitten über die eigentliche Gleit- und Tragfläche, unter Ausschluß des verjüngten hinteren Kolbenendes, Abb. 931 a und Zusammenstellung 110, lfd. Nr. 16. Der Seitendruck darf an Verbrennungsmaschinen bei einem Stangenverhältnis  $\frac{R}{L} = 1:5$  zu rund  $\frac{P_{\max}}{10}$  angenommen werden, da der hohe Zünddruck mit zunehmendem Kurbelwinkel sehr rasch sinkt, bei Viertaktmaschinen zudem nur bei jedem vierten Hube auftritt. Unter der Voraussetzung, daß der Kolben bis zu einem Winkel  $\gamma = 60^\circ$  beiderseits der Hauptebene tragen wird, daß also die Projektion der wirksamen Auflagefläche bei  $l_2$  cm Länge:

$$2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \sin \gamma \cdot l_2 = 0,87 D \cdot l_2$$

st, darf der Flächendruck  $p = 1,25 - 1,5 \text{ kg/cm}^2$  betragen. Wenn er demnach niedriger als an den Gleitflächen selbständiger Kreuzköpfe genommen wird, so ist das 1. auf die höhere Bahntemperatur und 2. auf die Absicht zurückzuführen, die Abnutzung weitgehendst einzuschränken, zugunsten der Erhaltung der Zylinderform, die wegen der sicheren Abdichtung äußerst wichtig ist. Aus  $\frac{P}{10} = 0,87 D \cdot l_2 \cdot p$  ergibt sich die Länge der eigentlichen Tragfläche:

$$l_2 = \frac{P}{8,7 D \cdot p} \quad (259)$$

Das Eigengewicht des Kolbens erhöht bei liegender Anordnung den Flächendruck an der Gleitfläche, braucht aber im allgemeinen nur bei größeren Maschinen mit schweren, gekühlten Kolben, etwa durch Einsetzen des niedrigeren Wertes für  $p$  berücksichtigt zu werden. An kleineren und leichteren Motoren, vgl. Abb. 978, legt man der Berechnung des Flächendruckes die ganze Kolbenlänge  $l$ , einschließlich der Kolbenringe zugrunde.

Als Mittelwerte für das Verhältnis  $\frac{l}{D}$  können gelten:

an leichten Motoren:  $\frac{l}{D} = 1 \dots 1,4$ ,

an liegenden Verbrennungsmaschinen bis zu 40 PS  $\frac{l}{D} = 2 \dots 1,8$ ,

an größeren bis zu 180 PS  $\frac{l}{D} = 1,5 \dots 1,6$ .

## 2. Berechnung und Ausführung der Kolbenbolzen in Tauchkolben.

Für die Ermittlung der Bolzenmaße gelten die im Abschnitte über Zapfen gemachten Angaben. Der häufig beschränkte Raum im Innern des Kolbens zwingt häufig zu ziemlich hohen Werten für die Beanspruchungen. An Verbrennungsmaschinen, an denen freilich der höchste Druck nur sehr kurze Zeit wirkt, findet man bei sorgsamster Ausführung der gehärteten und geschliffenen Zapfen für den Flächendruck  $p = 125 - 130$ , bei großen Maschinen selbst bis  $150 \text{ kg/cm}^2$ . Als Beanspruchung auf Biegung werden an einsatzgehärtetem Stahl 1000 und mehr  $\text{kg/cm}^2$  zugelassen.

Bei der Befestigung des Zapfens ist die Ausdehnungsmöglichkeit des Kolbens zu wahren. Verspannung der Bolzen an beiden Enden durch kegelige Sitzflächen, wie sie sich an Kreuzköpfen bei wechselnden Drucken sehr häufig finden, können zum Unrundwerden und Klemmen des Kolbens bei der Erwärmung während des Betriebes führen. Da zudem die Belastung in den einfach wirkenden Maschinen im wesentlichen schwellend ist, wird meist nur das eine Ende des Bolzens durch eine Mutter oder einen Riegel, Abb. 976, verspannt, das andere aber zylindrisch gehalten, so daß es bei ver-

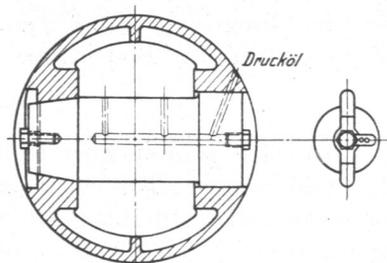


Abb. 976. Kolbenbolzen durch Riegel gesichert.

