

Einsätze mit Kugel- oder Rollenlagern bestimmt. Dadurch aber, daß an diesen drei Lagerarten die Anschlußmaße bei ein und demselben Wellendurchmesser gleich groß sind, ist die gegenseitige Austauschbarkeit und die Benutzung normaler Sohlplatten, Wandarme usw. gewährleistet. Genormt sind ferner die wichtigsten der auf Seite 874 u. f. näher behandelten Mittel zur Unterstützung der Lager, wie Sohlplatten, Mauerkästen, Wand- und Winkelarme usw.

## 7. Konstruktions- und Berechnungsbeispiele.

### a) Durchbildung und Berechnung eines normrechten Stehagers nach DIN 118.

Bei der Gestaltung einer ganzen Reihe gleichartiger Lager führt man die Berechnung nur an einigen aus der Reihe herausgegriffenen Größen durch und schaltet die übrigen unter annähernd geometrischähnlicher Durchbildung ein, wobei das Aufzeichnen von Kurven über das Wachsen der einzelnen Abmessungen von Vorteil sein kann, wenn nicht, wie im vorliegenden Falle, durch die genormten Maße schon ein enger Rahmen für die Gestaltung gegeben ist.

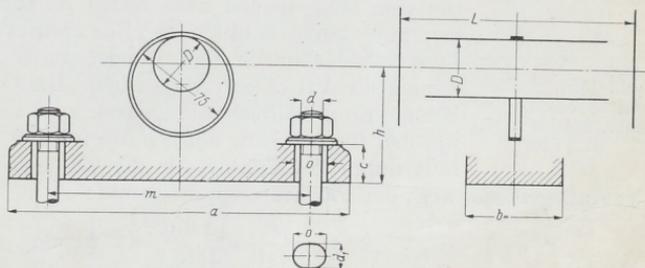


Abb. 1523. Die durch die Normen festgelegten Maße des Lagers  
Abb. 1524 bis 1528. M. 1 : 5.

Als Beispiel sei ein kurzes Gleitstehlager (Form B) von 45 bis 50 mm Durchmesser gewählt. In Abb. 1523 sind zunächst die durch DIN 118 gegebenen Maße, aber auch diejenigen des Schmierings nach DIN 322 als Gerippe für die weitere Durchbildung, Abb. 1524 bis 1528, aufgetragen.

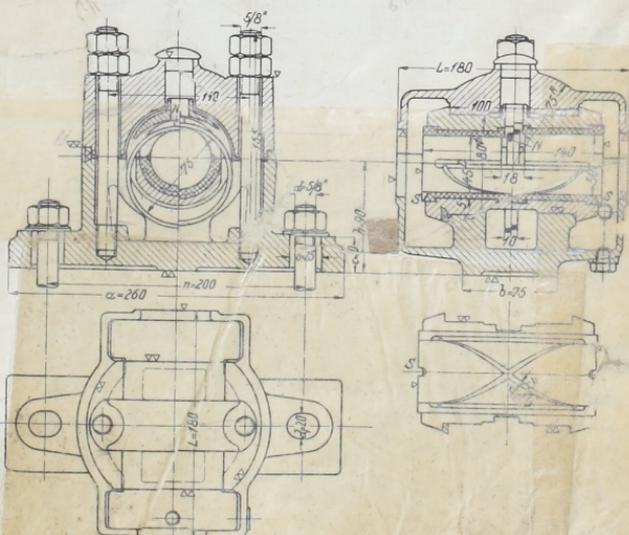


Abb. 1524 bis 1527. Normrechtes kurzes Gleitstehlager von 45 oder 50 mm Durchmesser, Form B. M. 1 : 5.

Nimmt man die Schalenlänge zu 140 mm an, so ergibt sich die Tragfähigkeit des größeren Zapfens, die man der Berechnung zugrunde legen würde, bei einem Flächen-  
druck  $p = 20 \text{ kg/cm}^2$  zu:

$$P = p \cdot l \cdot d = 20 \cdot 14 \cdot 5 \\ = 1400 \text{ kg.}$$

Um das Lager möglichst vielseitig anwenden zu können, läßt man die so  
Kraft auf die einzelnen Teile in der jeweils ungünstigsten Richtung und Weis  
Lagerschale Gleisen mit Weißmetall ausgegossen.

Weißmetallstärke nach (462):

$$s_1 = 0,03d + 3 = 0,03 \cdot 50 + 3 = 4,5 \text{ mm.}$$

Gewählt 5 mm, um auch für die Bohrungen der rohen Schalen Normaldurchmesser, 55 und 60 mm, zu bekommen.

Gesamte Schalenstärke (463):

$$0,12d + 12 = 0,12 \cdot 50 + 12 = 18 \text{ mm.}$$

Gewählt: gemeinsamer Außendurchmesser beider Schalen nach DIN 3  $d' = 80$  mm. Mit einem Schmierringdurchmesser von etwa  $1,5d \approx 75$  mm, DIN 322, Zusammenstellung 132,

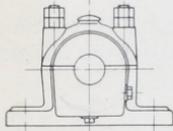


Abb. 1528. Außenansicht des Lagers  
Abb. 1524 bis 1527.  
M. 1: 10.

lassen sich die Lagerschalen in allen Einzelheiten entwerfen. In den Abb. 1524 und 1525 sind sie je zur Hälfte im Auf- und Seitenriß, in Abb. 1527 ist die größere im Grundriß dargestellt. Zur Abnahme des Öls vom Ring dienen zwei Nasen  $N$ , zum Abstreifen des abfließenden zwei kurze Schlitzes  $S$ . Zur Sicherung der Lagerschalen gegen Längsverschiebungen sind Bunde, gegen Mitnahme durch die Welle Zapfen an den oberen vorgesehen. Die Oberschalen überbrücken den Schmierring, während die unteren zwei seitliche Einschnitte erhalten, um den für den Ring nötigen freien Raum zu schaffen. An den oberen fällt durch den Schlitz für den Schmiering ein beträchtlicher Teil der Auflagefläche weg; der Flächendruck steigt auf:

$$p' = \frac{P}{d \cdot l'} = \frac{1400}{5 \cdot 12,2} = 23 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung der Deckelschrauben. Sie sind am ungünstigsten und zwar auf Zug beansprucht, wenn  $P$  senkrecht nach oben wirkt. In bezug auf ihre Stärke wird man durch die in der DIN 118 gegebenen Fußschrauben, die in der gleichen Weise beansprucht sind, auf  $\frac{5}{8}$ " hingewiesen.

$$\sigma_s = \frac{P}{2f_1} = \frac{1400}{2 \cdot 1,311} = 534 \text{ kg/cm}^2,$$

hoch, aber noch zulässig. Ihre Gewindelängen entsprechen der DIN 414; die Schaftlänge wurde zu 155 mm gewählt.

Um die Abmessungen des Deckels und des ganzen Lagers zu beschränken, wird man die Schrauben unter Berücksichtigung des in ihrer Ebene laufenden Ringes, der auch unter etwa  $15^\circ$  Neigung noch nicht anstoßen darf, so nahe der Mitte wie möglich anordnen.

Stiftschrauben im Lagerboden, Abb. 1524 und Hammerschrauben, Abb. 1529 und 1530, lassen eine Mittenentfernung von 110 mm zu.

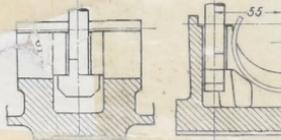


Abb. 1529 und 1530. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Hammerschrauben M. 1: 5.

Die ersten sind zwar teuer, im übrigen aber den losen Hammerschrauben vorzuziehen. Durchsteckschrauben, Abb. 1531, verlangen dagegen die Einschaltung der Wandung  $C$ , damit das Öl vom Fundament ferngehalten wird und bedingen dadurch 120 mm Abstand voneinander. Gewähr für völlige Dichtigkeit des Lagers bietet freilich die Wand  $C$  nicht, weil das Öl, namentlich wenn der

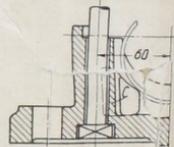


Abb. 1531. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Durchsteckschrauben. M. 1: 5.

Lager etwas schief steht, durch den Deckelspalt zur Schraube gelangen kann. Damit Lagerschalen nicht unnötig stark gegen den Zapfen gepreßt werden, zieht man die Schrauben nur mäßig an und sichert sie durch Gegenmutter an.

