

III. Schneidenlager.

Schneidenlager ermöglichen kippende Bewegungen, erhalten bei geringen Kräften scharfe Schneiden von etwa 45° Neigung, die in vertieften Pfannen, Abb. 1655, schwingen, bei größeren Belastungen stumpfe Schneiden, die auf einer Ebene aufliegen, Abb. 1656. Als Baustoff wird gehärteter, gelb oder gar nicht angelassener Stahl verwendet. Die Schneide wird nach dem Härten, wenn möglich nach dem Einbau in den Schneidenträger selbst, genau gerade geschliffen und in diesem entweder durch Eintreiben und Verstemmen in einer schwalbenschwanzförmigen Nut oder durch Verspannen mittels einer Beilage, Abb. 1656, befestigt.

Bei der Berechnung empfiehlt Bach 1000 bis 2000 kg auf 1 cm Schneidenlänge zugrunde zu legen. An Festigkeitsprüfmaschinen finden sich aber Werte von 3000 bis 3500 kg/cm auf die Höchstlast bezogen, wobei freilich Spuren von Eindrücken auftreten, ohne aber die Leistungsfähigkeit der Maschine zu beeinträchtigen. Je schärfer die Schneide ist, um so geringer wird man die spezifische Belastung wählen.

Abb. 1657 zeigt die Formgebung und Lagerung des Haupthebels einer Festigkeitsprüfmaschine von 50 t Höchstbelastung der Firma Schenck, Darmstadt. Die vier Schneiden *I* bis *IV* liegen auf einer Geraden, damit das Hebelverhältnis, das $\frac{a}{b} = \frac{1}{100}$ beträgt, auch bei Schwankungen unverändert bleibt. Sie sind wie folgt beansprucht:

Hauptschneide *II*. Auf sie wirken bei der Höchstbelastung der Maschine $P_0 = 50000$ kg, ferner das Eigengewicht des Hebels, einschließlich des Gegengewichts, $G_1 = 615$ kg, das Gewicht des auf den Schneiden *I* und *III* ruhenden Gehänges $G_2 = 60$ kg und der Gehängezug an Schneide *IV* $P' = 830$ kg, insgesamt $P = 51505$ kg. Somit ist die spezifische Belastung bei der Schneidenlänge $l_2 = 2 \cdot 16$ cm:

$$p = \frac{P}{l_2} = \frac{51505}{32} = 1610 \text{ kg/cm.}$$

Schneide *I* und *III*:

$$p = \frac{P_0 + G_2}{2 \cdot l_2} = \frac{50000 + 60}{2 \cdot 14,5} = 1730 \text{ kg/cm.}$$

Schneide *IV*:

$$p = \frac{P'}{l_4} = \frac{830}{5} = 166 \text{ kg/cm.}$$

Biegebeanspruchung des Hebels an der Schneide *III* im Querschnitt *xx*, unter Vernachlässigung des Eigengewichts des Hebelendes:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6(830 \cdot 87 + 25030 \cdot 3)}{5 \cdot 11,5^2} = 1340 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung im Querschnitt *yy* der Hauptschneide:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot 25750 \cdot 9,25}{5 \cdot 16^2} = 1120 \text{ kg/cm}^2.$$

Zweieundzwanzigster Abschnitt.

Führungen, Maschinenrahmen und -gestelle.

A. Führungen.

Gleitende Teile, wie die Schlitten und Tische der Werkzeugmaschinen und die Kreuzköpfe der Kurbeltriebe können in offenen Führungen, Abb. 1658 bis 1661, laufen, wenn die Kräfte, die auf die Gleitflächen wirken, dauernd ein und dieselbe Richtung haben, müssen aber in doppelten, Abb. 1662 bis 1664 und 1667 oder in geschlossenen, Abb. 1669, geführt werden, wenn die Kraftrichtung wechselt.

Die ebene Führung, in Abb. 1658 im Querschnitt dargestellt, genügt für Tragschlitten, die lediglich Gewichtswirkungen aufzunehmen haben. Gegenüber senkrechten Kräften, gleichzeitig aber auch gegenüber mäßigen seitlichen, sind offene Prismenführungen, wie in Abb. 1659, geeignet. In Abb. 1660, dem Reitstock einer Drehbank entnommen, ist die seitliche Führung durch das Prisma *P* gesichert. Die Gleitfläche *G* dient lediglich zur Stützung und gestattet die freie Ausdehnung durch die Wärme. Abb. 1662 bis 1664 geben Schlittenführungen an Werkzeugmaschinen wieder, bei denen Schwalbenschwänze das Abheben der Schlitten verhüten; die zweite Form besitzt Nachstellmöglichkeit.

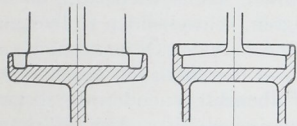


Abb. 1658 und 1659. Offene, ebene Führungen.

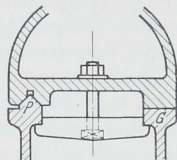


Abb. 1660. Reitstockführung.

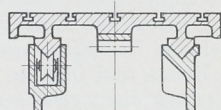


Abb. 1661. Schlittenführung an Werkzeugmaschinen.

Eine geschlossene Prismenführung zeigt Abb. 1665, eine Rundführung mit Sicherung gegen Drehen durch eine Feder Abb. 1666. Kreuzkopfbahnen, wegen der Möglichkeit des Wechsels der Kräfte an den Gleitflächen fast immer doppelt ausgebildet, sind in den Abb. 1667 bis 1669 dargestellt; in Abb. 1667 eine eingleisige, in Abb. 1668 eine zweigleisige Führung mit gehobelten oder gefrästen Laufflächen, in Abb. 1669 eine durch Ausbohren bearbeitete Rundführung.

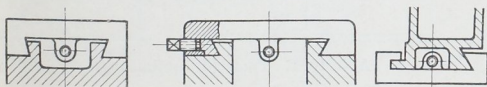


Abb. 1662 bis 1664. Schlittenführungen an Werkzeugmaschinen.



Abb. 1665. Geschlossene Prismenführung.

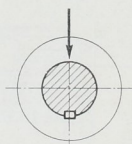


Abb. 1666. Rundführung.

Bei der Wahl und Durchbildung der Führung ist vor allem auf die richtige Aufnahme der Kräfte zu achten. Eintretende Abnutzung ist darf keinesfalls schädlich wirken. Am einfachsten ist es, sie durch niedrige Flächendrucke gering zu halten; an gußeisernen Kreuzkopfbahnen tritt beispielweise, gute Bearbeitung und Schmierung der Gleitflächen vorausgesetzt, bei 2 bis 3 kg/cm² Auflagedruck selbst nach jahrelangem Betrieb keine merkbare Abnutzung ein. Nachstellvorrichtungen sind meist umständlich und teuer, verlangen auch sachverständige Behandlung.

Auch elastische Formänderungen sind sorgfältig zu beachten und durch geeignete Form und genügend kräftige Ausbildung der Führungsteile möglichst zu beschränken. Um bei dauerndem Lauf Gratbildungen zu vermeiden, läßt man die Gleitstücke über die Gleitbahnen hinwegschleifen, vgl. Abb. 1194.

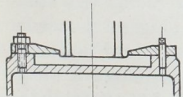


Abb. 1667. Eingleisige Kreuzkopfführung.

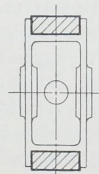


Abb. 1668. Zweigleisige Kreuzkopfführung.

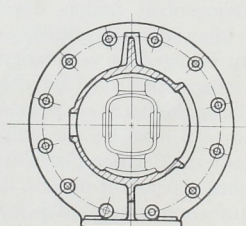


Abb. 1669. Kreuzkopfrundführung.

Eine einfache Geradföhrung, für Schieberstangen und ähnliche Teile geeignet, war schon in Abb. 1158 dargestellt. In der schwingenden Stange auftretende Zugkräfte werden durch den Bolzen *Z*, Druckkräfte dagegen durch den genau zylindrisch gefrästen Kopf auf die eine größere Auflagefläche bietende Bronzeschale *B* übertragen, so daß

die Ausführung für den Fall besonders geeignet erscheint, daß die Druckkräfte größer als die Zugkräfte sind. Abnutzung kann durch Unterlegen von Blechen oder auch durch Einschalten eines Keiles unter der Schale *B* ausgeglichen werden. Die gerade geführte Stange ist auf Biegung beansprucht und muß dementsprechend kräftig — die Führungsbüchse, um seitliche Abnutzungen zu vermeiden, genügend lang gehalten werden.

Die Biegemomente in der Stange können durch eine Führung an beiden Enden, Abb. 1670, herabgesetzt werden; freilich ist dann eine Gabelung oder Kröpfung der anschließenden Stange nötig.

Abb. 1671 zeigt die Führung eines Tragschlittens zwischen dem Dampfzylinder und der Pumpe einer Wasserwerkmaschine. Es genügt eine offene, ebene Gleitbahn, da nur das Gewicht der Kolbenstange samt den darauf befestigten, schwebenden Kolben aufzunehmen ist. Ein rings um die Gleitbahn laufender Rand hält das Öl zusammen. An den Enden sind Ölnäpfe vorgesehen, in welche der Schuh in den Totlagen taucht. Das Gleitstück dient gleichzeitig zur Kupplung der beiden Kolbenstangenenden durch zwei Querkeile; durch einen Flachkeil ist es der Höhe nach genau einstellbar. Der Führungsbock, auf den Grundrahmen der Maschine verschraubt, ist in seiner Lage durch zwei Paßstifte gesichert.

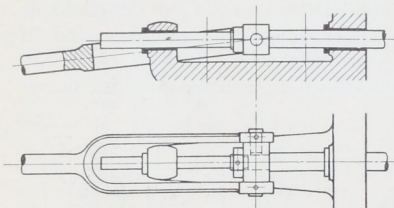


Abb. 1670. Stangenführung.