ändern der Belastung sich verformen kann.

schiedener Ausdehnung des Kolbens gegenüber dem Bolzen im Auge gleiten kann. Bei kleineren und mittleren Bolzen finden sich sogar beiderseits zylindrische Passungen (Haft-, bei größeren Maßen Treibsitz), Abb. 978, in

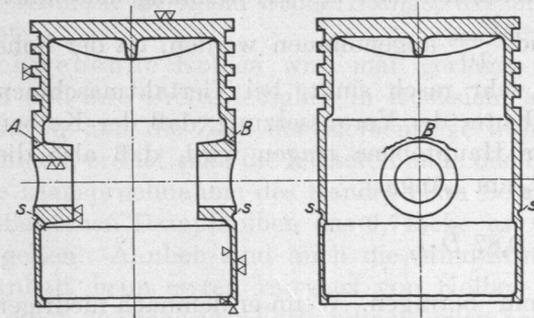
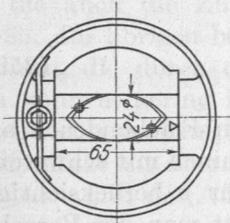


Abb. 977. Bruch am Bolzenauge.

zur Kolbenwand, wohl infolge von Nebenbeanspruchungen auf Biegung. Zur Verminderung der letzteren empfiehlt es sich, die Bolzen tief in die Augen hineingreifen zu lassen, um so die Kräfte möglichst unmittelbar auf die Kolbenwandung zu übertragen.



In Abb. 932 ist ein Kompressorstufenkolben mit eingebautem Zapfen wiedergegeben.

Den Kolben eines Kraftwagenmotors von 105 mm Bohrung zeigt Abb. 978. Er ist, um die Massendrücke bei den hohen Umlaufzahlen klein zu machen, leicht gehalten, mit einem gewölbten Boden versehen und hat einen um ein Zehntel Millimeter geringeren Durchmesser als der Zylinder, damit er sich bei stärkerer Erwärmung ausdehnen kann und nicht klemmt. Die Dichtung übernehmen die vier Kolbenringe. Der Kreuzkopfbolzen aus gehärtetem und geschliffenem Stahl ist durchbohrt und durch eine mit einem federnden Draht gesicherte Schraube so gehalten, daß die Löcher *L* unten liegen. Diese führen das von der Zylinderwandung durch die Kante *K* abgestreifte Öl den Schmiernuten in der unteren Hälfte der Schubstangenlagerschale zu, welche die durch die Entzündung des Brennstoffs erzeugte Kolbenkraft aufnehmen muß. Zur Versteifung der Sitzstelle des Bolzens ist eine Ringrippe, zur Übertragung der Kräfte zwischen dem Kolbenboden und den Zapfennaben eine Bodenrippe vorgesehen.

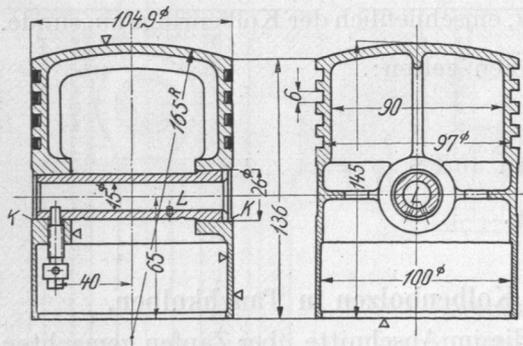


Abb. 978. Kraftwagenmotorkolben, Gußeisen. M. 1:4.

Zur Versteifung der Sitzstelle des Bolzens ist eine Ringrippe, zur Übertragung der Kräfte zwischen dem Kolbenboden und den Zapfennaben eine Bodenrippe vorgesehen.

### 3. Kolbenspiel.

Das Spiel schwebender Kolben im Zylinder hängt bei liegenden Maschinen von der Durchbiegung der Kolbenstange ab und soll etwa gleich dem Dreifachen des rechnermäßigen, für die ungünstigste Stellung ermittelten Betrages sein. Bei kleinen Maschinen genügen meist 1 bis 2, bei größeren 2 bis 3 mm radiales Spiel. Die Kolben stehender Maschinen erhalten ringsum 1 bis 3 mm Luft. Besondere Sorgfalt ist auf das Spiel der Tauchkolben einfachwirkender Verbrennungsmaschinen zu verwenden, vgl. S. 547.

### 4. Die Befestigung der Kolben auf den Kolbenstangen.

Als Spannungsverbindung ausgebildet, muß sie die sichere Übertragung der Kräfte zwischen den Teilen bei gegenseitiger Zentrierung gewährleisten. Zur Verspannung dient

meist eine Mutter, die auf der leichter zugänglichen Seite angeordnet wird. Um die Kerbwirkung in der Stange zu beschränken, wählt man Fein- oder Rundgewinde. Das Gewinde soll mit der Endfläche der Mutter abschneiden, damit diese beim Lösen nicht beschädigt wird, wenn vorstehende Gewingegänge verrostet, Abb. 1002. Der Neigung zum Festrostern der Mutter kann man bei mäßigen Temperaturen durch Ausführen derselben aus Bronze begegnen.