Form und Berechnung des Lagerdeckels. Die Außenfläche wurde kugelig mit einem Halbmesser gefertigt und, daran beiderseits je eine Nutfläche, nahe an die Welle ansetzbar. Die Ölkappe wird durch die geringere Wandstärke angeschlossen. Der Deckel ist eben-

falls am ungünstigsten beansprucht, wenn  $P$  senkrecht nach oben gerichtet ist. Wird er dabei nach Abb. 1532 als gerader Balken auf zwei Stützen, der an der Schalenfläche gleichmäßig belastet ist, betrachtet, so ergibt sich unter Ersatz des mittleren Querschnittes durch ein Rechteck von  $b = 100 - 22$  mm Breite und  $h = 29$  mm Höhe, also bei Vernachlässigung der dünnen Wände des Ölfängers eine Biegebeanspruchung von:

$$\sigma_b = 6 \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{a}{2} - \frac{d'}{4}\right)}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (5,5 - 2)}{2 \cdot 7,8 \cdot 2,9^2} = 224 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist zulässig, namentlich, da die Berechnungsgrundlage insofern ungünstig ist, als gut passende Schalen die Durchbiegung des Deckels beschränken und einen Teil des Biegemoments übernehmen.

Der Lagerunterteil trägt die Unterschale auf zwei kräftigen Rippen, zwischen denen der Schmiering läuft; außen ist er der Deckelform entsprechend, als Drehkörper ausgebildet, an den sich die Ölkappen, die mit dem Mittelteil des Lagers durch Öffnungen in den Tragrippen verbunden sind, anschließen. Deckel und Unterteil sind gegeneinander

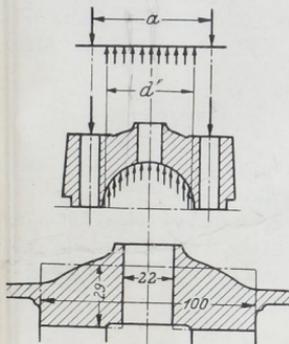


Abb. 1532. Zur Berechnung des Deckels.

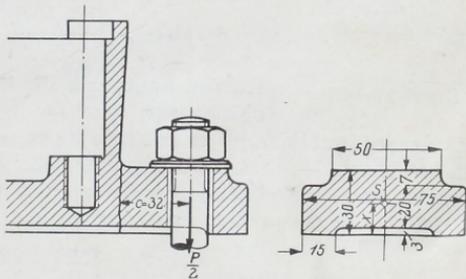


Abb. 1533. Zur Berechnung der Beanspruchung des Lagerflansches.

zentriert, um die richtige Lage der Schalen zu sichern, Verschiebungen zu verhindern, beide Schalenhälften zur Aufnahme axialer Kräfte geeignet zu machen und die Deckelschrauben von Seitenkräften zu entlasten. Die Auflagefläche des Deckels und der Ölkappen ist gut schließend bearbeitet, damit Ölverluste vermieden werden, was freilich ein Nachstellen der Lagerschalen bei eintretender Abnutzung erschwert.

Auf dem Fundament oder dem Lagerbock ist das Lager durch zwei  $\frac{5}{8}$ ''-Schrauben befestigt. Kleine Verschiebungen zu ermöglichen, sitzen sie in Langlöchern und ruhen auf Unterlegscheiben.

Zur Verminderung der Abnutzung der Werkzeuge wurde die Bearbeitung der Grundfläche auf einen ringsumlaufenden Rand und eine Mittelleiste beschränkt. Ein Gewinn an Bearbeitungszeit ist damit allerdings nicht verbunden, da das Werkzeug die gesamte Grundfläche überlaufen muß.

Berechnung. Die Fußschrauben beanspruchen die Flansche nach Abb. 1533 auf Biegung, und zwar bei einem Hebelarm  $c = 3,2$  cm mit.

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{W} = \frac{1400 \cdot 3,2}{2 \cdot 8,01} = 280 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Widerstandsmoment  $W$  ergibt sich dabei wie folgt. Lage des Schwerpunktes,  $b$  auf die Unterkante des Querschnittes:

$$x = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,15 + 7,5 \cdot 2 \cdot 1,3 + 5 \cdot 0,7}{3 \cdot 0,3 + 7,5 \cdot 2 + 5 \cdot 0,7} = 49 \text{ cm}.$$



Durchbildung dieser gewöhnlich nur zweiteiligen Lager mit wagrechten Fugen im Zusammenhang mit den Rahmen oder Ständern der Maschinen nicht schwierig.

An Lagern liegender Kolbenmaschinen sind vor allem die durch die Triebwerkkräfte auf Zug, Biegung und Schub beanspruchten Querschnitte *I* und *II*, Abb. 1699, sorgfältig zu berechnen. Abb. 1537 gibt ein Lager einer großen Dreizylindermaschine [XXI, 2] wieder, das durch Wasserschlag infolge Eindringens einer größeren Menge Wasser in den Niederdruckzylinder gebrochen war. Die Bruchlinie verläuft am Lagerkörper unter ungefähr  $\alpha = 45^\circ$  nach *ab*, am übergreifenden Deckel nach *cd*. Läßt man die stützende Wirkung des Deckels unberücksichtigt, so wird der Querschnitt *ab* durch die wagrechte Seitenkraft des Lagerdrucks *P* am Hebelarm *e* auf Biegung, außerdem durch  $P \sin \alpha$  auf Zug und durch  $P \cos \alpha$  auf Schub in Anspruch genommen, wie leicht ersichtlich, wenn man *P* im Schwerpunkt des

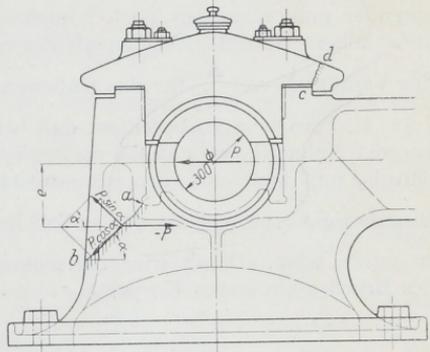


Abb. 1537. Bruch eines Kurbelwellenlagers.  
M. 1: 25. (Nach Bach).

Bruchquerschnitts gleich und entgegen-  
Die geringen Beanspruchungen, die sich nach den üblichen Formeln für den geraden Balken  $\sigma_b = \frac{P \cdot e}{W}$  und  $\sigma_z = \frac{P \cdot \sin \alpha}{F}$  ergaben, veranlaßten Bach, Versuche mit zwei gußeisernen Körpern nach Abb. 1538 anzustellen,

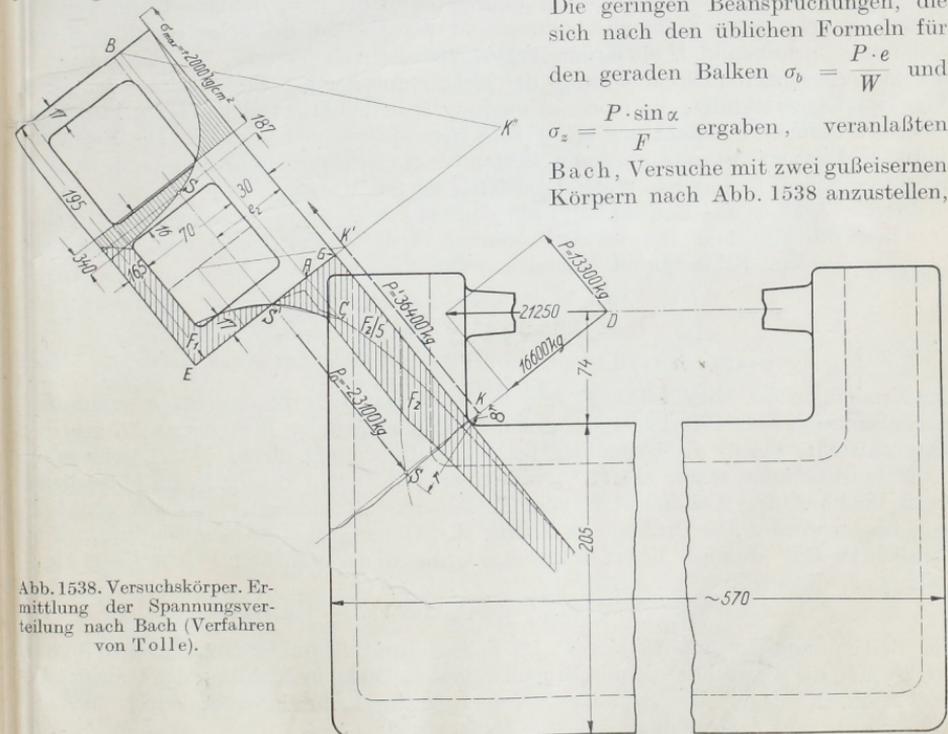


Abb. 1538. Versuchskörper. Ermittlung der Spannungsverteilung nach Bach (Verfahren von Tolle).