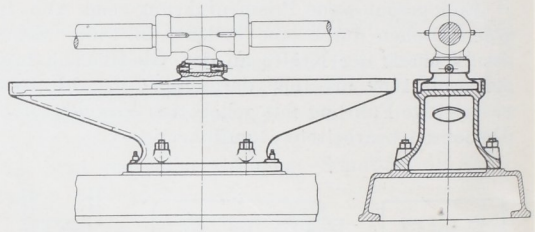


Abb. 1671. Tragschlittenführung.

B. Maschinenrahmen und -gestelle.

1. Allgemeine Gesichtspunkte.

Rahmen und Gestelle haben zur Aufgabe, die einzelnen Teile einer Maschine zu verbinden und die zwischen denselben auftretenden Kräfte zu übertragen. Je nach deren Wirkung und der Größe sowie nach der Art der Maschine erfahren die Rahmen die verschiedenartigste konstruktive Durchbildung. Grundsätzlich ist zu beachten, daß die Kräfte möglichst unmittelbar aufgenommen, dort, wo sie auftreten, beherrscht und auf dem nächsten und einfachsten Wege weiter geleitet werden. Dieselben sollen keine Gelegenheit finden, durch Hebelarme als Momente oder auf Umwegen ungünstig zu wirken; denn damit ist stets eine Steigerung der Beanspruchungen oder ein Mehrverbrauch an Baustoffen verbunden. Weitgehendst ist der Kräfteschluß in der Maschine selbst anzustreben, das Durchleiten der Kräfte durch fremde Teile, durch das Fundament, durch Mauern oder dgl. zu vermeiden. Stets sollen die Rahmen so stark gehalten werden, daß sie für sich allein den äußeren Kräften mit der nötigen Sicherheit standhalten. Bei der Berechnung müssen diese also in ihrer vollen Größe eingesetzt werden, ohne Rücksicht darauf, daß sie etwa teilweise von anderen Stücken oder vom Fundament aufgenommen werden könnten. Möglichst sollen die Rahmen verhältnismäßig kräftiger und sicherer ausgeführt werden, als die mit ihnen verbundenen, leichter ersetzbaren Teile, wie etwa die Schrauben eines Lagerdeckels, damit diese bei außergewöhnlichen Belastungen eher nachgeben und brechen als der betreffende Rahmen.

Häufig sind Formänderungen für die Wahl der Abmessungen, Formen und Wandstärken der Rahmen maßgebend. So müssen die Gestelle der Werkzeugmaschinen im Verhältnis zu den auftretenden Belastungen sehr steif und kräftig durchgebildet werden, um zur Erzielung genauer Bearbeitung keine Erschütterungen oder Schwingungen auf-

kommen zu lassen. Durch breite Auflageflächen, starke Anker und im Falle dauernder Aufstellung der Maschine durch sorgfältiges Untergießen mit Zementmörtel ist für eine gute Auflage und eine feste Verbindung der Gestelle oder Grundplatten mit dem Fundament Sorge zu tragen, namentlich wenn dessen Masse zur Dämpfung von Bewegungen oder Schwingungen dienen soll. Die Rahmen schwerer Maschinen wird man auf ihrer ganzen Länge aufliegen lassen; leichte Gestelle kann man mit Tragfüßen oder Stützen versehen.

2. Baustoffe und zulässige Beanspruchungen.

Als Baustoff kommt in erster Linie für die Kraft-, Arbeits- und Werkzeugmaschinen das billige Gußeisen in Frage. Wenn große Kräfte aufzunehmen oder zu übertragen sind, greift man zum Stahlguß oder zum Walzeisen, zu diesem aber auch dann, wenn die Beschränkung der Gewichte oder der Massen wichtig ist. So hat das Schmiedeeisen das Gußeisen an den Hebemachines fast völlig verdrängt. Das zeigen sowohl die Handwinden, bei denen es gilt, das Gewicht niedrig zu halten, um das Fortschaffen zu erleichtern, wie alle neueren Laufkrane, an denen die Einschränkung der Massen mit zunehmender Fahr- und Arbeitsgeschwindigkeit immer wichtiger wurde.

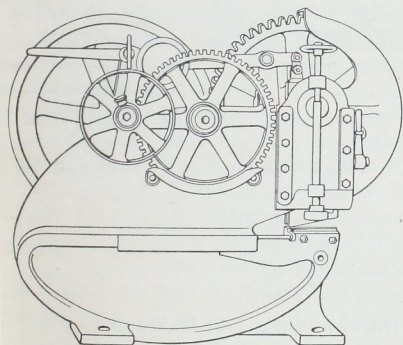


Abb. 1672. Blechscherer mit Stahlgußrahmen.

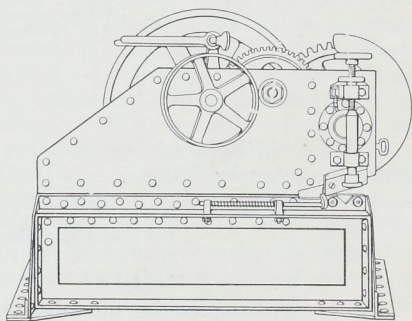


Abb. 1673. Blechscherer mit Walzeisenrahmen.

Die Rahmen der Fahr- und Flugzeugmotoren bestehen aus Leichtmetallen, insbesondere aus Aluminiumguß. Ausnahmsweise findet man Bronze, z. B. bei den Gestellen sehr leichter Bootsmaschinen angewendet. Wegen ihrer großen Festigkeit und leichten Gießbarkeit gestattet sie sehr geringe Wandstärken unter bedeutenden Gewichtsparsnissen zu wählen.

Welchen Einfluß die Eigenart des Baustoffes auf die Gestaltung und Durchbildung der Rahmen hat, zeigen deutlich die Abb. 1672 und 1673. Die erste gibt eine größere Schere mit einem einteiligen Stahlgußrahmen in Rippenguß mit gut abgerundeten Formen wieder. Demgegenüber besitzt der Walzeisenständer, Abb. 1673, einer gleichen Maschine geradlinige, eckige Umrisse, entsprechend der Bearbeitung der Bleche und Formeisen durch Abschneiden auf der Schere und durch Hobeln. Der Rahmen mußte aus mehreren Teilen zusammengenietet werden.

Die zulässigen Beanspruchungen werden wegen der Formänderungen und wegen der Schwierigkeit des Ersatzes der schweren Teile bei einem etwaigen Bruch meist niedrig gehalten. Beispielweise pflegt man an Kraftmaschinen mittlerer Größe bei gutem Gußeisen Zugspannungen von 150 bis höchstens 200 kg/cm², Biege- oder Gesamtspannungen von 250 bis 350 kg/cm² zuzulassen. Daß an Stellen mit plötzlichen und scharfen Übergängen, wo Kerbwirkung eintritt, besonders niedrige und vorsichtige Wahl der rechnermäßigen Spannungen geboten ist, war an Hand des Bachschen Versuchsstückes, Abb. 1538, und an dem Lager, Abb. 1537, schon auf Seite 869 gezeigt worden. Zur Kraftebene

unsymmetrische Querschnittformen besitzen geringere Widerstandsfähigkeit, als die Rechnung erwarten läßt. Die Grundplatte eines Kraftwagenmotors, Abb. 1674, aus Aluminiumguß brach bei der Belastung auf Biegung durch eine Einzelkraft in der Mitte bei einer rechnungsmäßigen Zugspannung von 1020 kg/cm^2 im Punkte *A*, während Zugproben, die aus den Wandungen des Rahmens herausgeschnitten wurden, im Mittel

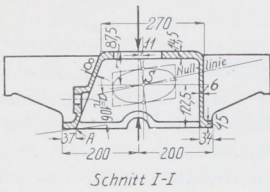
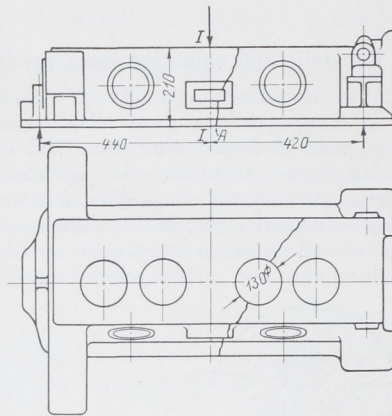


Abb. 1674. Motorrahmen.
M. 1 : 16.



aus drei Versuchen 1540 kg/cm^2 Zugfestigkeit des Baustoffes ergaben. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Durchbiegung der schrägen Seitenwand etwa dreimal größer als diejenige der senkrechten war, so daß die Dehnungen an der Rahmenunterkante *A* zuerst das zulässige Maß überschritten und den Bruch einleiteten.

Für den Auflagedruck auf dem Fundament oder sonstigen Unterstützungsmitteln gelten die folgenden Zahlen:

Auf Klinkern in Zement	4–5 kg/cm^2 ,
Auf Bauziegeln und Beton	3–4 kg/cm^2 ,
Auf harten Holzbalken	4–5 kg/cm^2 ,
Auf Tannen- und Kiefernholzbalken	2–3 kg/cm^2 .

3. Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Rahmen.

Die im Absatz 1, S. 920, erwähnten Grundsätze seien im folgenden an einzelnen Beispielen älterer und neuerer Bauweise erläutert, um die Vor- und Nachteile der einzelnen Ausführungen und die Fortschritte in der Gestaltung der Rahmen zu zeigen. An den alten

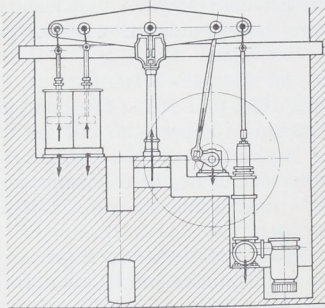


Abb. 1675. Alte Schwinghebelmaschine.