Keilverbindungen, Abb. 979, sind veraltet; sie führen zu beträchtlichen Schwächungen der Kolbenstangen und verlangen besondere Aussparungen in den Deckeln. Zur Sicherung der Mutter gegen Lösen dienen Splinte, Abb. 1000, aufgebogene Blechscheiben, Abb. 953, usw. Gelegentlich werden die Befestigungsmuttern oder die unmittelbar aufgeschraubten Kolben, Abb. 981, vernietet. Abb. 980 zeigt eine Sicherung durch einen Schrumpfring, wie sie an Dampfhammern und Walzenzugmaschinen verwendet wird, bei denen die Gefahr des Lösens wegen der starken Stöße besonders groß ist. Die Mutter ist an ihrem Ende aufgespalten und wird durch einen warm umgelegten Ring in radialer Richtung ringsum sehr kräftig angepreßt. Das Lösen ist allerdings nur durch Aufschneiden des Ringes möglich.

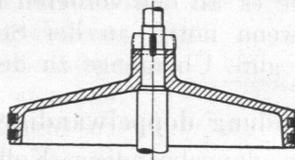


Abb. 979. Kolbenbefestigung durch Querkeil (veraltet).

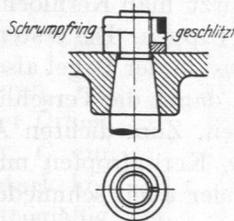


Abb. 980. Kolbenmutter-sicherung durch Schrumpfring.

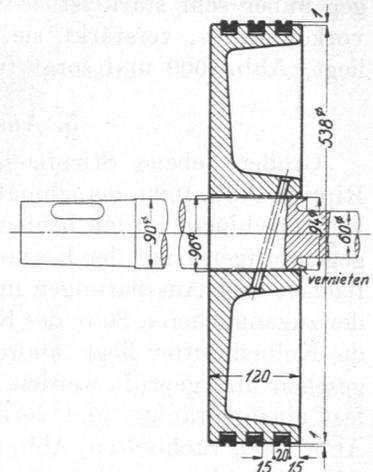


Abb. 981. Lokomotivkolben aus Stahl gepreßt, für 12 at Betriebsdruck. M. 1:10.

wegen der starken Stöße besonders groß ist. Die Mutter ist an ihrem Ende aufgespalten und wird durch einen warm umgelegten Ring in radialer Richtung ringsum sehr kräftig angepreßt. Das Lösen ist allerdings nur durch Aufschneiden des Ringes möglich.

Die Kolbenkräfte werden einerseits durch die Mutter, andererseits durch einen Absatz oder eine kegelige Anlagefläche an der Kolbenstange aufgenommen. Der unter  $45^\circ$  geneigte Kegel (DIN 254) der Abb. 1000 bedingt eine ziemlich beträchtliche Kerbwirkung in der Stange, die namentlich in dem Falle, daß der Absatz groß sein muß, bedenklich ist. Vielfach sind deshalb Kegel mit einer Neigung 2:5, Abb. 1002, im Schiffsmaschinenbau 1:3, üblich. Die schlanke Form in Abb. 980 gibt eine sichere Zentrierung, erzeugt aber eine stärkere Sprengwirkung in der Nabe, die man nach Formel (91) annähernd beurteilen kann. Jedenfalls soll die Neigung gegenüber der Achse, bei deren Wahl die normalen Kegel der DIN 254, Seite 181, zu beachten sind, nicht weniger als 1:7,5 betragen, weil sich die Kegel sonst nach längerem Betriebe oft kaum wieder lösen lassen. Der Auflagedruck in den Gewingegängen fällt durch die Forderung, daß die Mutter mindestens eine Höhe von  $0,7 d$  zum Ansetzen des Schlüssels beim Anziehen haben soll, meist genügend gering (250 bis  $400 \text{ kg/cm}^2$ ) aus; am Kegel oder Ansatz läßt man, bezogen auf die Projektion der Stützfläche senkrecht zur Achse, bei Gußeisen 400, bei Stahl auf Stahl bis zu  $800 \text{ kg/cm}^2$  zu. Ist es nicht möglich, eine genügend große Auflagefläche an der Stange selbst zu schaffen, so kann das Zwischenlegen eines Stahlringes, Abb. 1000, vorteilhaft sein, oder die Ausbildung eines freilich teuren Bundes, Abb. 954, nötig werden. Wegen der Abdichtung der beiden Kolbenseiten gegeneinander schleift man die Kegelflächen im Kolbenkörper ein. In allen Fällen, wo die Kolben eine bestimmte Lage gegenüber der Zylinderfläche haben müssen, wie es u. a. für alle selbsttragenden zutrifft, müssen die Kolben gegen Drehen auf der Stange, in Abb. 1000 z. B. durch die Feder  $F$ , gesichert werden.

In Abb. 981 ist ein aus Stahl gepreßter Kolben einer Heißdampflokomotive für 12 at Betriebsdruck mit drei gußeisernen, mit Ölrinnen versehenen Kolbenringen dargestellt. Auf der Kolbenstange ist er durch ein schwach kegeliges, am Ende vernietetes Gewinde gehalten und durch einen schräg durchgetriebenen und vernieteten Stift gesichert. Her-

vorgehoben sei die sorgfältig ausgerundete Hinterdrehung der Ansatzstelle des nur 60 mm starken hinteren Kolbenstangenendes, um das Gewinde vernieten zu können und die Kerbwirkung zu mildern.

