

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.

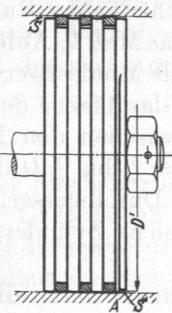


Abb. 973. Abdrehen selbsttragender Kolben.

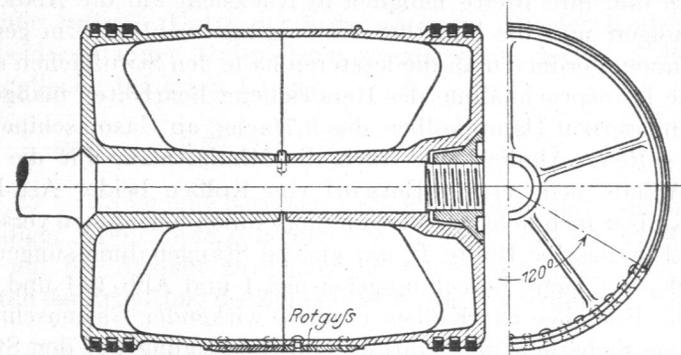


Abb. 974. Gleichstromdampfmaschinenkolben nach Prof. Stumpf.

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° umspannen. Der Belag kommt der Eigenart 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

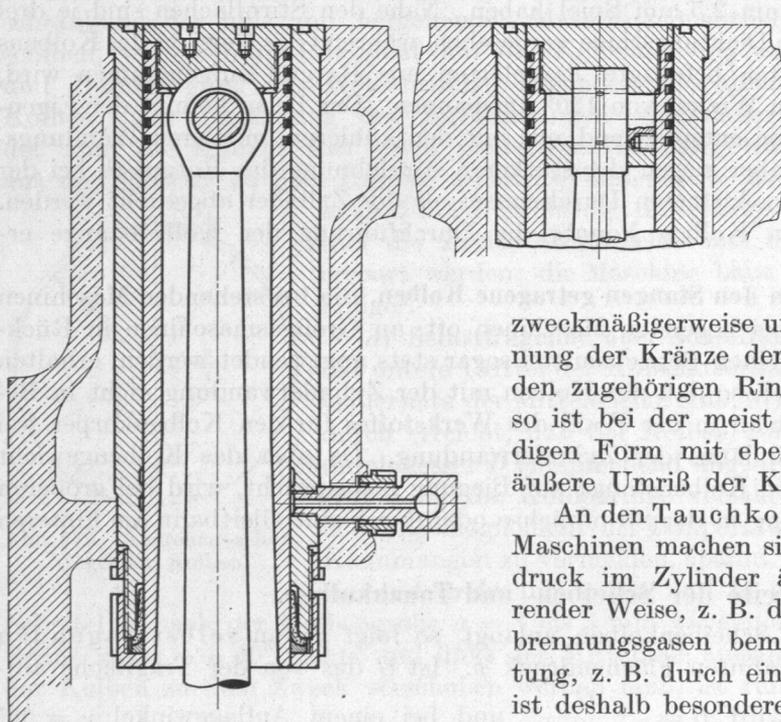


Abb. 975. Tauchkolben für einen Hochdruckkompressor.

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 kg/cm^2 . Als Beanspruchung auf Biegung werden an einsatzgehärtetem Stahl 1000 und mehr 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-

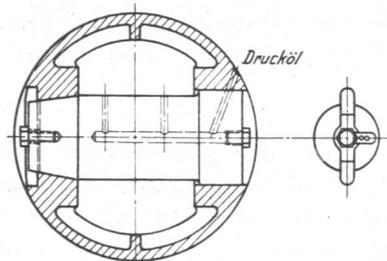


Abb. 976. Kolbenbolzen durch Riegel gesichert.

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-