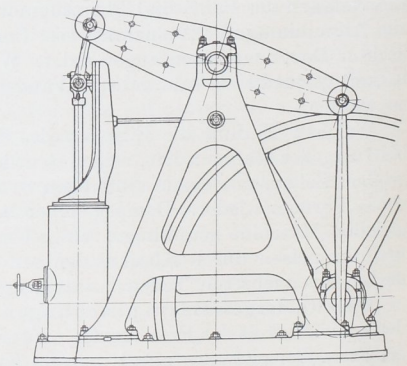


Abb. 1676. A-Rahmen einer Schwinghebelmaschine.

Schwinghebel-(Balancier)dampfmaschinen, Abb. 1675, wurde der Kraftschluß zwischen dem Dampfzylinder, dem Hebellager, dem Kurbellager und der angetriebenen Pumpe durch das Fundament vermittelt, in welchem sowohl Zug- und Druckkräfte, wie

auch Biegemomente wirken. Gegenüber Zugspannungen besitzt aber Mauerwerk sehr geringe Widerstandsfähigkeit; Risse im Fundament und Verschiebungen einzelner Teile gegeneinander, Klemmungen und Brüche in der Maschine selbst waren die Folge. Fundamente sollen lediglich dazu dienen, die Gewichte auf den Untergrund zu verteilen und die Schwingungen, die die freien Kräfte hervorrufen, durch ihre Masse zu dämpfen, sollen aber nicht zur Übertragung von Kräften herangezogen werden. Kraftschluß läßt sich bei Schwinghebelmaschinen durch *A*-Rahmen, Abb. 1676, erreichen, der das Hebellager mit dem Zylinderfuß und dem Kurbelwellenlager verbindet.

Liegende Kraftmaschinen hatten früher durchlaufende Grundrahmen, Abb. 149, auf denen die Zylinder, die Gleitbahnen für die Querhäupter und die Kurbellager aufgesetzt und befestigt waren. In solchen Rahmen entstehen nun durch den Hebelarm *h*, an dem der auf den Zylinderdeckel wirkende Dampfdruck und die Gegenkraft im Lager angreifen, bedeutende Biegemomente. Ferner ist das Zusammenpassen der einzelnen Teile umständlich und schwierig. Durch die zahlreichen Schrauben und Stellkeile, welche die Kräfte übertragen müssen, bilden sich unvermeidlich größere Formänderungen aus; gleichzeitig nimmt die Sicherheit insofern ab, als das Lösen eines Teiles die Maschine gefährden kann.

Vom Bajonettrahmen, Abb. 150, werden die im Zylinder wirkenden Kräfte zentrisch, ohne jeden Hebelarm aufgenommen und unter Ausschluß von Zwischenmitteln, sowie unter wesentlich geringeren Biegemomenten zum Lager geleitet. Durch Hochziehen des Armes *A* an der Ansatzstelle des Lagers und namentlich durch Beschränken des Abstandes *b* der Lagermitte von der Maschinenachse, also insbesondere durch richtige Ausbildung der Stirnkurbel, kann man konstruktiv erheblich zur Verminderung der Biegemomente und Beanspruchungen im Rahmen, übrigens auch in der Welle, beitragen.

Die wichtigsten, bei der Gestaltung durchzubildenden Querschnitte sind in Abb. 1699 mit *I*, *II* und *III* bezeichnet und im Berechnungsbeispiel in bezug auf die an ihnen wirkenden Kräfte und entstehenden Spannungen eingehend untersucht. Allgemein ist hier zu bemerken, daß die Querschnitte *I* und *II* an doppeltwirkenden Maschinen schwellend, *III* aber wechselnd auf zusammengesetzte Festigkeit in Anspruch genommen werden. Die im Querschnitt *II* durch das Biegemoment erzeugte Zugspannung an der Lagerhöhlung kann man konstruktiv dadurch niedrig halten, daß man den Schwerpunkt *S*, Abb. 1700, durch Wahl geeigneter Formen und Wandstärken hoch legt. Bei großen Kräften läßt man die Wangen oft tief in das Fundament hineingreifen, vgl. Abb. 1522, wenn die Rahmenhöhe zugunsten geringeren Werkstoffverbrauchs nicht zu groß werden soll. Den Bajonettarm setzt man möglichst hoch am Lagerkörper an, gibt ihm nach der Ansatzstelle an der Gleitführung zu wachsendes Widerstandsmoment und läßt ihn allmählich in die Führungswände übergehen. Die Flansche zum Ansetzen der Zylinder sind steif und kräftig zu halten, namentlich wenn man mit wenig Verbindungsschrauben auskommen will.

Bei kleineren Maschinen genügt die Unterstützung eines solchen Rahmens durch gute Auflageflächen unter dem Lager und durch einen Fuß am Flanschende, Abb. 1695, bei mittleren bringt man eine weitere Stütze am vorderen Gleitbahnenende an, bei großen läßt man den Vorderteil, Abb. 1698 oder schließlich den gesamten Rahmen in seiner ganzen Länge auf dem Fundamente, Abb. 1677, aufliegen.

Das am Bajonettrahmen, Abb. 1699, wirksame freie Moment $P_0 \cdot b$ aus dem Kurbelzapfendruck P_0 und dem Abstand *b* der Lager- und Zylindermitten, das durch die Reibung an der Rahmenunterfläche auf das Fundament übertragen werden muß, wird am Gabelrahmen, Abb. 1677, ganz vermieden. Die Kolbenkraft zerfällt in die beiden Lagerdrücke, verteilt sich auf die Rahmenwangen und wirkt wesentlich günstiger, so daß die Wellen- und Lagerabmessungen bedeutend geringer werden können. Andererseits ist die Ausführung der notwendigerweise gekröpften Welle und zweier Hauptlager, an Stelle eines einzigen, aber größeren, schwieriger und teurer und die Zugänglichkeit des Kurbeltriebs geringer. Gabelrahmen finden sich vorzugsweise an einachsigen und großen Maschinen.

Die Ausführungskosten, die statische Unbestimmtheit und die größere Empfindlichkeit der Welle bei Fehlern im Zusammenbau zweiachsiger Maschinen, veranlassen aber die Amerikaner, Bajonett-rahmen selbst für Gasmaschinen größter Abmessungen anzuwenden.

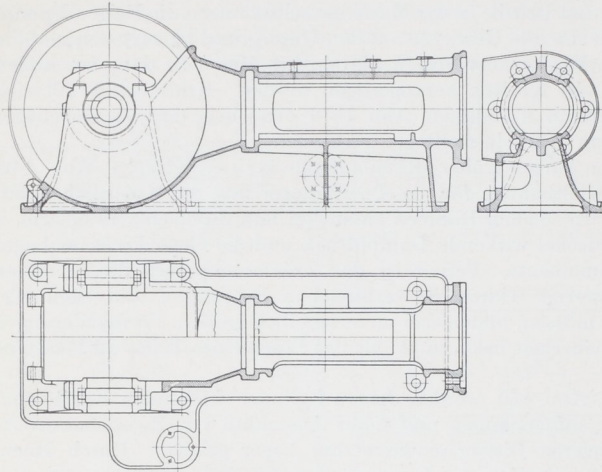


Abb. 1677. Gabelrahmen.

halten. Die wichtigsten Mittel hierzu sind: eine im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser R geringe Schubstangenlänge L ($R:L = 1:4,5$ bis $1:4$) und das Hochziehen der Stütz-

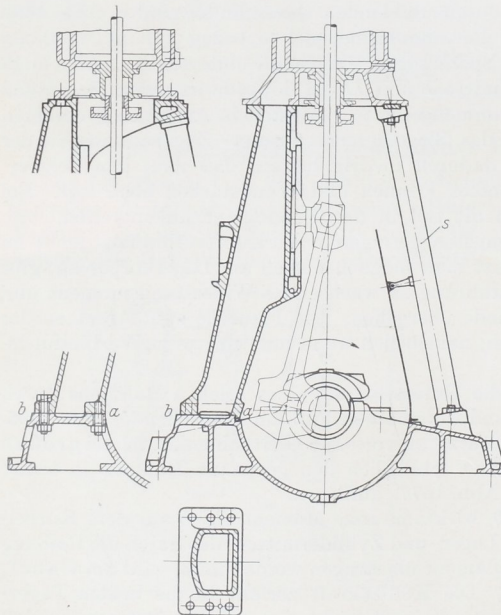


Abb. 1678. Rahmen einer stehenden Dampfmaschine.