die rechnermäßig im Augenblick des Bruches die folgenden Beanspruchungen aufwiesen:

am Körper <i>I</i>	$\sigma_b = 572 \text{ kg/cm}^2,$	$\sigma_z = 105 \text{ kg/cm}^2,$
am Körper <i>II</i>	$\sigma_b = 502,3 \text{ kg/cm}^2,$	$\sigma_z = 117,5 \text{ kg/cm}^2,$

während je vier aus den Körpern herausgearbeitete gerade Biegestäbe rechteckigen Querschnitts im Mittel  $K_b = 2343$  und  $2465 \text{ kg/cm}^2$  und je drei Zugstäbe  $K_z = 1167$  und  $1246 \text{ kg/cm}^2$ , also erheblich höhere Werte zeigten. Zum Vergleich der Werte untereinander muß allerdings noch berücksichtigt werden, daß Biegeversuche an Gußeisen stets höhere Festigkeitszahlen als Zugversuche liefern — im vorliegenden Falle betrug das Verhältnis von  $\frac{K_b}{K_z}$  für das Gußeisen des ersten Körpers  $2,01 : 1$ , für das des zweiten  $1,98 : 1$ . Ferner ist zu beachten, daß bei hohlen Querschnitten, bei denen der Baustoff von der Nullachse nach außen verlegt ist, nach Seite 101 mit einem etwas kleineren Verhältnis, und zwar mit dem etwa  $0,89$ fachen der an rechteckigen Stäben ermittelten Biegefestigkeit zu rechnen ist, so daß im Falle der Versuchskörper  $\frac{K'_b}{K_z} = 1,79$  und  $1,76$  zu setzen wäre. Damit wird die rechnungsmäßige Gesamtanstrengung im Augenblick des Bruches am ersten Körper:

$$\sigma = \sigma_z \cdot \frac{K'_b}{K_z} + \sigma_b = 105 \cdot 1,79 + 572 = 760 \text{ kg/cm}^2,$$

am zweiten:

$$117,5 \cdot 1,76 + 502,3 = 709 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ermittlung führt also zu einer ganz bedeutenden Unterschätzung der tatsächlich auftretenden, rund dreimal so großen Beanspruchung. Das ist auf die Kerbwirkung in der Kehle  $K$  zurückzuführen. Zur richtigeren Beurteilung schlägt Bach vor, die Formel für gekrümmte Stäbe zu benutzen und den Abstand des Schwerpunktes  $S$  vom Krümmungsmittelpunkt  $K$  als Krümmungshalbmesser  $r$  einzusetzen. Freilich entspricht das im vorliegenden Falle keineswegs der Krümmung der Schwerpunktklinie der durch  $K$  gelegten Querschnitte, die in der Abbildung strichpunktiert eingetragen, nur wenig von einer Geraden abweicht und schief zum Bruchquerschnitt verläuft. Die Rechnung führt aber doch zu wahrscheinlicheren Werten für die Beanspruchung und damit zu einer richtigeren Einschätzung der Widerstandsfähigkeit des Körpers.

In Abb. 1538 ist die Berechnung nach dem auf Seite 48 beschriebenen Tolleschen Verfahren durchgeführt. Bei der Aufzeichnung in natürlicher Größe ergaben sich die folgenden Zahlen. Schwerpunktabstand von der inneren Faser:

$$e_2 = \frac{\sum(f \cdot e)}{\sum f} = \frac{19,5 \cdot 11,65 \cdot 5,83 - 7,0 \cdot 14,5 \cdot 6,5}{19,5 \cdot 11,65 - 7,0 \cdot 14,5} = 5,3 \text{ cm},$$

$$r = e_2 + 0,8 = 6,1 \text{ cm}.$$

Zur Ermittlung der Hilfsflächen  $F_1$  und  $F_2$  denkt man sich die drei Stege zusammengeschieben, so daß ein U-förmiger Querschnitt mit einer geraden Begrenzung  $EG$  an einer Seite entsteht, welche als Grundlinie bei der Aufzeichnung dient. Da  $F_2$  sehr große Ordinaten bekommt, wurde es auf  $1/5$  verkleinert ermittelt, indem z. B. für einen beliebigen Punkt  $A$  der Abstand  $AK'$  vom Mittelpunkt  $K'$  fünfmal vergrößert als  $AK''$  aufgetragen wurde. Die Ordinate in  $A$  trifft den Umfang des Querschnitts in  $B$ . Eine Parallele zu  $BK''$  durch  $S'$  liefert in  $AC$  eine Ordinate der gesuchten Fläche  $F_2$  im Maßstabe  $1 : 5$ . Es wird:

$$F' = F_1 - F_2 = 21,4 - 132,5 = -111,1 \text{ cm}^2.$$

Zur Bestimmung der Ersatzkräfte  $P_0$  im Schwer- und  $P'$  im Krümmungsmittelpunkt zerlegt man die wagrecht wirkende Bruchlast von  $21250 \text{ kg}$  in Richtung der Bruchfläche und senkrecht dazu. Die Schubkraft von  $16600 \text{ kg}$  kann unberücksichtigt bleiben, während die senkrechte Seitenkraft  $P = 13300 \text{ kg}$ :

$$P' = P \frac{SD}{SK} = 13300 \cdot \frac{16,7}{6,1} = +36400 \text{ kg}$$

und

$$P_0 = P - P' = 13300 - 36400 = -23100 \text{ kg}$$

gibt. Mit:

$$\sigma' = \frac{P'}{F'} \frac{e_2}{r + e_2} = \frac{36\,400}{-111,1} \cdot \frac{-5,3}{6,1 - 5,3} = 2171 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_0 = \frac{P_0}{F} = -\frac{23\,100}{123,8} = -187 \text{ kg/cm}^2$$

läßt sich die hyperbolische Spannungsverteilung aufzeichnen. In der inneren Faser entsteht eine Höchstspannung von  $2171 - 187 = 1984 \approx 2000 \text{ kg/cm}^2$ .

Zum Vergleich mit der an Probestäben rechteckigen Querschnitts ermittelten Biegefestigkeit wäre das Ergebnis noch mit der schon oben erwähnten Berichtigungszahl 0,89 zu dividieren, so daß  $\sigma'_b = \frac{1984}{0,89} = 2230$  würde, was eine ziemlich gute Übereinstimmung mit dem Mittelwert  $K_b = 2343 \text{ kg/cm}^2$  aus den vier Biegeversuchen ergibt.

Konstruktiv wird man vor allem auf gute Ausrundung und allmählichen Übergang in der Kehle *a*, Abb. 1537, hinarbeiten und so die gefährliche Spannungssteigerung und Anhäufung der Spannungslinien infolge der Kerbwirkung zu mildern suchen.

### c) Triebwerklager.

Ein Sellersstehlager mit gußeisernen Lagerschalen und Kugelbewegung, eine Normalausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, zeigt Abb. 1539. Es wird nach den Listen von 25 bis 130 mm Durchmesser ausgeführt und ist vor allem für

leichte Triebwerke geeignet. Infolge der Selbsteinstellbarkeit können die Schalen große Länge,  $l = 4d$ , haben, dürfen aber des Baustoffes wegen nur mäßig, mit 6 bis höchstens  $10 \text{ kg/cm}^2$  belastet werden, so daß die Tragfähigkeit  $P = 6$  bis  $10 \cdot d \cdot l \text{ kg}$  ist. Zur Schmierung dient entweder Starrschmiere, die in die durch lose Deckel geschlossenen Öffnungen *O* eingefüllt wird oder Öl aus einem auf den Deckel aufgesetz-

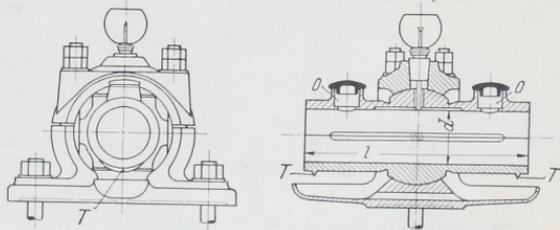


Abb. 1539. Normales Bamag-Stehlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

ten Gefäß. Zum Auffangen des abfließenden Schmiermittels sind an den Lagerunterteilen große Ölschalen angegossen, in welche das Öl durch Tropfkanten *T* geleitet wird. Bis zu 65 mm Bohrung haben die Lager zwei, darüber hinaus vier kugelige Stützflächen. Ganz ähnliche Schalen werden auch auf Lagerböcken und Wandarmen verschiedenster Form verwandt, so beispielweise am Säulenarmlager, Abb. 1540 und 1541, oder an Hängelagern, an denen Sellerssche Stellschrauben die Höheneinstellung vermitteln. Wichtig ist bei der Ausführung dieser Schrauben, daß die Kugelmitten genau in der Schraubenchse liegen, damit das sonst eintretende Verschieben der Schalenhälften beim Anziehen der Schrauben vermieden wird.