Der Nabe gibt man einen Außendurchmesser von mindestens dem 1,6fachen der Bohrung für die Kolbenstange, sofern diese nicht den an dem Kolben wirksamen Kräften gegenüber sehr stark ist — wie es an den vorderen Kolben von Reihenmaschinen oft vorkommt —, verstärkt sie, wenn nötig, an der Stelle, wo der Kolbenstangenkegel liegt, Abb. 1000 und sorgt für gute Übergänge zu den Stirnflächen.

### 5. Ausbildung doppelwandiger Kolben.

Größere ebene Stirnflächen doppelwandiger Kolben versteift man durch radiale Rippen, Abb. 1000, manchmal auch durch Stehbolzen, Abb. 951, die gleichzeitig als Kernlochverschlüsse in den beiden Wandungen dienen. Zur Stützung und zur Sicherung der gegenseitigen Lage der Kerne benutzt man Kernlöcher in den Stirnflächen und Aussparungen in den Rippen. Die ersteren soll man auf der zugänglicheren Seite des Kolbens, in der Regel also derjenigen, wo die Kolbenmutter liegt, anordnen, damit die Verschlüsse leicht nachgesehen und geprüft werden können. Zum dichten Abschluß dienen fest eingeschraubte und vernietete Kernpfropfen mit Rohrgewinde, Abb. 1000, Stehbolzen, Abb. 951 oder auch schmiedeeiserne Platten, Abb. 982, die gewölbt hergestellt in den schwalbenschwanzförmig ausgedrehten Kernlöchern flach gehämmert oder flach gepreßt werden, wodurch sie sich am Umfang fest und dicht anlegen. Manche Konstrukteure suchen die Kernlöcher namentlich in den Stirnflächen der Kolben zu vermeiden, weil sie deren Widerstandsfähigkeit verringern und oft auch die völlige Abdichtung erschweren, die wichtig ist, damit das Kolbeninnere nicht etwa als schädlicher Raum wirken kann.



Abb. 982. Kernlochverschluss.

Das ist auf verschiedene Weise möglich, u. a.

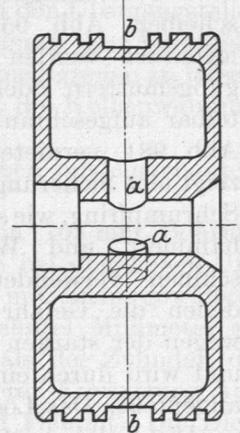


Abb. 983. Großgasmaschinenkolben der Allis-Chalmers Co.

durch Anordnen der Kernöffnungen in der Mantelfläche oder durch Teilung des Kolbens, Abb. 953 und 987, oder dadurch, daß man den Kolbenkern beim Gießen durch den Nabenkern tragen und entlüften läßt. So werden die Kerne der Gasmaschinenkolben der Allis Chalmers Co., aus Stahlguß, Abb. 983, durch drei in der Nabe vorgesehene Öffnungen *a* entfernt, die auch zur Kühlwasserzu- und -abführung dienen. Freilich lassen sich bei derartigen Ausführungen Kernstützen kaum vermeiden, die leicht zur Bildung poröser Stellen führen, so daß eine sichere Gewähr für dichte Wandungen doch nicht gegeben ist. Die Kolben Abb. 983 werden von den mit gekrümmter Mittellinie gedrehten Stangen, vgl. S. 576, getragen; doch ist für den Fall, daß der Kolben im Zylinder schleifen sollte, ein gußeiserner Tragring in der Rinne *b* vorgesehen.

Die Aussparungen in den Rippen zur gegenseitigen Stützung der Kerne werden zweckmäßigerweise nicht in der Mitte der Rippen, Abb. 997, sondern an deren Ende, also am Kolbenkranz, Abb. 1000, angeordnet, nicht allein wegen der weiter unten nachgewiesenen vorteilhafteren Festigkeitsverhältnisse, sondern auch wegen der Vermeidung der Lunkerbildungen an der Stelle, wo die Rippen auf den Kranz treffen. Diese Stelle ist besonders ungünstig, weil dort entstehende Lunker, die oft erst beim Eindrehen der Nuten angeschnitten und erkannt werden, den Kolben undicht und unbrauchbar machen können.

Kolben mit kegeligen Stirnwänden, Abb. 979 und 951, bieten günstigere Festigkeitsverhältnisse und den Vorteil, daß sich die Gußspannungen leichter ausgleichen können, gestatten außerdem, die Baulänge der Maschine zu vermindern, ein Umstand, der neben der besseren Ableitung des Niederschlagwassers ihre häufige Anwendung bei stehenden Maschinen begründet. Andererseits fallen freilich die abkühlenden Flächen größer aus.