In Abb. 1679 ist der A -Rahmen einer stehenden Verbrennungsmaschine mit dem Kühlmantel für den Zylinder zusammengelassen. Er gewährleistet die zentrische Aufnahme, die symmetrische und gleichmäßige Übertragung der Kräfte vom Zylinder auf

die Amerikaner, Bajonett-rahmen selbst für Gasmaschinen größter Abmessungen anzuwenden. Beispiele für Rahmen stehender Kraftmaschinen zeigen die Abb. 1678 bis 1684. Durchweg werden heutzutage die Zylinder oben, die Lager unten angeordnet, weil dadurch die seitlichen Kräfte, die durch den Druck des Kreuzkopfes auf die Gleitbahn gegeben sind, besser und sicherer beherrscht werden. In erster Linie gilt es, das Moment, das dieser Druck an der Grundplatte oder am Fundament erzeugt, klein zu

flächen des Rahmens auf dem Fundament. Zur Beschränkung der Gesamthöhe stehender Maschinen — wichtig sowohl wegen der Kosten, als auch wegen der Schwingungen, die durch die taktmäßige Wirkung des Kreuzkopfes hervorgerufen werden können — dienen ferner: die gedrängte Durchbildung des Kreuzkopfes und die Verwendung kegelförmiger Kolben oder bei einfachwirkenden Maschinen das Weglassen des Kreuzkopfes unter Einbau des Zapfens im Kolben. Wichtig ist eine sichere Verbindung der Ständer oder Säulen mit der Grundplatte. So empfiehlt es sich, im Falle der Abb. 1678 Schrauben an der Kante a anzubringen, weil der Kreuzkopfdruk den Ständer nach außen abzubiegen und Klaffen bei a hervorzurufen sucht. Zur Aufnahme der Kippmomente müssen die Grundplatten genügende Breite haben und die Ankerschrauben in großem Abstände voneinander, senkrecht zur Maschinenachse gemessen, angeordnet werden.

die Grundplatte, ist durch Ausbohren längs der Hauptmittellinie und durch gleichzeitiges Abdrehen der Füße und des oberen Flansches leicht bearbeitbar und besitzt große Standfestigkeit. Die Rahmenschenkel werden durch Längskräfte beansprucht, wenn die Verbindung mit der Grundplatte derart ausgebildet ist, daß die Mittel-

kräfte in die Schwerlinien der Schenkel fallen und wenn die wagerechte Seitenkraft an der Trennfläche sicher durch die Reibung, die die

Verbindungs-schrauben erzeugen oder durch Paßstifte oder Keile aufgenommen wird. Ferner muß die Grundplatte genügende Steifigkeit haben;

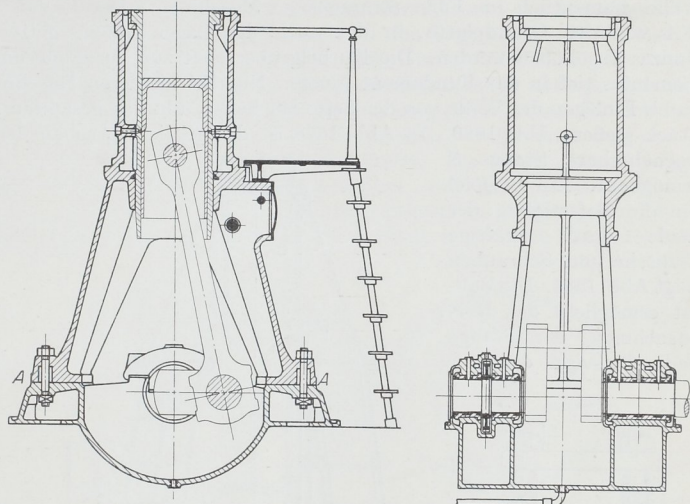


Abb. 1679. A-Rahmen einer stehenden Verbrennungsmaschine.

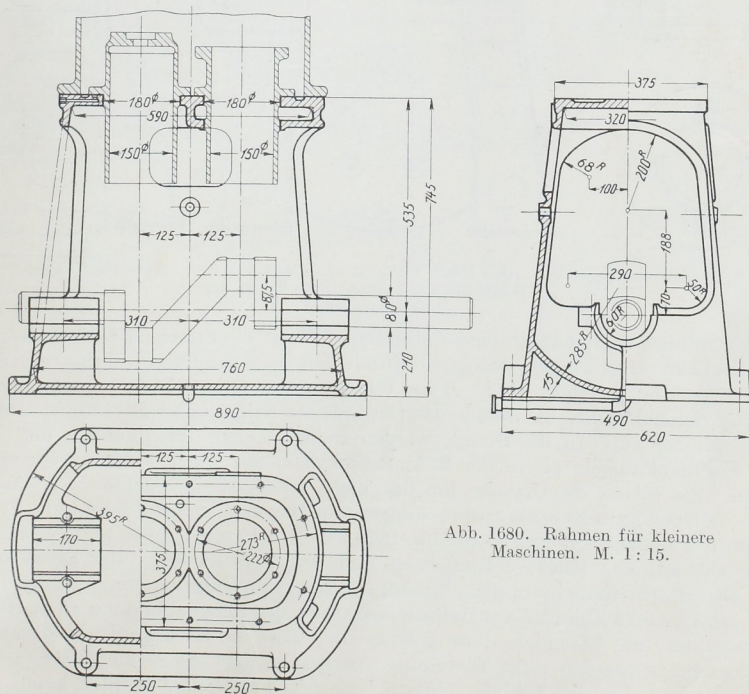


Abb. 1680. Rahmen für kleinere Maschinen. M. 1: 15.

biegt sie sich durch die Wirkung der Lagerkräfte durch, so können erhebliche Biegemomente auch in den Rahmenschenkeln entstehen. Nachteilig ist die verminderte Zugänglichkeit des Kurbeltriebes und der Lager, sowie der schwierige Ausbau der Welle, namentlich im Falle mehrachsiger Maschinen. Der Rahmen ist in der Ebene *AA* von der Grundplatte, in der auch die Lager sitzen, getrennt und kann als Ganzes abgehoben werden. Die Kurbelgrube greift zur Verminderung des Seitendruckmomentes tief in das Fundament hinein. Nur bei kleineren Maschinen kann man sich durch Einlegen der Welle von der Seite her helfen und den gesamten Rahmen aus einem Stück gießen, Abb. 1680. In Abb. 1678 ist der seitliche Ausbau der Welle durch eine wegnehmbare Stange *S* ermöglicht. Ein Beispiel für die Befestigung der Säule durch kräftige Flansche und Schrauben zeigt Abb. 1681. Die Bauart ermöglicht das Herausnehmen der Stange dadurch, daß die vier

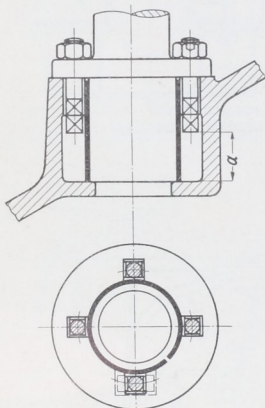


Abb. 1681. Säulenbefestigung.

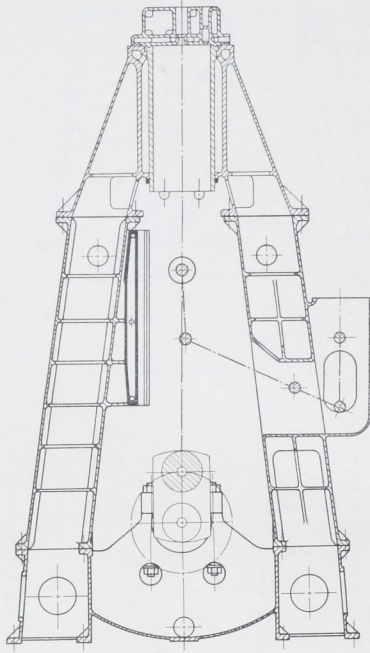


Abb. 1682. Rahmen einer stehenden Schiffsdieselmachine. Ständer in der Kröpfungebene.

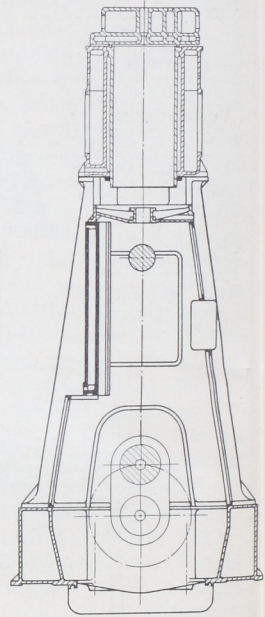


Abb. 1683. Kastenrahmen.

Hammerschrauben nach dem Lösen der Muttern sich um die Strecke *a* senken lassen und in dem Stutzen verschwinden, wobei sie durch den eingesetzten Blechring gegen seitliche Verschiebung gesichert sind. Beim Wiederzusammenbau benutzt man zum Anheben eine Hilfsschraube, die man in das Gewinde am Schraubeneinde einführt und setzt dann die Mutter auf. In der Stange werden freilich höhere Spannungen und damit größere Formänderungen als in der Rahmenrückwand mit ihrem größeren Querschnitt entstehen. Sie bilden die Ursache für das nicht selten zu beobachtende Nicken der Zylinder und bedingen Nebenbeanspruchungen auf Biegung in der Rückwand. Ständer und Unterteil können im Fall der Abb. 1678 ein Stück sein; doch werden sie meist in Rücksicht auf das leichtere Einformen und den Versand längs der Ebene *ab* getrennt. Die Bearbeitung ist umständlicher; die Kreuzkopfführung nur einseitig. Empfehlenswert ist, den Zylinder am Rahmenkopf nach der Nebenabbildung zu zentrieren, eine Maßnahme, die besonders dann geboten ist, wenn die Kreuzkopfbahn durch Ausbohren bearbeitet werden soll. Die Stange verspannt dort die Grundplatte mit dem Rahmenkopf, auf den der Zylinder ohne Schwierigkeit aufgesetzt werden kann.

Die Lage der Rahmenfüße in der Ebene des Kurbeltriebes, Abb. 1682, führt zu einer breiten Grundplatte und einem oft unbequem großen Raumbedarf der Maschine, weil zwischen den Ständern Platz für die Kurbelkröpfung und den unteren Schubstangenkopf vorhanden sein muß. Ferner entsteht durch den großen Abstand der Angriffspunkte der Rahmenwangen ein beträchtliches Biegemoment in der Lagerebene. Beide lassen sich durch Kastenrahmen, Abb. 1683, vermindern, indem die Ständer- oder Rahmenwände in die Kurbellagerebenen verlegt und um die Kurbelgrube herum geführt werden, eine Ausführung, die sich bei kleineren Maschinen, aber auch bei großen Schiffs- und den neueren Verbrennungsmaschinen häufig findet. Die nötige Längssteifigkeit, die namentlich bei mehrachsigen und bei Schiffsmaschinen äußerst wichtig ist, weil die mehrfach gekröpften Wellen gegen Lagerungsfehler sehr empfindlich sind, gewinnt man durch Verschrauben

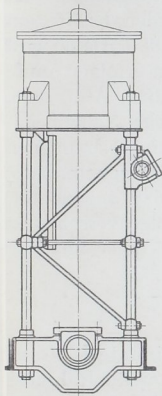


Abb. 1684. Rahmen für leichte Schiffsmaschinen.