Wesentlich vervollkommenet wurden die Triebwerklager durch die Einführung der Ringschmierung, die heutzutage fast ausschließlich benutzt wird. Abb. 1542 zeigt ein Bamag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. Die Unterschale ist zu einem großen Ölbehälter ausgebildet, aus dem zwei symmetrisch zur Mitte angeordnete Schmierringe, die in Aussparungen der Oberschale laufen, das Öl zum höchsten Punkte der Welle heben. Durch breite Nuten in der Teilfuge wird es auf der ganzen Schalenlänge verteilt und durch eine Bohrung *B* im tiefsten Punkte der Nuten, sowie durch die Ölrinnen *R* am Ende der Lauffläche dem Ölbehälter wieder zugeführt. Zwei weitere Rinnen *R'* in den bis nahe an die Welle herangezogenen Stirnwänden nehmen das Öl, das an der Welle entlang schleicht, ab und leiten es ebenfalls in den Behälter zurück.

Von der Fuge wird es besonders sorgfältig ferngehalten durch die tiefe Rinne *N* in der Unterschale und durch Tropfkanten *A* an der Oberschale in den Ringebenen. Öl, das trotzdem an der Außenfläche herabrinnt, leiten Tropfleisten *T* in die Vertiefungen *V* am Lagerfuß. Zum Füllen und Ablassen sind zwei Kopschrauben vorgesehen. Der Öl-

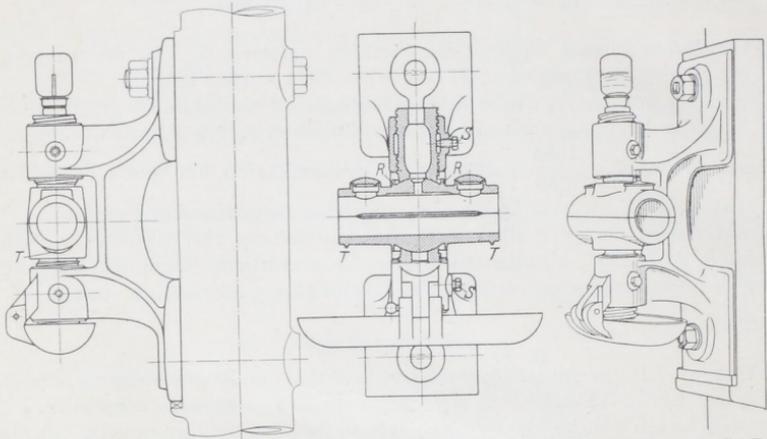


Abb. 1540 und 1541. Bomag-Säulenarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

trog verlangt naturgemäß verschiedene Halbmesser der Kugelflächen. Der äußere Lagerkörper ist im wesentlichen als Drehkörper auf einer viereckigen, ebenen Grundplatte ausgebildet; Deckel und Unterteil sind gegenseitig zentriert. In Abb. 1543 sind normale Ringschmierlagerschalen durch Einbau in einen offenen Lagerbock zu einem der Höhe

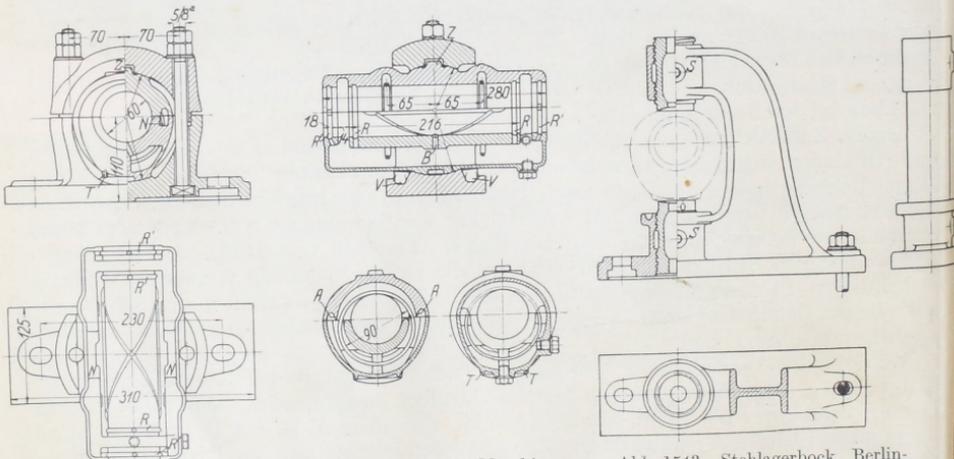


Abb. 1542. Bomag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 8.

Abb. 1543. Stehlagerbock, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.

nach verstellbarem Stehlager in Abb. 1544 und 1545 zu einem Hängelager verwandt. Zur Verminderung der Biegebeanspruchung des Bockes dient im zweiten Falle eine Stange mit Doppelmutter, nach deren Wegnahme die Schalen zugänglich sind und seitlich herausgenommen werden können, während ein an einer durchlaufenden Welle an-

gebrachtes, geschlossenes Lager, Abb. 1546, das Abnehmen der Lagerschalen erst nach deren Verschieben in axialer Richtung gestattet, was bei Triebwerken oft durch Riemen-scheiben u. dgl. erschwert ist.

Verhältnismäßig klein ist die Auflagefläche, die die kugelförmigen Stützflächen seitlichen Kräften gegenüber bieten. Bei schweren Wellen und dort, wo größere derartige Kräfte auftreten, zieht man deshalb Lager mit festen Schalen vor. Es ist aber auch ohne Schwierigkeit möglich, die Kugelflächen zu vergrößern.

Piat bildet sie an dem Stehlager, Abb. 1547, rings um die Schale herum aus und ordnet sie zu dem Zwecke, ihre Beweglichkeit zu erhöhen, in der Ölkammer an. Freilich ist dadurch der Ausschlag der Welle durch die lichte Weite der Bohrungen in den Ölkammerstirnwänden beschränkt.

Als Beispiel eines Hängelagers, dessen Schalen auf ihrem ganzen Umfange geführt sind, sei das Lager von Kablitz, Abb. 1548, [XXI, 6] erwähnt. Es ist ein nach allen Richtungen verstellbares Lager, dessen Stellschraube freilich bei Einwirkung seitlicher Kräfte in ungünstiger Weise auf Biegung in Anspruch genommen wird.

Die zweite Art der bei normalen Triebwerkslagern verwandten Umlaufschmierung ist die mittels fester Schmierringe. Die schon oben beschriebenen Wülfellager, Abb. 1549 und 1550, des Eisenwerks Wülfel bei Hannover, liefern dafür gute Beispiele. Über die Massenherstellung dieser Lager vgl. [XXI, 3 und 4].

Die Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei benutzt zur Schmierung zwei beiderseits der Schalenenden auf der Welle sitzende Ringe S,

Abb. 1551, von welchen Zungen Z das Öl im höchsten Punkte abnehmen und den Schmiernuten des Lagers zuführen.

Die oft unbequem große Baulänge der gußeisernen Lagerschalen läßt sich durch Bronze- oder Rotgußschalen oder durch Ausgießen mit Weißmetall einschränken. Dabei pflegt das Verhältnis  $l : d$  bei Durchmessern bis zu 150 mm zu etwa 2, an größeren Lagern

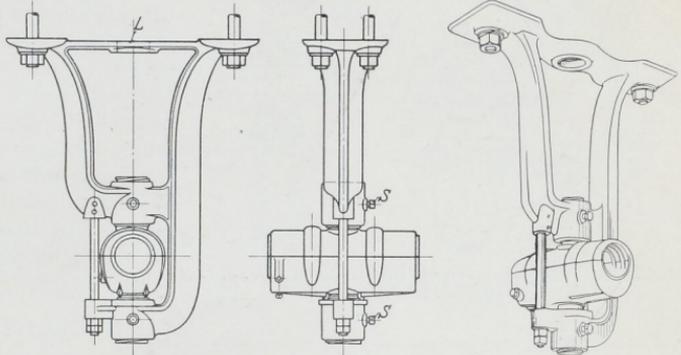


Abb. 1544 und 1545. Hängelager mit Schlußstange der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

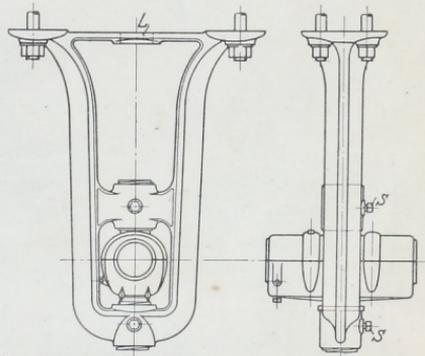


Abb. 1546. Geschlossenes Hängelager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau.