## 6. Einwandige Scheibenkolben.

Einwandige Kolben, Abb. 981 und Zusammenstellung 110, Seite 562, lfd. Nr. 15, pflegen vorzugsweise aus Flußstahl gepreßt oder aus Stahlguß gegossen zu werden. Sie können wegen der großen Festigkeit der genannten Werkstoffe leicht gehalten werden, eignen sich also für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, sind aber umständlicher zu bearbeiten und bedingen verwickeltere Formen der Zylinderböden und -deckel. Manchmal sind sie mit besonderen Tragschuhen, gelegentlich auch mit Mänteln aus Gußeisen zur Aufnahme der Kolbenringe versehen.

Einen Anhalt für die Wandstärken von kegelförmigen Stahlgußkolben geben die im Schiffmaschinenbau gebräuchlichen Erfahrungformeln:

an der Nabe:

$$s = 0,016 D \sqrt{p} + C, \quad (260)$$

am Rande:  $s_1 = 0,5 s$  bei größeren, bis  $0,7 s$  bei kleineren Kolben.  $p$  ist der Druck auf den Kolben in Atmosphären,  $C$  ein Festwert, der gleich  $0,6$  cm für stark kegelförmige Hochdruckkolben,  $0,9$  cm für mäßig kegelförmige Mitteldruck-,  $1,2$  cm für schwach kegelförmige Niederdruckkolben angegeben wird.

Geschmiedete Kolben können:

$$s = 0,014 D \cdot \sqrt{p} + 0,5 \text{ cm} \quad (260 a)$$

erhalten.

Den Niederdruckkolben einer Schnellzuglokomotive der Schenectady-Werke gibt Abb. 984 wieder. Der Kolben trägt zwei Ringe, die gegen das Wandern durch parallel zur Kolbenachse eingeschraubte Stifte gesichert und mit je einer ringsum laufenden Schmiernut in der Mitte ihrer Laufflächen versehen sind. Zwischen den beiden Ringen ist ein Metallring, in schwalbenschwanzförmiger Nut gehalten, um den Kolben herumgegossen.

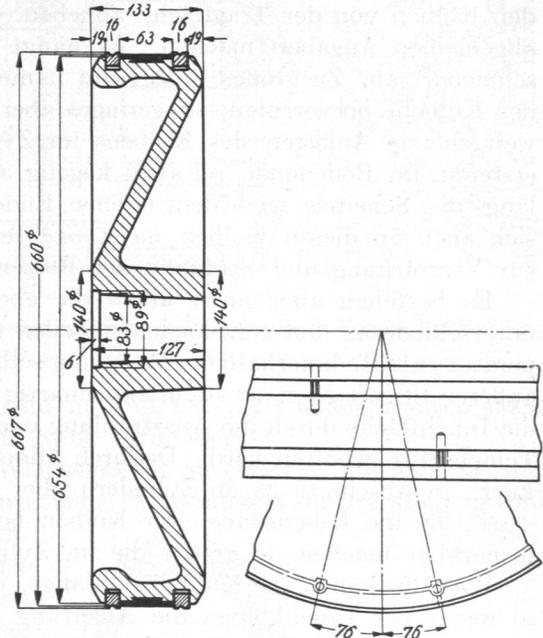


Abb. 984. Lokomotivniederdruckkolben der Schenectady-Werke. M. 1:9.

## 7. Wärmewirkungen und -spannungen an Kolben.

Besondere Beachtung fordert die Wirkung der hohen Wärmegrade in den neueren Kraftmaschinen. Kolben, die bei Lufttemperatur oder bei den mäßigen des Satt dampfes arbeiten, bieten bei genügender Schmierung kaum Betriebschwierigkeiten. Die Einführung des Heißdampfes und die Steigerung der Leistung der Verbrennungskraftmaschinen verlangten aber die sorgfältigste Durchbildung der Kolben in bezug auf die Ausdehnung, die Spannungsbildung und die Schmierung, sowie bei den Verbrennungsmaschinen in bezug auf künstliche Kühlung. Die starke und oft unregelmäßige Ausdehnung bei hohen Wärmegraden macht sich besonders an selbsttragenden und an Tauchkolben, die im Zylinder aufliegen müssen, bemerkbar. Ungünstig wirken schon Ungleichmäßigkeiten der Wandstärke längs des Kolbumfanges, besonders schädlich aber Rippen, welche die Kolben oft unregelmäßig verziehen, dadurch deutlich unrund werden und dann längs nur schmaler Flächen aufliegen lassen. Sicher ist darauf ein Teil der Mißerfolge selbsttragender Kolben bei den Heißdampfmaschinen zurückzuführen.