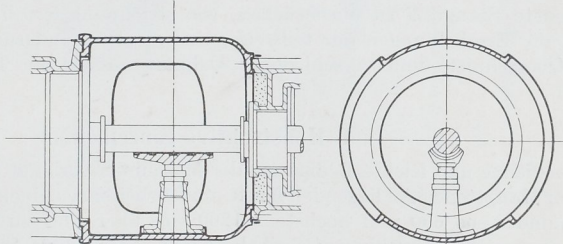


Abb. 1685. Zwischenstück mit seitlichen Ausschnitten.

der einzelnen Gestelle zu einem Ganzen oder durch Zusammengießen mehrerer in einem Block. Es entsteht so ein mit der Grundplatte einen einzigen, geschlossenen, kastenförmigen Körper bildender steifer Träger von großer Widerstandsfähigkeit, in den die Maschine eingebaut ist.

Ganz leichte Rahmen, aus Stahlstangen, die im Dreieckverband angeordnet sind, Abb. 1684, finden sich an Schiffs- und Torpedobootmaschinen, auf Jachten usw. Auch

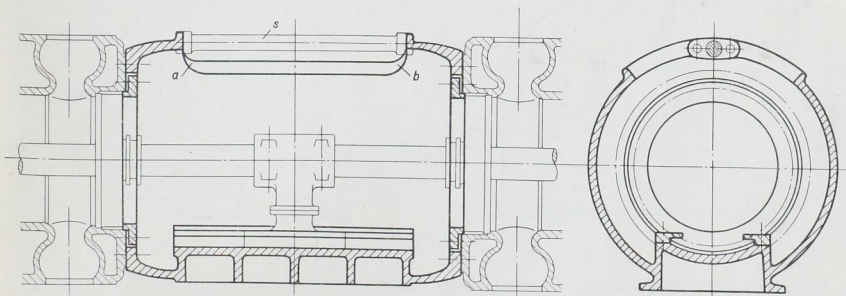


Abb. 1686. Zwischenstück mit Ausschnitt oben.

die Stangenverbindung zwischen der Pumpe und der Dampfmaschine, Abb. 151 und Tafel I, bietet ein Beispiel für unmittelbare Kraftübertragung. Sie ersetzt den teuren, vielfach üblichen Grundrahmen und gestattet, die auf die Pumpendeckel wirkenden Kräfte ohne Hebelarm, also lediglich durch Zug- und Druck- bzw. Knickspannungen in den Stangen zu übertragen.

Bei den neueren Schiffsölmotoren hat man die Zylinder mit den Rahmen durch Schrauben verbunden, die vom Rahmengrunde bis zur oberen Fläche des Zylindermantels

hindurchreichen, also die auf diese wirkenden Kräfte unmittelbar aufnehmen, die Zylinderwandungen aber entlasten.

Zwischenstücke oder Laternen zur Verbindung der Zylinder von Reihenmaschinen oder zum Anschluß von Gebläse- oder anderen Arbeitszylindern an die Kraftmaschinen sollen die Kräfte möglichst zentrisch übertragen, oft aber auch das Nachsehen und Ausbauen der Kolben und Stopfbüchsen oder ihrer Liderungen ermöglichen. Zu dem Zwecke erhalten sie Ausschnitte, die in Rücksicht auf die wirkenden Kräfte am besten beiderseits und symmetrisch zueinander angeordnet werden, Abb. 1685. Dabei wird freilich das Herausnehmen der erwähnten Teile, das von der Seite her erfolgen muß, nicht unerheblich erschwert. Ein weiter Ausschnitt in der oberen Hälfte, Abb. 1686, verbessert die Zugänglichkeit, bedingt aber Biegespannungen, sowie hohe Nebenbeanspruchungen in den Kehlen *a* und *b* und nicht selten infolge der damit verbundenen Formänderungen Klemmungen beim Betrieb. Die Öffnung durch eine wegnehmbare, geschmiedete Stange *S* zu überbrücken, wie strichpunktiert in Abb. 1686 angedeutet, beseitigt die Erscheinungen nur teilweise, weil die Formänderungen infolge verschieden großer Querschnitte und verschiedener Dehnungszahlen der Baustoffe doch ungleich ausfallen.

4. Konstruktive Einzelheiten.

Die bequeme und leichte Bedienung der Maschinen verlangt eine bestimmte Höhenlage ihrer Hauptteile. An liegenden Kraft- und Arbeitsmaschinen pflegt man die Rahmenmitten mindestens 600 und höchstens 1200 mm über Flur zu legen. Niedrigere Maschinen werden zweckmäßig auf Sockel gestellt, höhere mit Stufen oder Treppen versehen. Große stehende erhalten je nach ihren Abmessungen und ihrer Bauart eine oder mehrere Plattformen oder Umgänge, welche die Triebwerk- und Steuerteile zugänglich machen. Die Spindelhöhe gewöhnlicher Drehbänke, Fräsmaschinen und ähnlicher Werkzeugmaschinen beträgt 1000 bis 1200, die Tischhöhe von Hobelmaschinen 500 bis 700 mm. Handkurbeln zum Antriebe von Hebemaschinen usw. sollen im Mittel 1000 mm über Flur liegen.

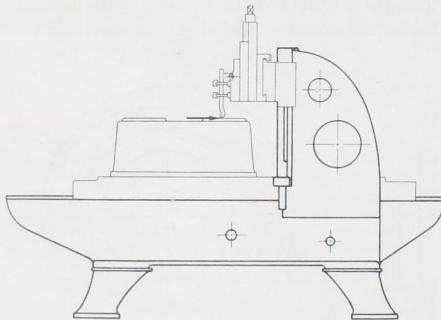


Abb. 1687. Hobelmaschinenständer mit parabolisch begrenztem Werkzeugträger.

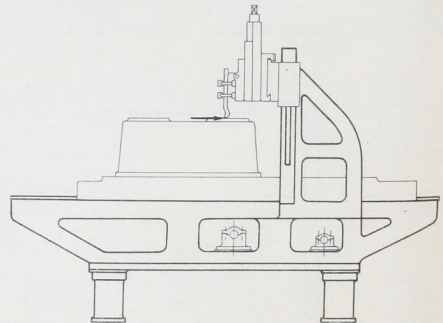


Abb. 1688. Hobelmaschinenrahmen älterer Form.

Im allgemeinen sind kastenförmige Körper verrippten vorzuziehen, nicht allein des glatteren Aussehens wegen, sondern auch größerer Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegemomenten und geringerer Formänderungen halber. Beispielsweise findet man an Werkzeugmaschinen mit geradlinigen Bewegungen der Tische und Werkzeugschlitten häufig kastenförmige Gestelle, die, oft ohne Füße unmittelbar auf das Fundament gesetzt, einen sehr steifen und widerstandsfähigen Grundkörper bilden.

Vielfach kann man von den Formen gleicher Festigkeit Gebrauch machen, die die günstigste Ausnutzung der Baustoffe bei geringstem Gewicht gestatten. So benutzt

man an Hobelmaschinen, Abb. 1687, zur Aufnahme des wagrecht wirkenden Spanndruckes am Werkzeug heutzutage vorwiegend den Parabelständer an Stelle der älteren Form, Abb. 1688, an senkrechten Stoßmaschinen die Hakenform, Abb. 1689, mit runden Übergängen, statt der aus Bett, Säule und Tragarm zusammengestückten früheren Form, Abb. 1690, mit unvermittelten Vorsprüngen und scharfen Kehlen bei *a* und *b*. Die Übergänge werden gewöhnlich durch Kreisbogen, gelegentlich aber auch durch

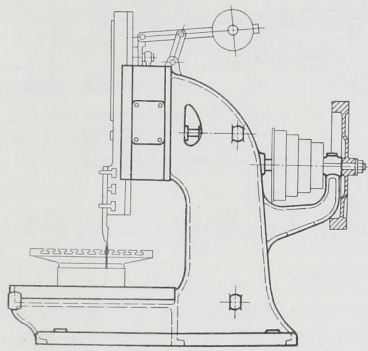


Abb. 1689. Ständer einer Stoßmaschine neuerer Form.

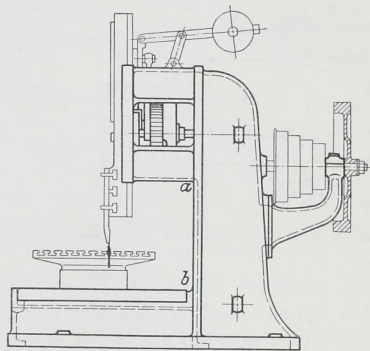


Abb. 1690. Stoßmaschine älterer Form.

Parabeln nach Abb. 1691 vermittelt. Die beiden Tangenten *AB* und *BC* an den Ansatzstellen *A* und *C* der Kurve teilt man in eine gleiche Zahl unter sich gleicher Teile, verbindet entsprechende Punkte und schmiegt die Linie den so erhaltenen Tangenten an.

Fundamentanker sollen möglichst nahe den Stützpunkten und den Stellen, wo die Hauptkräfte oder die auf das Fundament zu übertragenden freien Kräfte wirken, so z. B. dicht am Hauptlager, Abb. 1699 bei 1 und 2, angeordnet werden und an hohen Ansätzen, Abb. 1692, angreifen, nicht aber an niedrigen

Flanschen, Abb. 1693, die nachgiebig sind und leicht abbrechen. Läßt man die Schrauben durch den Rahmen hindurchreichen, wie am Bajonettarm, Abb. 1698, so kann die Anordnung einer besonderen Stütze, welche die Schraubenkraft unmittelbar auf das Fundament überträgt, empfehlenswert sein, wenn der Abstand

der Rahmenwand hohe Nebenbeanspruchungen oder schädliche Durchbiegungen erwarten läßt.