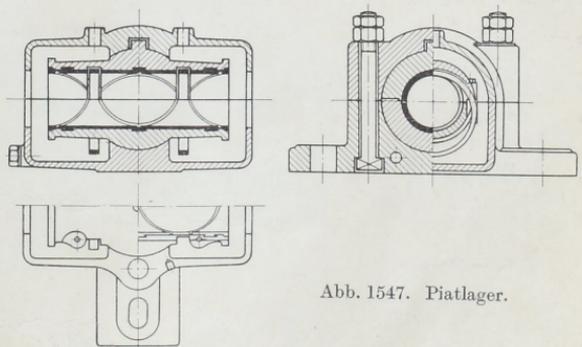


Abb. 1547. Piatlager.

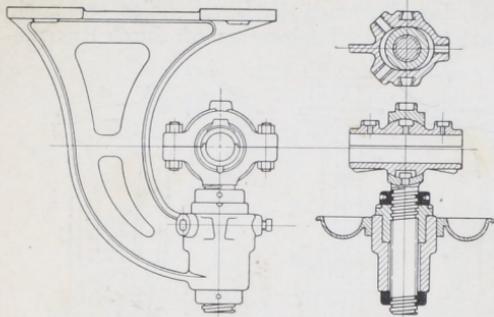


Abb. 1548. Hängelager von Kahlitz. Nach Z. V. d. I. 1902, S. 1843.

bis herab zu 1,2 genommen, trotzdem aber annähernd die gleiche Tragfähigkeit wegen des höheren zulässigen Flächen-drucks,  $p = 25$  bis  $30 \text{ kg/cm}^2$  erreicht zu werden. Die Schalen sind entweder fest eingepaßt oder auch kugelig gestützt. Beispiele bieten die Abb. 1524 bis 1526 mit zylindrisch eingepaßten, festen Schalen und 1552 und 1553, die ein größeres Stahllager mit sich selbst einstellenden Weißmetallschalen in einer ringsumlaufenden Kugelfläche darstellen. Ein einfaches Stahllager für Nadel- oder Tropf-schmierung zeigen Abb. 1554 und 1555.

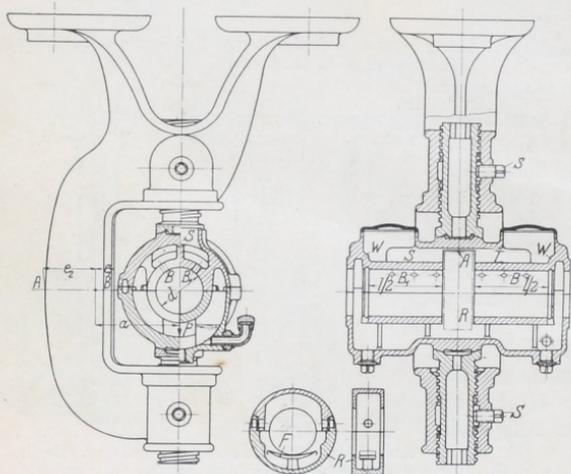


Abb. 1549. Hängelager des Eisenwerks Wülfel, Hannover-Wülfel.

d) Mittel zur Unterstützung der Lager.

Gilt es, Lager auf gegossenen Grundplatten oder an größeren Maschinenteilen zu befestigen, so sieht man bearbeitete, gegenüber der rohen Wandung vrspringende Flächen, -Arbeitsleisten-, vor, wie sie der Rahmen, Abb. 211, zeigt. An Eisenbauwerken, an aus Formeisen und Blechen zusammengesetzten Gerüsten und Gestellen nietet man Blechplatten mit versenkten Nieten auf, Abb. 1455 und bearbeitet sie durch Hobeln oder Fräsen. Ihre Anordnung auf durchweg gleicher Höhe, Abb. 215 und 217, erleichtert die Bearbeitung oft ganz wesentlich.

Wegen unvermeidlicher Ungenauigkeiten der Umrisse hält man die Arbeitsflächen etwas größer als es die Grundflächen der Lager verlangen und paßt sie, wenn nötig, nachträglich der Form des Fußes an, eine freilich meist sehr zeitraubende und teure Handarbeit! Manchmal wird man von der Ausführung, Abb. 216, Gebrauch machen können, bei der derabgerundete, überstehende Flansch kleine Fehler verdeckt oder wenig hervortreten läßt.

Die Trennung ist geboten, wenn die Verwendung normaler, durch Massenherstellung billiger Lager die Kosten besonderer Befestigungsmittel und der Bearbeitung der Arbeitsflächen ausgleicht. Ferner, wenn es die Baustoffe — etwa gußeiserner Lager auf schmiedeeisernen Gestellen — verlangen, und

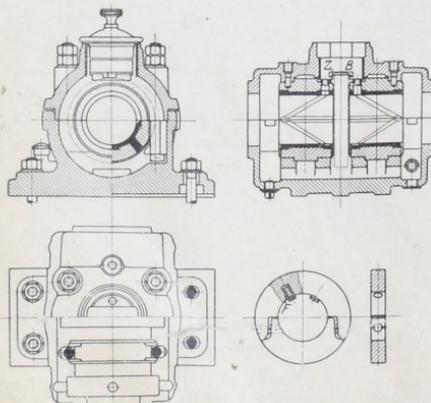


Abb. 1550. Stahllager des Eisenwerks Wülfel, Hannover-Wülfel.

wenn der Guß der einzelnen Stücke wesentlich erleichtert wird. So erschweren an dickwandigen Rahmen kleine dünnwandige Lager das Einförmigen ganz erheblich, kommen häufig nicht mit der nötigen Genauigkeit aus der Form und können leicht Fehlgüsse bedingen.

Zur Stützung von Triebwerkwellen, Vorgelegen usw. dienen je nach ihrer Lagerung auf dem Boden, an den Wänden, an Säulen usw. Sohlplatten, Lagerstühle, Mauerkästen, Hängeböcke u. dgl., die im Zusammenhang mit den Lagergrößen nach Bauhöhe oder

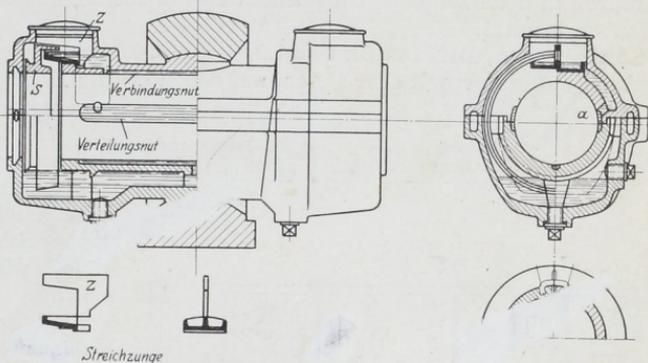


Abb. 1551. Stehager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

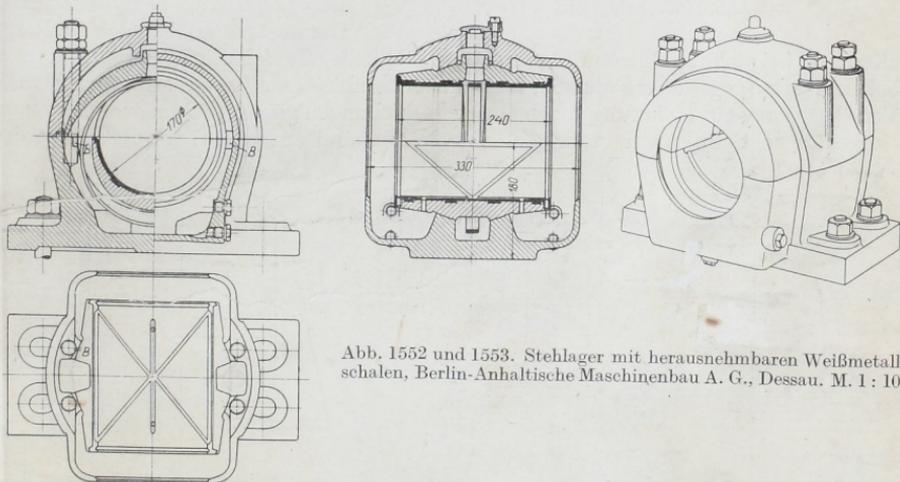


Abb. 1552 und 1553. Stehager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau. M. 1 : 10.