Sehr verwickelt sind die Verhältnisse bei den Tauchkolben einfach wirkender Verbrennungsmaschinen. Ihre Böden werden hoch erhitzt, während die Mäntel, durch die Zylinderwandung gekühlt, mit steigender Entfernung vom Boden abnehmende Temperaturen aufweisen. Diesen verschiedenen Wärmegraden entsprechend muß sich der Kolben

ausdehnen können; er darf aber andererseits den möglichst engen Schluß im Zylinder nicht verlieren, der sowohl zur Verbesserung der Dichtung, wie auch wegen der Aufnahme des Schubstangenseitendruckes notwendig ist. Dieser wechselt seine Richtung an stehenden Maschinen, bedingt also, daß der Kolben bald an der einen, bald an der andern Seite zum Anliegen kommt, weil er beim Verdichtungshub entgegengesetzt gerichtet ist wie beim Arbeitshub. An liegenden Maschinen wirkt er normalerweise nach unten, während der Verdichtungszeit aber nach oben; er kann bei hohen Verdichtungsgraden den Kolben von der Tragfläche abheben. Über die Größe des Spiels lassen sich keine allgemeinen Angaben machen. Es hängt von den Betriebsverhältnissen und der Maschinenart ab. Zu großes Spiel kann namentlich bei stehenden Maschinen ein Schlagen des Kolbens hervorrufen, zu geringes aber die Schmierung erschweren. Das möglichst weitgehende Anliegen des Kolbens im Zylinder wird dadurch erreicht, daß man den ersteren am Bodenende schwach kegelig andreht und ihm auf der oberen Hälfte und längs des Scheitels nach dem offenen Ende zu abnehmendes Spiel gibt. Rippen haben sich auch an diesen Kolben meist nachteilig erwiesen und pflegen deshalb höchstens zur Verstärkung und Stützung der Bolzenaugen angewendet zu werden.

Es bestehen aber nicht allein die eben geschilderten beträchtlichen Temperaturunterschiede an den verschiedenen Teilen des Kolbens, sondern auch bedeutende Temperaturgefälle innerhalb der Wandung selbst durch die Verbrennung der Ladung, die die äußeren Stirnflächen oft stichflammenartig trifft und örtlich sehr stark erhitzt, während die Innenfläche durch die Ausstrahlung oder die künstliche Kühlung auf viel niedrigerer Temperatur gehalten wird. Dadurch bilden sich auch in den Böden die auf Seite 145 kurz, im Abschnitt 23 an Zylindern aber näher besprochenen Wärmespannungen und -risse, die die Lebensdauer der Kolben begrenzen und sich um so früher und stärker bemerkbar machen, je größer die im Zylinder entwickelte Leistung ist.

Was die künstliche Kühlung anlangt, die meist durch Wasser oder Öl bewirkt wird, so reicht bei Tauchkolben die Ableitung der Wärme durch die Ausstrahlung an der Innenfläche des Kolbens und durch die Zylinderkühlung bei mehr als 150 PS im Falle von reichen, bei mehr als 175 PS im Falle von armen Gemischen nicht mehr aus. Doppelt-

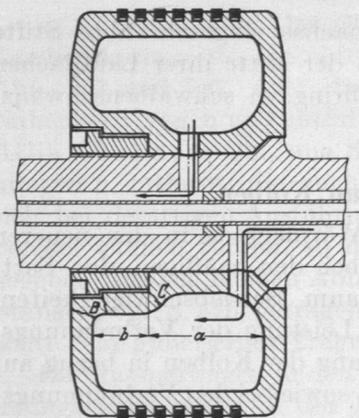


Abb. 985. Großgasmaschinenkolben.

wirkende Verbrennungsmaschinen verlangen der fehlenden Ausstrahlungsmöglichkeit wegen stets besondere Kühlung, meist durch Wasser, das durch die hohle Kolbenstange zu- und abgeleitet wird.

An Großgasmaschinenkolben treten nach Abb. 985 Brüche häufig an den Stellen *B* und *C* auf, die Dra we [XI, 9], wie folgt, erklärt. Durch das Anziehen der Mutter wird die Kolbennabe auf der Strecke *a* kräftig zu-

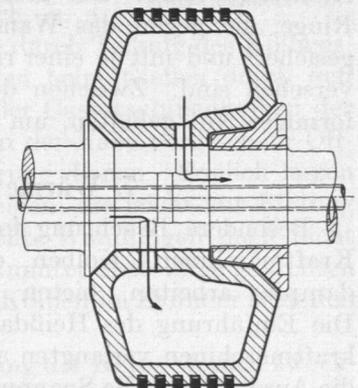


Abb. 986. Großgasmaschinenkolben, Bauart Dra we.

sammengepreßt und verkürzt, auf der Strecke *b* aber verlängert. Die letztere unterliegt daher Zugbeanspruchungen, zu denen die wechselnden Spannungen durch den Betriebsdruck, außerdem aber Guß- und schließlich Wärmespannungen treten, weil die Kolbenwände heißer als die stark gekühlte Nabe werden. Die wechselnden oder günstigenfalls stark schwellenden Beanspruchungen führen, verstärkt durch die Kerbwirkung in den Kehlen, zu den von diesen ausgehenden Rissen. Dra we führt die Kolben nach Abb. 986 aus, indem er die Nabe in ihrer ganzen Länge, zugleich aber auch die Stirnflächen in günstiger Weise zwischen den kegeligen Stützflächen der Kolbenstange und der Mutter

faßt und die Guß- und Wärmespannungen durch die nachgiebigere kegelige Form der Stirnflächen vermindert. Außerdem konnten die Übergänge der Teile ineinander viel allmählicher und vorteilhafter gestaltet werden.