Arbeitsflächen zur

Befestigung von Nebenteilen sollen unter Rücksicht auf die unvermeidlichen Ungenauigkeiten beim Einformen und Gießen genügend hoch und groß ausgebildet und leicht und bequem bearbeitbar angeordnet werden. Ein und dieselbe Höhenlage, Abb. 217, ist wegen des gemeinsamen Bearbeitens sehr vorteilhaft. Schiefe Flächen sind tunlichst zu vermeiden.

Besonders sorgfältig ist die Gestalt der Rahmen und Gestelle in bezug auf leichtes Einformen und Gießen durchzubilden. Einfache Herstellung der Modelle und Kernkästen, unter möglichst vielseitiger Verwendung derselben, bequemes Einformen und Herausheben der Modellteile, sichere und zuverlässige Stützung und Entlüftung der Kerne sind anzustreben. Beispielweise wird die Verwendung der Teile des Linksrahmens, Abb. 1694, zu einem Rechtsrahmen erschwert: durch die nach den Ebenen *AB* und

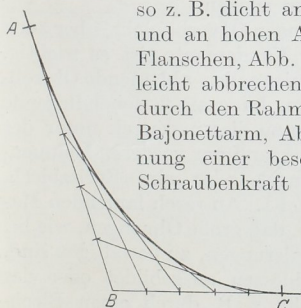


Abb. 1691. Konstruktion parabolischer Übergangskurven.

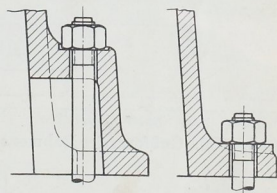


Abb. 1692. Auge am Rahmen für Fundamentanker.

Abb. 1693. Zu niedrigeres Auge für Fundamentanker.

CD unsymmetrische Ausbildung des Hauptlagers, durch den einseitigen Anschluß des Bajonetts an der Gleitführung und durch die verschiedene Ausbildung der Versteifungsrippen der Kreuzkopfführung. Eine zweckmäßigere Formgebung zeigt in der Beziehung Abb. 1695, welche die Modelle für Rechts- und Linksrahmen durch Umstecken des Lagers, des Fußes *F* und des Butzens *E* herzustellen gestattet.

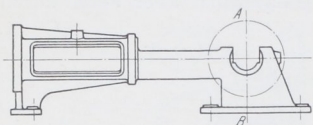
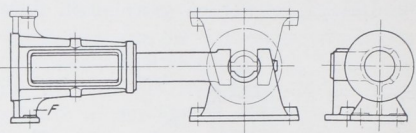
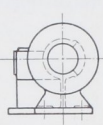


Abb. 1694. Linksrahmen un Zweckmäßiger Form.

Abb. 1695. Zweckmäßige Gestaltung des Rahmens
Abb. 1694.

Die Gußform zeigt Abb. 1696. Der Rahmen wird in umgekehrter Lage, mit den breiten Grundflanschen nach oben, eingeformt, um das Herausheben des Lagermodelles zu erleichtern und um die später oben und außen liegenden Oberflächenteile möglichst dicht und glatt zu bekommen. Die Form ist längs der wagrechten Hauptebene und längs der Rahmengrundfläche geteilt; die Kerne sind zum Teil durch eiserne Kernstützen gehalten, zum Teil am oberen Deckkasten aufgehängt.

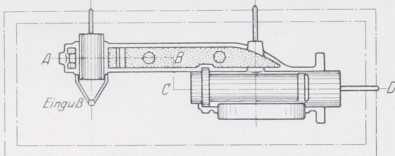
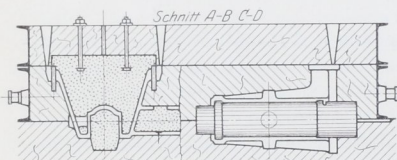


Abb. 1696. Gußform des Rahmens Abb. 1695.

Einmalige Ausführungen von Rahmen wird man durch Verwendung von Schablonen möglichst zu verbilligen suchen.

Zugunsten geringen Ölverbrauchs, aber auch zur Schonung der Fundamente, ist es wichtig, das von den Schmierstellen ablaufende Öl vollständig aufzufangen. Langsam laufende liegende Maschinen erhalten zu diesem Zweck unter der Kurbel einen Öltrog und am vorderen Rahmenende einen Ölfänger oder ein Spritzblech, Abb. 1677 und Tafel I. An rasch laufenden Maschinen und in dem Falle, daß große Ölmengen, wie bei den Spül- und Druckschmierungen, zu bewältigen sind, wird der Rahmen geschlossen ausgebildet oder das Triebwerk ganz eingehüllt, z. B. durch einen Blechmantel an liegenden, durch Deckel oder Blechwände an stehenden Maschinen. Wichtig ist, an den Anschlußstellen der Teile für die sichere Überleitung des Öles über die Fugen hinweg zu sorgen. Völlige Dichtheit läßt sich durch Bearbeiten der Fugenflächen und durch

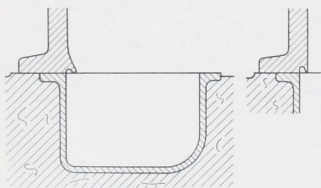


Abb. 1697. Tropfleisten.

Einlegen von Dichtungen erzielen. In vielen Fällen reichen aber auch richtig angeordnete Tropfleisten aus, um das Öl von der Fuge und vom Fundament fernzuhalten, Abb. 1697. Häufig wird das an der Außenseite des Hauptlagers herabrinneude Öl durch eine Ölschale aufgefangen und durch ein in den Rahmen eingegossenes oder eingeschraubtes Gasrohr in den Öltrog auf der Gegenseite geleitet. Das Öl sammelt sich in den tiefsten Punkten des Troges oder Rahmens und soll von dort durch eine Rohrleitung, Abb. 1679, abgelassen oder einem Öltreiner oder -behälter zugeführt werden, von wo es wieder in den Kreislauf gebracht wird.

Bei kleineren, rasch laufenden Maschinen wird der Unterteil des ganz geschlossenen Rahmens häufig zur Bildung eines Ölbadens, Abb. 991, benutzt, aus dem das Öl durch die Schubstangenköpfe wieder erfaßt, im Gehäuse umhergespritzt und allen Teilen zugeführt wird. Dabei ist auf gute Abdichtung sämtlicher Deckel und Fugen besonderer Wert zu legen.

Auch an Werkzeugmaschinen liegt häufig die Aufgabe vor, den bei der Bearbeitung nötigen Öl- oder Wasserstrom sicher aufzufangen und der Pumpe oder einem Sammelbehälter wieder zuzuleiten. Richtige Ausbildung des Bettes, ferner Fangbleche, Randleisten an den Tischen usw. dienen dazu.

Für die Aufstellung und das Untergießen der Rahmen ist es vorteilhaft, ihre Unterfläche eben zu halten. Nachdem der Rahmen unter Benutzung von Unterlagen oder Keilen genau ausgerichtet ist und die Fundamentschrauben mäßig angezogen sind, wird der Zement zum Untergießen am besten durch Löcher im Rahmen von innen her eingegossen, während ein rings um den Rahmen angebrachter Ton- oder Lehmrand das Abfließen verhütet, die Ankerlöcher aber sorgfältig verstopft sind. Ist der Zement nahezu erhärtet, so werden die Fundamentschrauben nochmals gleichmäßig und kräftig angezogen. Untergossene Teile haften sehr fest an den Fundamenten und sind nur schwer wieder abzulösen.

Zur Verhütung von Unfällen werden bewegte Teile mit Geländern, Schutzgittern, Hauben usw. umgeben, für die, wenn sie am Rahmen befestigt werden sollen, die nötigen Augen, Warzen und Arbeitsflächen vorzusehen sind.

5. Konstruktions- und Berechnungsbeispiel.

Der Bajonettrahmen, Abb. 1698, zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I, zeigt die gebräuchliche Rundführung des Kreuzkopfes und liegt vorn ganz, am Zylinderende aber mit einem Fuß auf dem Fundament auf. Sechs Anker, die am vorderen Teil an hohen Augen oder zwischen den Rahmenwänden angreifen und nur am Fuß wegen der Zylinderflanschschrauben auf niedrigen Butzen sitzen müssen, halten ihn darauf fest. Die Lage der Maschinenmitte über Flur wurde, um auf eine bequeme Bedienungshöhe zu kommen, zu 650 mm angenommen. Das ist auch die Höhe des Fußes, während das Lager, das mit dem Bajonett 100 mm niedriger gehalten werden konnte, auf einen Mauersockel gesetzt wurde. Das Öl, das der untere Kreuzkopfschuh vor sich herschiebt, wird in Rinnen an den Enden der Gleitbahn, außerdem durch die besonders aufgesetzte Kappe am vorderen und eine angegossene Rippe am hinteren Ende aufgefangen. Zum Lösen des Keils und Herausnehmen des Kreuzkopfbolzens dient eine Öffnung A in der Führung. Hoch- und Niederdruckzylinder haben verschiedene Flanschabmessungen; dementsprechend müssen auch die Rahmenanschlüsse und die Augen für die schmiedeeisernen Stangen, welche die freien Kräfte vom Pumpenkörper übertragen und den Kräfteschluß in der Maschine herbeiführen, an den beiden Rahmen verschieden gestaltet werden. Beim Einführen kann man sie als auswechselbare Modellteile an die Kreuzkopfführung anstecken. In ähnlicher Weise muß zur Ausführung des Linksrahmens auf der Hochdruckseite ein besonderes Modell für den Bajonettarm, soweit er im Grundriß durch Randstrichelung hervorgehoben ist, hergestellt werden. Am Kurbellagermodell brauchen nur die Ölränder umgewechselt zu werden. Die Gleitbahnführung samt dem Ansatzstück des Bajonetts kann dadurch, daß sie symmetrisch zur wagrechten Hauptebene ausgebildet ist, für beide Rahmen verwandt werden, wenn die Kernmarke, die Arbeitsflächen für die Steuerwellenlager, die Butzen für die Ölgefäße, die Ölfangrippe und der Fuß am vorderen Ende umgesteckt werden. Der Rahmen wird ähnlich, wie in Abb. 1696 dargestellt, in umgekehrter Lage gegossen, um das Aufhängen und Entlüften der Kerne durch die großen Öffnungen in der Unterfläche des Bajonetts zu erleichtern.