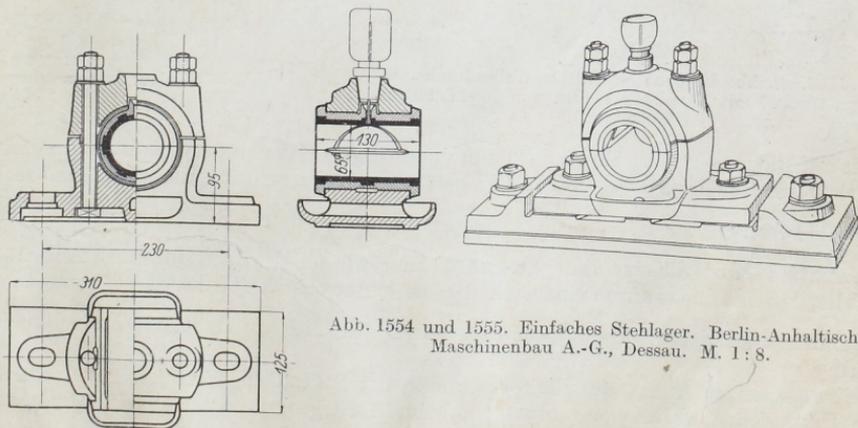


Abb. 1554 und 1555. Einfaches Stehager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 8.

Ausladung abgestuft und genormt von den Firmen für Triebwerke zu beziehen sind. Zur genaueren Einstellung der Wellen und Zapfen werden in wagrechter Richtung Schrauben in Schlitzn oder Langlöchern und Stellkeile, in senkrechter vor allem Stell-schrauben benutzt.

Sohlplatten, DIN 189 Bl. 1 und 2, Abb. 1556, dienen zur Unterstützung normaler Stehlager auf Mauerwerk oder Beton, auf denen sie der Höhe nach genau ausgerichtet, vergossen zu werden pflegen. Sie bieten den Vorteil, daß das eigent-liche Lager auf einer bearbeiteten Fläche ruht und leicht seitwärts ausgerichtet, auch gelegentlich ohne Schwierigkeit weggenommen und wieder aufgesetzt werden kann. Ferner verringert sich der Flächendruck gegenüber dem Fundamente infolge der größeren Auflageflächen, die die Platten haben. Das Lager wird mittels normaler Hammerschrauben nach DIN 188

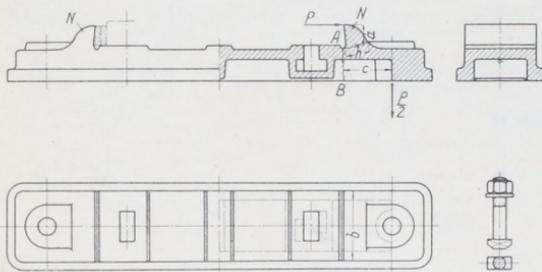


Abb. 1556. Sohlplatte.

gehalten und bei mehr als 90 mm Bohrung durch Stellkeile, die sich gegen Nasen *N* stützen, seitlichen Kräften gegenüber gesichert, während an den kleineren Lagern erfahrungsgemäß die Verschraubung zur Sicherung gegen Querverschiebungen genügt, so daß sich Nasen an den zugehörigen Sohlplatten erübrigen. Die Nasen sind auf die Tragfähigkeit *P* des

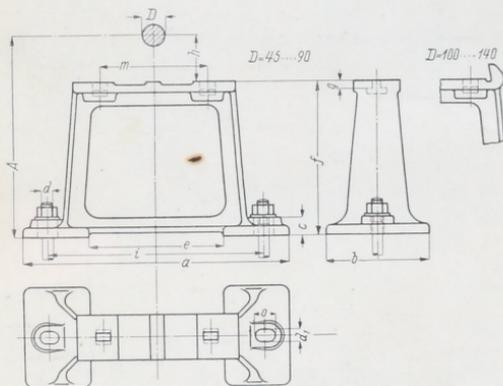


Abb. 1557. Stehbock (ohne Nasen für Wellendurchmesser bis zu 90 mm, mit Nasen für Wellen von 100 bis 140 mm Durchmesser).

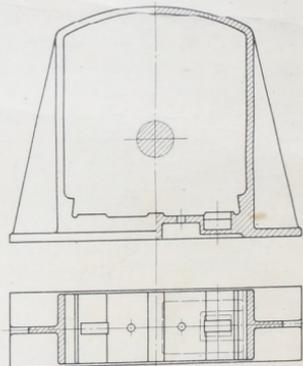


Abb. 1558. Mauerkasten.

Lagers auf Biegung zu berechnen. *P* kann ungünstigstenfalls an der Oberkante angreifen und wirkt am Hebelarm *a* gegenüber dem gefährlichen Querschnitt, der annähernd rechteckig angenommen, mit  $\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{b \cdot h^2}$  beansprucht wird. Für die Berechnung des Plattenquerschnittes selbst gilt eine ähnliche Betrachtung wie für den Lagerfuß nach Abb. 1533.

Im Falle, daß das Lager durch eine nach oben gerichtete Kraft *P* belastet ist, kommen auf die Fundamentschrauben je  $\frac{P}{2}$  kg, die den Querschnitt *AB* am Hebelarm *c* abzubrechen suchen.

Als allgemeiner Anhalt für die Berechnung der Stützfläche von Lagern diene, daß beim Untergeißen mit Zement etwa 10, beim Aufliegen unmittelbar auf Mauerwerk oder Holz etwa 5 kg/cm<sup>2</sup> zulässig sind.

Stehböcke, Abb. 1557, DIN 195, dienen zur Unterstützung höherliegender Wellen, Mauerkästen, Abb. 1558, DIN 193, zur Lagerung beim Durchgang durch Wände, Wand- und Winkelarme, Abb. 1559 bis 1563, genormt durch DIN 117 und 187, zur Stützung an Wandflächen. Die beiden letzten Arten werden oben durch je zwei, unten durch je eine Schraube gehalten. Denn die oberen sind durch das Eigengewicht des Triebwerks und meist auch durch die Riemenzüge ungünstiger beansprucht als die unteren. Damit ein größeres Stück Mauerwerk gefaßt und zur Verankerung herangezogen wird, benutzt man auf der Gegenseite Mauerplatten, Abb. 1559, in deren Vierkantlöchern die Köpfe der Ankerschrauben Halt finden.

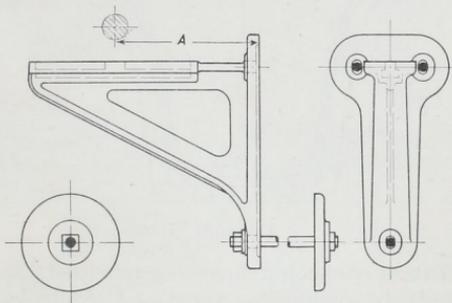


Abb. 1559. Wandarm.

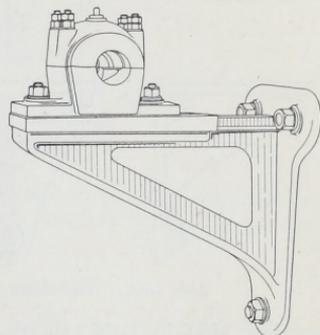


Abb. 1560. Wandarm mit Ringschmierlager.

Winkelarme verwendet man sowohl zur Unterstützung von Wellenenden wie auch häufig als Ersatz der Mauerkästen bei der Durchführung der Wellen durch Wände.

An den Wandarmen nach Abb. 1559, Zusammenstellung 134, wurden die Ausladungen  $A$  um je 100 mm veränderlich, in Abständen von 100 mm abgestuft.

Zusammenstellung 134. Hauptmaße der Wandarme Abb. 1559 zu Stehlagern der DIN 118. (Auszug aus DIN 117.)

Ausladung $A$ . . . mm	200 . . . 300	300 . . . 400	400 . . . 500	500 . . . 600	600 . . . 700	700 . . . 800
Verwandt für normale Wellendurchm. . . mm	25 . . . 50	25 . . . 80	35 . . . 110	35 . . . 140	45 . . . 140	55 . . . 140

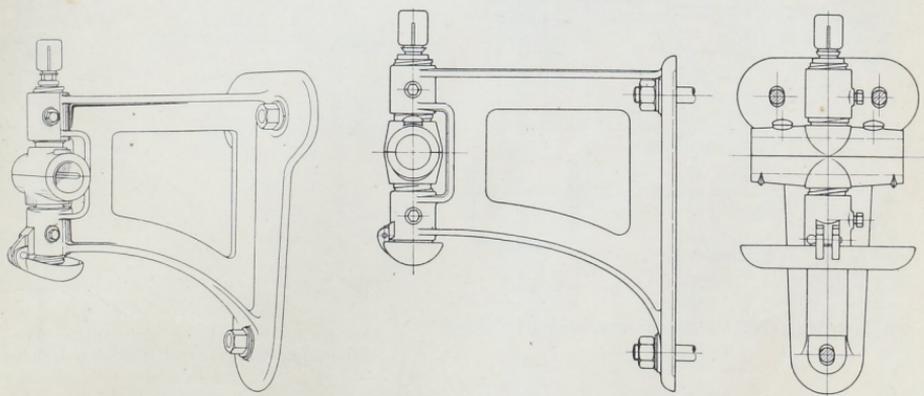


Abb. 1561 und 1562. Wandarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

Umständlich ist das Ausrichten mehrfach gelagerter Wellenstränge bei Verwendung von Wandarmen nach Abb. 1561 oder von Säulenarmlagern nach Abb. 1540 und 1541. Vorteilhafter sind die Wandarme 1559 und 1560, auf denen sich die Lager verschieben lassen.