Ein anderes Mittel, die Wärmespannungen zu verringern, ist, den Kolben zu teilen, Abb. 987, und ihn nur an einem Ende durch die Kolbenstange fassen zu lassen. Dadurch

wird nicht allein die freie Ausdehnung des im Falle der Abbildung besonders langen Kolbenkörpers gesichert, sondern auch die Herstellung der beiden Hälften durch Gießen unter Vermeidung von Kernöffnungen und -stützen ermöglicht. Zur Erzielung größerer Dichtigkeit des Gusses werden die Stirnwände in der Form zweck-

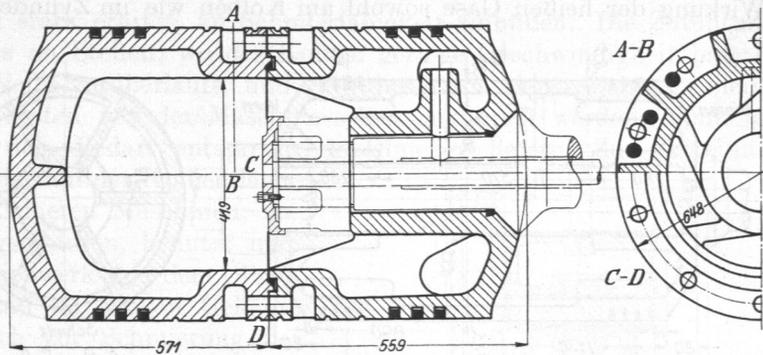


Abb. 987. Geteilter Großgasmaschinenkolben der De la Vergne Machine Co., New York.

mäßigerweise unten angeordnet. Weiterhin sind in Abb. 987 die Gußspannungen noch durch tangentiale Anordnung der Rippen zur Nabe vermindert.

Die Gestaltung von Kolben, die hohen Wärmegraden ausgesetzt sind, lediglich auf Grund von Festigkeitsrechnungen ist also unrichtig. Stets müssen die Herstellung und die Betriebsverhältnisse sorgfältig berücksichtigt werden. Wichtig ist schon die Wahl des Werkstoffes. Dichtes Gußeisen hat sich in den meisten Fällen dem festeren Stahlguß überlegen gezeigt, weil es eine größere Dehnungszahl hat und demzufolge geringeren Wärmespannungen unterworfen ist.

An Tauchkolben sucht man die Beanspruchungen konstruktiv durch gewölbte Böden oder durch Teilung der Kolben zu beschränken. Durch die erste Maßnahme können die Gußspannungen herabgesetzt werden; dagegen

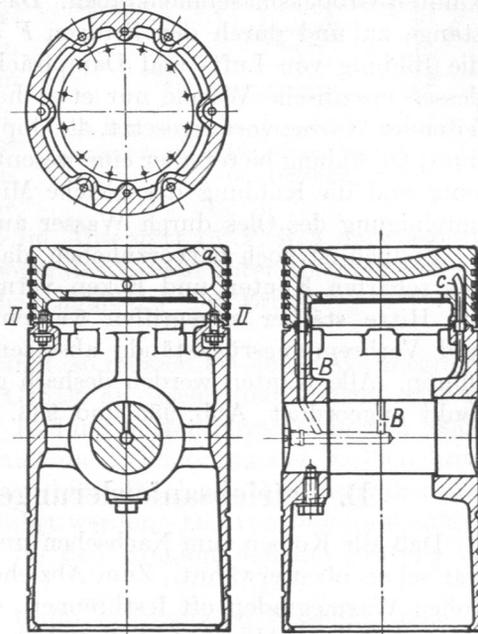


Abb. 989. Gasmaschinenkolben mit auswechselbarem, gekühltem Kopf.

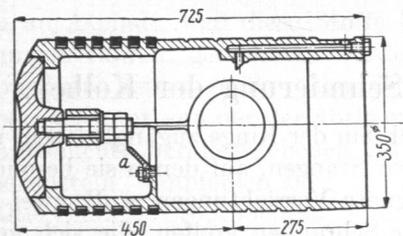


Abb. 988. Gasmaschinenkolben mit besonders eingesetztem Boden.