Die Bearbeitung des Rahmens erfolgt, abgesehen von dem Bohren der Löcher, durch Dreharbeit nach den drei Hauptachsen, nämlich durch Abdrehen des Flansches und Ausbohren der Kreuzkopfführung längs der Hauptmittellinie, durch Ausbohren des

Kurbellagers um die Senkrechte, zum Zweck, die Anlageflächen für die Keile und die Zentrierung des Deckels, Abb. 1583, zu schaffen und schließlich, nach dem Aufsetzen des Deckels, durch Ausbohren nach der wagrechten Mittellinie des Lagers, um die Stützflächen der unteren und oberen Schale herzustellen.

Die am Rahmen angreifenden Kräfte sind in Abb. 1699 eingetragen; sie ergeben sich an Hand der Abmessungen des Rahmens und der Welle, Abb. 1325, auf der Hoch-

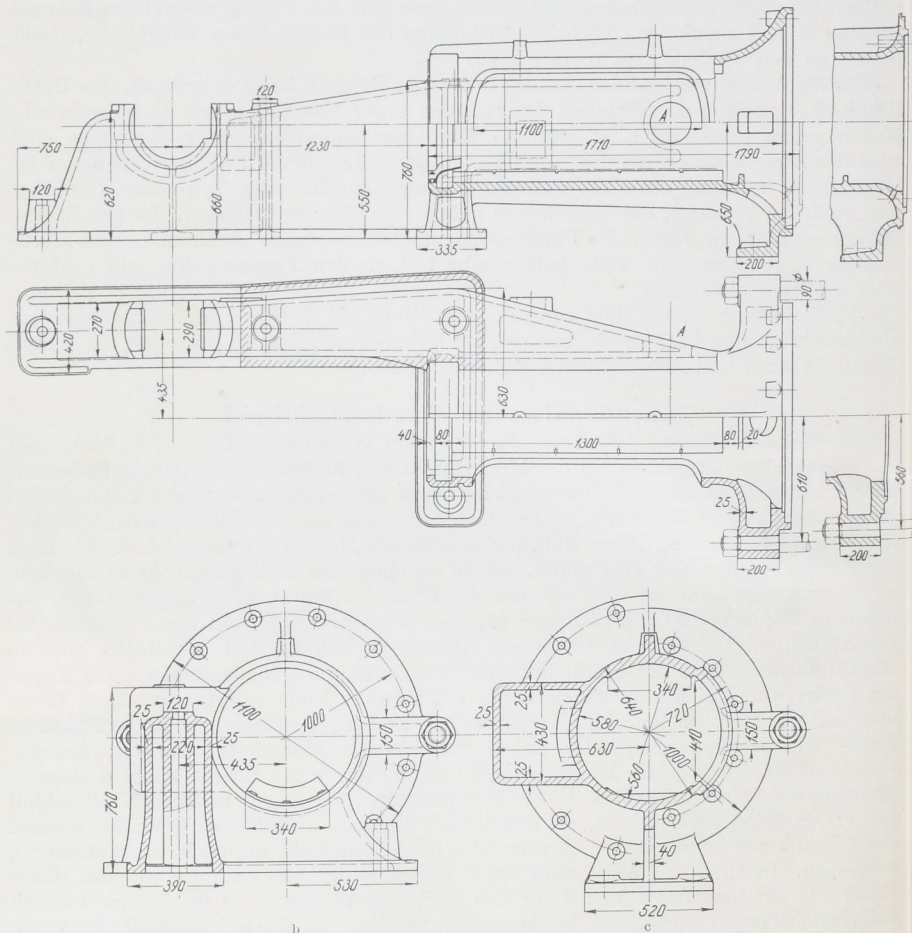


Abb. 1698. Bajonettrahmen zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I. M. 1: 30.

druckseite wie folgt, wenn der Kolben in der hinteren Totlage steht: Dampfdruck $P_a = 16900$ kg, am hinteren Zylinderdeckel angreifend, Pumpendruck $P_p = 3700$ kg, in den Stangen. In der Kolbentotlage summieren sich die beiden Drücke und liefern $P_0 = P_a + P_p = 20600$ kg einerseits in der Mitte des Rahmens, andererseits im Triebwerke wirkend, wenn man von den Massenkraften absieht, wie es bei langsamem Lauf der Maschine notwendig ist. Nimmt man an, daß P_0 am Hochdruckkurbelzapfen voll zur Wirkung kommt, während am Niederdruckkurbelzapfen, der um 90° voreilt, die Differenz des Dampf- und Pumpdruckes $P_1 = 150$ kg (vgl. Seite 777) angreift, so

wird nach dem in Abb. 1326 dargestellten Schema der Welle der wagerechte Druck im Lager:

$$B_w = \frac{P_0 \cdot 293,5}{250} - \frac{P_1 \cdot 43,5}{250} = 24160 \text{ kg.}$$

Die Differenz $B_w - P_0 = 24160 - 20600 = 3560 \text{ kg}$ ist eine am Hochdruckrahmen wirkende freie Kraft, die an der Auflagefläche des Rahmens auf das Fundament übertragen werden muß.

In ähnlicher Weise ist auch das Moment $P_0 \cdot b$, das den Rahmen auf dem Fundament zu drehen und das Kurbellager gegenüber der Welle zu kanten sucht, durch die Reibung aufzunehmen, welche die Ankerschrauben zu erzeugen haben.

In senkrechter Richtung wirkt auf das Lager die Summe des halben Wellen- und Schwungradgewichts, $B_s = 3650 \text{ kg}$, während der Einfluß von $\frac{P_1}{5}$ am Niederdruck-

zapfen in Höhe von $\frac{P_1 \cdot 43,5}{5 \cdot 250} = 5,2 \text{ kg}$ vernachlässigt werden kann.

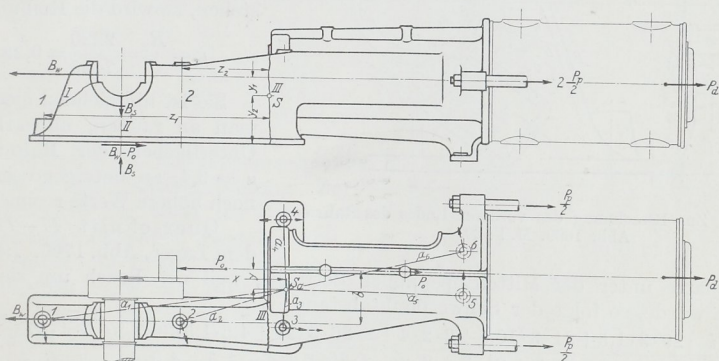


Abb. 1699. Die am Hochdruckrahmen der Wasserwerkmaschine, Tafel I, wirkenden Kräfte. M. 1:50.

Bei der normalen Drehzahl der Maschine $n = 35$ in der Minute vermindert der Massen-
druck von 1115 kg (s. Seite 608) die Triebwerkskraft auf $20600 - 1115 = 19485 \text{ kg}$,
den wagerechten Lagerdruck auf $\frac{19485 \cdot 293,5}{250} - \frac{150 \cdot 43,5}{250} = 22850 \text{ kg}$ und die freie
Kraft auf $22850 - 20600 = 2250 \text{ kg}$.

Den folgenden Festigkeitsrechnungen sind die größten der eben ermittelten
Kräfte zugrunde gelegt.

Was zunächst die Aufnahme der freien Kräfte anlangt, so wird für $B_w - P_0$ im
wesentlichen die Reibung in Frage kommen, welche die vier Anker am Rahmenvorder-
teil erzeugen. Nimmt man an, daß sich die Kraft gleichmäßig auf sie verteilt, so ent-
fallen auf jeden $\frac{B_w - P_0}{4} = \frac{3560}{4} = 890 \text{ kg}$. Weniger sichere Angaben lassen sich über

die Aufnahme des freien Moments $P_0 \cdot b$ machen. Am einfachsten ist es, vorauszusetzen,
daß in den sechs Anker, wenn sie gleichmäßig angezogen werden, auch gleich große
Längs- und damit gleichgroße Reibungskräfte an der Rahmenunterfläche entstehen.
Als Hebelarme, an denen sie $P_0 \cdot b$ das Gleichgewicht halten, darf man die Abstände
 a_1 bis a_6 , Abb. 1699, von dem gemeinsamen Schwerpunkt S_0 der Ankerquerschnitte f
einsetzen. Die Lage des letzteren ergibt sich:

1. bezogen auf die Hauptmittellinie der Maschine aus:

$$6 \cdot f \cdot y = f(2 \cdot 43,5 + 47,5 - 38,5 + 18,5 - 18,5); \quad y = \frac{96}{6} = 16 \text{ cm};$$

senkrecht zur Oberfläche zerstört wird, weil dabei die Widerstandsfähigkeit am geringsten ist. Es ergeben sich so Bruchquerschnitte, an denen nur das Maß α verschieden groß ist, was die Ermittlung der Schwerpunktlagen und der Trägheitsmomente erleichtert. Dabei wurde das bogenförmige Stück in Rechtecke und Dreiecke zerlegt. Die Querschnitte werden zusammengesetzt beansprucht:

1. auf Biegung mit σ_b durch das Moment $B_w \cdot c$,
2. auf Zug mit σ_z durch $B_w \cdot \sin \alpha$,
3. auf Schub mit τ_s durch $B_w \cdot \cos \alpha$.