Die am häufigsten vorkommende Aufgabe, die Wellen an der Decke zu lagern, kann vermittle der Hängeböcke, Abb. 1564, DIN 194, in Verbindung mit gewöhnlichen Stehlagern oder besser durch Hängelager, Abb. 1544, 1546 und 1549, gelöst werden, deren Stellschrauben Ungenauigkeiten der Decke oder der Träger zur Befestigung auszugleichen gestatten.

Die Abmessungen der Körper der Hängelager, Abb. 1564a, die sich übrigens auch zur Lagerung von Wellen auf dem Fußboden eignen, wenn sie umgekehrt angeordnet

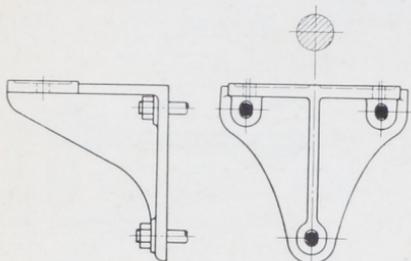


Abb. 1563. Winkelarm.

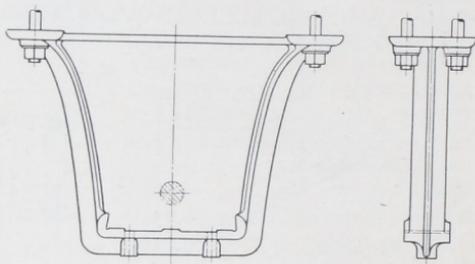


Abb. 1564. Hängebock.

werden, sind in DIN 119 für 25 bis 110 mm Wellendurchmesser einheitlich festgelegt worden, derart, daß sowohl Gleit- wie Wälzlagereinsätze verwendet werden können.

Die Ausladungen  $A$  wurden auf die um 100 mm steigenden Stufen von 200, 300, 400, 500, 600 und 700 mm, Zusammenstellung 135, beschränkt. Auf diese Weise konnten zahlreiche Firmen ihre Bestände an Modellen wesentlich verkleinern, vgl. S. 179. Zu

Zusammenstellung 135. Hauptmaße der Hängelager Abb. 1564a für Triebwerke nach DIN 119 (Auszug).

Ausladung $A$ . . . mm	200	300	400	500	600	700
Abstand $m$ . . . mm	240	320	400	480	560	640
Verwandt für normale Wellendurchm. . . mm	25 und 30	25 . . . 60	25 . . . 90	35 . . . 110	45 . . . 110	70 . . . 110

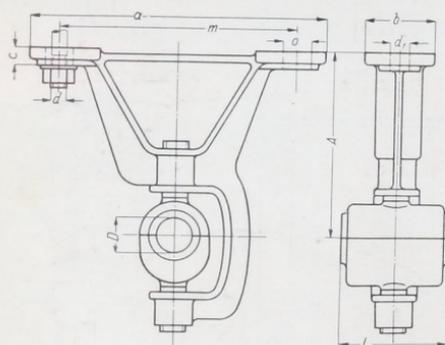


Abb. 1564a. Hauptmaße der normalen Hängelager nach DIN 119.

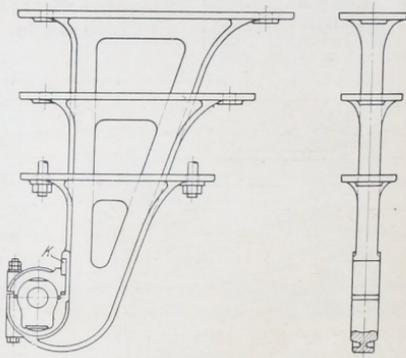


Abb. 1565. Hängelager einheitlicher Form. Südnorddeutsche Verbindungsbahn, Reichenberg.

jeder Ausladung gehört eine bestimmte, vom Wellendurchmesser unabhängige Schraubenerfennung  $m$ . Damit wird der wichtige Vorteil erreicht, daß die Träger, an denen abgestufte Wellen befestigt werden sollen, durchlaufen können und nicht, wie früher vielfach notwendig, in Abhängigkeit von der Wellenstärke versetzt angeordnet werden müssen.

Die Belastung des geschlossenen Hängelagers 1546 durch senkrecht nach abwärts wirkende Kräfte verteilt sich gleichmäßig auf die beiden Wangen und ruft in denselben

im wesentlichen Zugspannungen hervor. Anders an dem offenen Hängelager, Abb. 1549, wo das Biegemoment  $P \cdot a$  im gefährlichen Querschnitt  $AB$  aufzunehmen ist. Wohl aber bietet diese Ausführung den großen Vorteil, daß die Welle und die Lagerschalen viel besser zugänglich sind. Konstruktiv wird man den Hebelarm  $a$  durch Beschränkung des Spiels zwischen Lagerschale und Arm und durch Wahl eines geeigneten Querschnitts, bei dem der Schwerpunkt nahe der Innenkante liegt, klein zu halten suchen. An dem Bock, Abb. 1549, für Schalen von  $d = 60$  mm Durchmesser und  $l = 185$  mm Länge, also für  $P = p \cdot d \cdot l = 10 \cdot 6 \cdot 18,5 = 1110$  kg Tragfähigkeit bestimmt, wird die Zugspannung bei  $B$ :

$$\sigma_{b_1} = \frac{P \cdot a \cdot e_1}{J} = \frac{1110 \cdot 10,5 \cdot 2,3}{122} = 220 \text{ kg/cm}^2,$$

die Druckspannung bei  $A$ :

$$\sigma_{b_2} = \frac{P \cdot a \cdot e_2}{J} = \frac{1110 \cdot 10,5 \cdot 6,1}{122} = 582 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 1565 gibt Hängelager der Werkstätten der Südnorddeutschen Verbindungsbahn in Reichenberg wieder, bei denen zum Festhalten des Deckels Keile  $K$  verwendet werden,

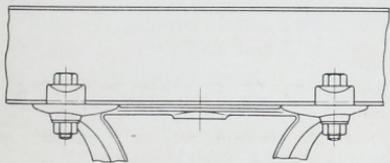


Abb. 1566. Befestigung der Lager mittels Klemmplatten.

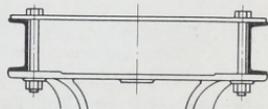
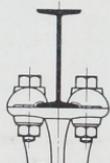


Abb. 1567. Befestigung der Lager an Deckenträgern.

um den Hebelarm des Biegemoments möglichst klein zu halten. Die Form der Böcke wurde für die verschiedenen Bauhöhen einheitlich gewählt.

Das Loch  $L$  in der Fußplatte der Lager Abb. 1544 und 1546 dient zur Durchführung der Drehbankspindel beim Ausbohren des Bocks und Schneiden des Gewindes für die Stellschrauben.

Die Forderung, kleinere Werkzeugmaschinen umstellen zu können, führt dazu, die Triebwerke leicht abnehmbar zu machen. Deshalb zieht man das Festklemmen der Lager durch Klemmplatten, Abb. 1566 oder das Verspannen mittels Flacheisen, Abb. 1567, dem festen Verschrauben unter Einbohren von Löchern in die Deckenträger vor. Klemmplatten verlangen lediglich, daß die Trägerfüße frei gehalten werden. Besondere Schwierigkeiten machte es, nachträglich Löcher oder Bohrungen in Betondecken anzubringen. Es empfiehlt sich, schon bei der Herstellung der Decken Mittel zur Befestigung der Lager vorzusehen: Ankerschienen, Abb. 1568 oder eingegossene Gasrohre, Abb. 1569, zwecks Anschraubens von Winkel- oder U-Eisen zur Stützung der Lager. Abb. 1570 zeigt,

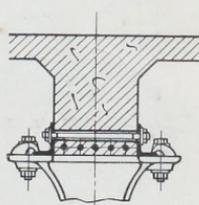
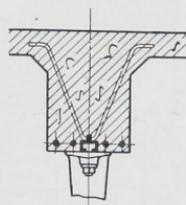


Abb. 1568 und 1569. Befestigung von Lagern an Betondecken.