scheint die Beeinflussung der Wärmespannungen nur gering zu sein. Die Trennung des Bodens vom Mantel, Abb. 988, gestattet dem ersteren eine freiere Ausdehnung und bietet die Möglichkeit, den Boden bei Beschädigungen unter Wiederverwendung des Mantels auszuwechseln. Andererseits wird durch die Fuge die Ableitung der Wärme durch das Zylinderkühlwasser erheblich beeinträchtigt und die Inanspruchnahme durch den Betriebsdruck erhöht, weil die Einspannung der Platte am Umfang wegfällt. Vorteilhafter erscheint in der Beziehung die Trennung des Kolbens nach der Linie II, Abb. 989,

durch die ein auswechselbarer Kolbenkopf und ein als Tragkörper dienender unterer Teil entsteht. Dabei soll die eben erwähnte Ableitung der Wärme durch den Zylinder durch gute Übergänge zwischen dem Kolbenboden und dem Mantel bei *a* unterstützt werden. Selbst die Lage der Kolbenringe kann von Einfluß sein; je näher dem Bodenende der letzte Ring angeordnet wird, um so wirksamer ist die Kühlung, weil die unmittelbare Wirkung der heißen Gase sowohl am Kolben wie im Zylinder auf eine kleinere Fläche

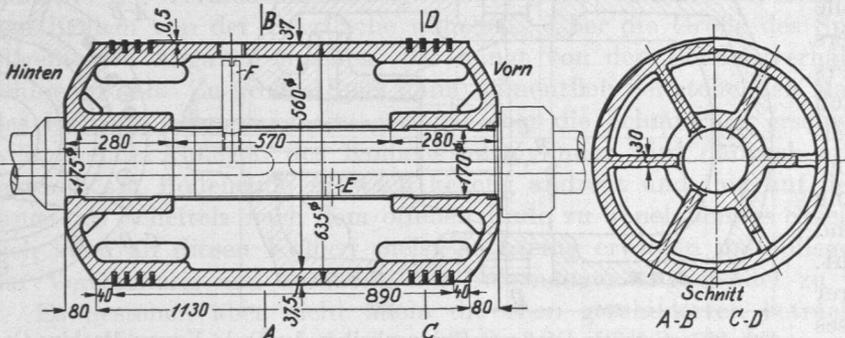


Abb. 990. Kolben einer Zweitaktgasmaschine. Siegener Maschinenbau A.-G.  
M. 1 : 20.

beschränkt wird. Freilich liegt die Gefahr vor, daß der Ring leichter festbrennt.

Das Kühlmittel wird dem Kolben auf verschiedene Weise zugeführt: im Falle der Abb. 989 wird z. B. Öl durch die Welle zum Kurbelzapfen, von da durch die Schub-

stange zum Kolbenzapfen und durch Bohrungen *B* in den Kolben gepreßt. Nahe dem höchsten Punkt fließt es durch das Rohr *C* in das Gehäuse und zum Kühler zurück und wird von der Ölpumpe von neuem in Kreislauf gesetzt. Abb. 990 zeigt einen durch Wasser gekühlten Großgasmaschinenkolben. Das Wasser fließt durch die Bohrung *E* der Kolbenstange zu und durch den Stutzen *F* ab, der nahe dem höchsten Punkte mündet, um die Bildung von Luft- und Dampfsäcken zu vermeiden. Wasser wirkt stärker als Öl, dessen spezifische Wärme nur etwa halb so groß ist, so daß, die gleiche Menge abzuleitender Wärme vorausgesetzt, die doppelte Ölmenge durch den Kolben getrieben werden muß; Ölkühlung bietet aber eine wesentliche Vereinfachung dadurch, daß für die Schmierung und die Kühlung das gleiche Mittel verwandt und die äußerst bedenkliche Verunreinigung des Öles durch Wasser ausgeschlossen ist.

Endlich ist noch hervorzuheben, daß an den Kolben großer Verbrennungsmaschinen alle scharfen Kanten und Ecken vermieden werden sollen, nicht allein weil sie durch die Hitze stärker angegriffen werden, sondern weil sich an ihnen vorzugweise Ruß und Verbrennungsrückstände absetzen, die glühend werden und zu Frühzündungen führen. Alle Kanten werden deshalb gut abgerundet, die Kolbenmuttern vielfach versenkt angeordnet, Abb. 985 und 986.

#### D. Betriebsanforderungen und Schmierung der Kolben.

Daß alle Kolben zum Nachsehen und Auswechseln der Ringe zugänglich sein müssen, war schon oben erwähnt. Zum Abziehen von den Stangen, auf denen sie besonders bei hohen Wärmegraden oft festbrennen, sind geeignete Vorrichtungen, z. B. zwei größere Gewindelöcher, Abb. 951, vorzusehen, in welche Schrauben greifen, die sich gegen ein Spanneisen stützen, das quer über den Spiegel der Kolbenstange oder bei genügendem Abstand der Schraubenlöcher über die etwas gelöste Kolbenmutter gelegt wird. An stehenden Maschinen dienen zum Abziehen und Herausheben der Kolben Ösen, welche in die erwähnten Gewinde geschraubt werden.

Alle Schrauben und Muttern an Kolben sind sorgfältig zu sichern.

Die Schmierung kann bei niedrigen Drucken durch Einführen des Öles in den Dampf- oder angesaugten Luft- oder Gasstrom erfolgen, wodurch die Zylinder- und Kolbenwandungen unter allerdings ziemlich großem Ölverbrauch gleichmäßig benetzt werden. Besser und sparsamer ist das Einpressen der Schmiermittel unter Druck durch