Die Summe der unter 1 und 2 genannten Spannungen führt zu der größten Inanspruchnahme auf Zug an der Innenkante k_1 der Kehle. Sie ist maßgebend für die Beurteilung der Festigkeitsverhältnisse dieser Stelle des Rahmens. Da die Berechnung keine Schwierigkeiten bietet, seien nur die Ergebnisse zusammengestellt:

Querschnitt	Neigung des Querschnitts α	Lichte Höhe x mm	Schwerpunktlage y mm	Querschnitt f cm ²	Trägheitsmoment J cm ⁴	Biegespannung σ_b kg/cm ²	Zugspannung σ_z kg/cm ²	Beanspruchung der Kehle k_1 $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ kg/cm ²	Schubspannung τ_s kg/cm ²
a	16° 20'	180	147,5	294,5	25850	138	28	166	118
b	27°	215	164	315,5	35850	129	35	164	102
c	37°	275	193	351,5	57300	123	41	164	82

Sehr verwickelt ist die Inanspruchnahme der Ansatzstelle des Bajonetts III, Abb. 1699, an der Kreuzkopfführung. Zur Vereinfachung werde der gefährliche Querschnitt senkrecht zur Achse der Maschine und näherungsweise in der symmetrischen Uförmigen Gestalt, Abb. 1701, angenommen. Tatsächlich würde ein Bruch wohl in der Kehle ansetzen, wegen der nicht einfachen Form der Ansatzstelle aber ziemlich unregelmäßig verlaufen. Immerhin gibt die gemachte Annahme einen ersten Anhalt für die in der Kehle zu erwartenden Spannungen. Betrachtet man das linke Ende des Rahmens in Abb. 1699, so wirken auf den Querschnitt III die folgenden Kräfte:

1. B_w auf Zug und am Hebelarm $y_1 = 16,1$ cm in der senkrechten Ebene auf Biegung,

2. die Anteile der freien Kraft $B_w - P_0$, die auf die Schrauben 1 und 2 entfallen, auf Druck und am Hebelarm $y_2 = 39,8$ cm auf Biegung,

3. die von den Anker 1 und 2 aufgenommenen Teilkräfte R_1 und R_2 des Reibungsmomentes, das $P_0 \cdot b$ das Gleichgewicht hält. Zur Vereinfachung der Rechnung sei ihre Richtung parallel zur Ebene des Querschnittes III angenommen. Sie wirken dann an den Hebelarmen z_1 und z_2 auf Biegung, an y_2 auf Drehung und schließlich noch auf Schub.

Die größte Zugspannung tritt im Punkte a, Abb. 1701, in der Rahmenkehle auf. Dort betragen die einzelnen Spannungen bei einem Querschnitt $f_{III} = 475$ cm², einem Trägheitsmoment $J_1 = 303400$ cm⁴ um die wagrechte und $J_2 = 95140$ cm⁴ um die senkrechte Schwerlinie des Querschnittes:

1a) Zugspannung durch B_w :
$$\sigma_z = \frac{B_w}{f_{III}} = \frac{24160}{475} = + 51 \text{ kg/cm}^2,$$

1b) Biegespannung durch B_w :
$$\sigma_{b1} = \frac{B_w \cdot y_1 \cdot e_1}{J_1} = \frac{24160 \cdot 15,2 \cdot 35,2}{303400} = + 42,6 \text{ kg/cm}^2,$$

2a) Druckspannung durch $\frac{B_w - P_0}{2}$:
$$\sigma_d = \frac{B_w - P_0}{2 \cdot f_{III}} = \frac{3360}{2 \cdot 475} = - 3,5 \text{ kg/cm}^2,$$

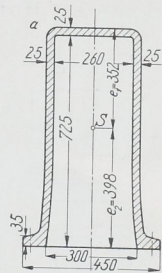


Abb. 1701. Querschnitt III des Rahmens Abb. 1699. M. 1: 20.

$$2b) \text{ Biegespannung durch } \frac{B_w - P_0}{2} : \sigma_{b2} = \frac{(B_w - P_0) \cdot y_2 \cdot e_1}{2 \cdot J_1} = \frac{3360 \cdot 39,8 \cdot 35,2}{2 \cdot 303400} = +7,7 \text{ kg/cm}^2,$$

$$3a) \text{ Biegespannung durch } R_1 + R_2 : \sigma_{b3} = \frac{(R_1 \cdot z_1 + R_2 \cdot z_2) \cdot e'}{J_2} = \frac{1330 (186 + 78) \cdot 15,5}{95140} = +57,2 \text{ kg/cm}^2,$$

3b) Schubspannung infolge des Drehmomentes $(R_1 + R_2) \cdot y_2$.

Der offene U-förmige Querschnitt ist für die Aufnahme des Drehmomentes wenig günstig. Näherungsweise ergibt sich die größte Spannung, wenn man sich den Querschnitt zu einem einzigen Rechteck ausgestreckt denkt, das $h = 188 \text{ cm}$ lang und $b = 2,5 \text{ cm}$ breit wäre:

$$\tau_a = \frac{9}{2} \cdot \frac{(R_1 + R_2) y_2}{b^2 \cdot h} = \frac{9}{2} \cdot \frac{2 \cdot 1330 \cdot 39,8}{2,5^2 \cdot 188} = 405 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Spannung ist etwa in halber Höhe der Seitenwangen zu erwarten, also an einer Stelle, wo die Längsspannungen nur gering sind.

3c. Die Schubspannungen, die R_1 und R_2 erzeugen, können vernachlässigt werden. Aus der Summe der Spannungen unter 1a bis 3a ergibt sich die größte Inanspruchnahme:

$$\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_{b1} - \sigma_a + \sigma_{b2} + \sigma_{b3} = 51 + 42,6 - 3,5 + 7,7 + 57,2 = 155 \text{ kg/cm}^2.$$

An doppeltwirkenden Maschinen, wie im vorliegenden Falle, ist sie wechselnd.

Die Rechnung sollte in erster Linie die Art der Inanspruchnahme des Querschnittes III zeigen. Die Höhe der Spannungen hängt in starkem Maße von der Verspannung des Rahmens auf dem Fundamente ab. Es ist möglich, daß schon die durch die Anker 3 bis 6 erzeugte Reibung zum Übertragen des freien Momentes $P_0 \cdot b$ genügt; dann ist der

Querschnitt III von den Momenten der Kräfte R_1 und R_2 ganz entlastet. Es kann aber auch die Beanspruchung beträchtlich erhöht werden, wenn die Anker 5 und 6 nicht genügend angespannt sind und $P_0 \cdot b$ durch den Vorderteil des Rahmens auf das Fundament übergeleitet werden muß. Das kennzeichnet die Wichtigkeit des Fußes am Flansch: Je größer die Hebelarme sind, an denen dem freien Momente das Gleichgewicht gehalten werden kann, desto kleiner fallen die dazu nötigen Kräfte aus.

Die Beanspruchung der Augen zur Befestigung der Verbindungsstangen der Pumpen auf Biegung ist sehr gering gehalten, damit Brüche sicher vermieden werden: In 75 mm Abstand von der Stangenmitte, Abb. 1702, beträgt die Spannung bei der Annahme von durchweg 25 mm Wandstärke:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{3700 \cdot 7,5}{2} = \frac{12 \cdot 9,5}{19^3 \cdot 15 - 14^3 \cdot 10} = 21 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Übergänge zu den Flanschen zur Befestigung der Zylinder sind möglichst allmählich gestaltet. Ein eigentlicher Flansch ist am Niederdruckrahmen überhaupt vermieden. Die Schraubenkräfte greifen vielmehr an hohen, auf dem schrägen Rand sitzenden Augen an, um die Rahmenwandungen im wesentlichen nur auf Zug und nur in geringem Maße auf Biegung zu beanspruchen. Unrichtig wäre es, die Berechnung nach der an ebenen Flanschen üblichen Art an einem aus dem Rahmen herausgeschnittenen Streifen, Abb. 1703, auf Biegung und Zug durchzuführen, weil die Durchbiegung des Streifens durch die benachbarten und durch tangentielle Druckspannungen, die im Rahmen entstehen, verhindert wird. Die Rechnung würde die Beanspruchung beträchtlich überschätzen lassen. Die wirklichen Spannungen zu ermitteln und damit den Wert der Formen des Anschlusses rechnerisch festzulegen, ist schwierig; man ist auf die Beurteilung

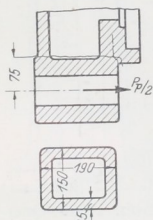


Abb. 1702. Zur Berechnung der Augen für die Verbindungsstangen.

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.

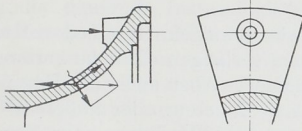


Abb. 1703.

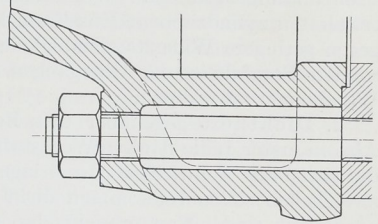


Abb. 1704. Versteifter Rahmenflansch zur Übertragung großer Kräfte.

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.

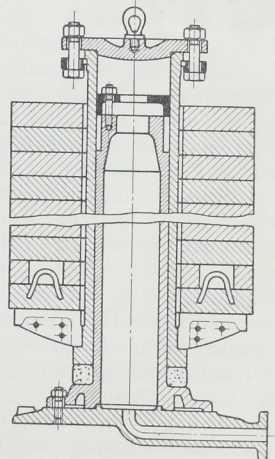


Abb. 1705. Druckwasserspeicher. Der Zylinder bewegt sich auf einem ruhenden Kolben.