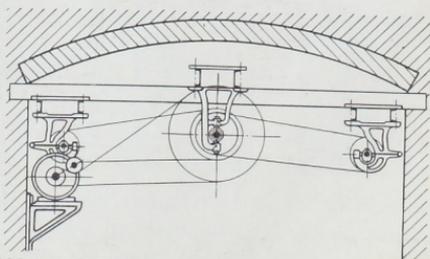


Abb. 1570. Einbau eines Triebwerks unter einem Gewölbe.

wie durch Einziehen einiger Querträger der Raum unter einem Gewölbe zum Unterbringen der Antriebe zweier Reihen von Werkzeugmaschinen ausgenutzt werden konnte.

Die Träger und Lager sind unter Vermeidung von Bohrungen nur miteinander verklemt oder mittels darübergelegter Flacheisen verschraubt.

e) Beispiele für die konstruktive Durchbildung von Lagern.

Das Kurbelwellenlager einer liegenden Maschine gibt Abb. 1571 wieder. Die gußeisernen Schalen sind mit Weißmetall ausgegossen, stützen sich im Rahmen und im

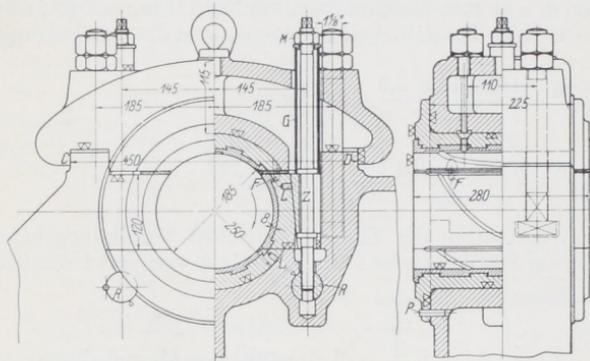


Abb. 1571. Kurbelwellenlager mit beiderseitiger Keilnachstellung für eine liegende Arbeitsmaschine. M. 1 : 10.

Deckel auf breite sorgfältig abgedrehte Flächen und überdecken mit ihren Flanschen die Ausschnitte im Rahmen für die Stellkeile. Ein Paßstift *P* bestimmt die Lage der unteren Schale, erleichtert dadurch den Zusammenbau der übrigen Teile und verhindert die Mitnahme durch die Welle. Für die Schmierung sind zwei in den Deckel einzuschraubende Tropföler vorgesehen, von denen das Öl durch Bohrungen und an der Übergangsstelle vom Deckel

zur oberen Schale durch eine Tropfkante und eine kegelige Erweiterung zu einer breiten Verteilungsnut geleitet wird. Die Schmiernuten sind, da die Welle ständig nur in einer Richtung, und zwar im Sinne des Pfeils umläuft, so angeordnet, daß sie das Öl immer wieder zur Mitte führen. Keile, die, von oben her eingesetzt, auf der ganzen lichten Breite der Schale anliegen, dienen zum Nachstellen. Sie finden ihr Muttergewinde in schmiedeeisernen Bolzen *R*, die in Bohrungen des Rahmens liegen und gegen seitliche Verschiebung durch die Schalenränder geschützt sind. Die Keilsicherung ist durch Gasrohre *G* und Muttern *M* unabhängig vom Deckel gemacht. Zum Nachstellen der Oberschale in senkrechter Richtung werden Blechzwischenlagen benutzt.

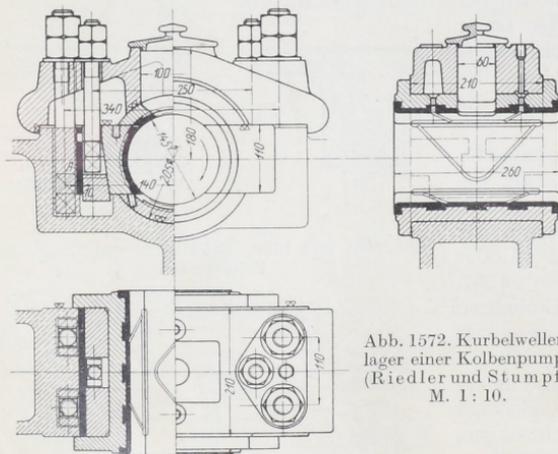


Abb. 1572. Kurbelwellenlager einer Kolbenpumpe (Riedler und Stumpf). M. 1 : 10.

Der kräftig durchgebildete Deckel greift über die Ansätze am Rahmen und wird durch vier tief in denselben fassende Hammerschrauben gehalten. Zur Vereinfachung des Einfomens

sind die Arbeitsflächen für die Muttern, die Schmiergefäße und die Öse zum Abheben nicht als einzelne Augen, sondern als drei fast über die ganze Deckelbreite reichende Leisten ausgeführt. Wegen der möglichst unmittelbaren Übertragung der Kräfte setzen die Rahmenwände dicht unterhalb der Deckelführungen an.

Ein weiteres, einfach durchgebildetes, vierteiliges Lager einer Kolbenpumpe nach dem Entwurf von Riedler und Stumpf stellt Abb. 1572 dar. Sowohl die Keil- wie die Deckelschrauben haben Hammerköpfe, um die Gesamtbreite des Lagers einzuschränken.

Das Herausnehmen der mittleren Schalen wird durch 10 mm starke Bleche *A* erleichtert, die nach dem Lösen der Keile mit einem Haken herausgezogen, jene zur Seite zu schieben und an ihnen vorbei die Schalen herauszudrehen gestattet. Die Unterfläche des Deckels bildet mit der Fugenfläche der Oberschale, die zweckmäßigerweise zusammen bearbeitet werden, eine Ebene. Ähnliches gilt von der Fuge der Unterschale und den anstoßenden Rahmenwänden. Durch diese ebenen Flächen sind die beiden mittleren Schalen gehalten und wirksam daran gehindert, durch die Lagerreibung mitgenommen zu werden. Breite Lappen an den Mittelschalen verdecken die Keile. Das Modell des Deckels kann einteilig sein und läßt sich ohne schwierige Kerne abformen. Die große Öffnung im Deckel erlaubt, die Welle während des Laufes zu beobachten und zu befühlen. Abb. 1573 stammt von einer Großgasmaschine. Der Zapfen wird durch zwei Ringe geschmiert, deren Gang durch Aussparungen im Deckel verfolgt werden kann und die das Öl den in die Welle

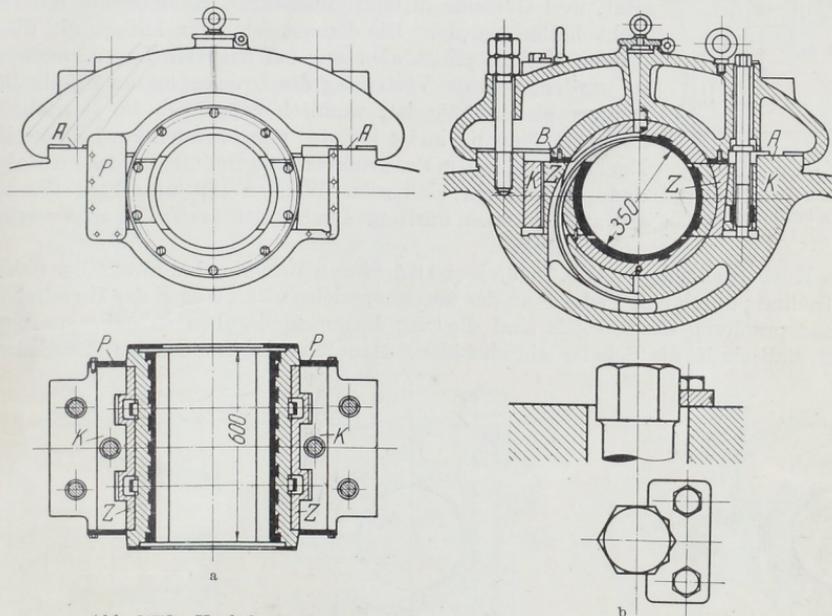


Abb. 1573. Kurbelwellenlager einer Großgasmaschine. M. 1: 20 und 1: 4.

eingearbeiteten Nuten zuführen. Von den vier, innen und außen abgedrehten Schalen ruhen die obere und die untere unmittelbar im Rahmen und im Deckel. Die beiden, durch Keile nachstellbaren, mittleren sitzen in Zwischenstücken *Z*, die in den Ringebenen in die Keile *K* einschneiden, um zusammenhängend ausgebildet werden zu können. Rahmen, Zwischenstücke und Deckel werden unter Einlegen der Blechzwischenlagen *B* gemeinsam ausgebohrt. Zum Anziehen der Keile dienen Druckschrauben und Muttern, die in Schlitzen in den Keilen liegen und in ihrer Stellung durch verzahnte Platten auf dem Deckel gesichert werden. Die Öffnung im Rahmen ist wegen der leichteren Bearbeitung durch Hobeln und wegen der besseren Stützung der Schalen in der vollen Breite durchgeführt und durch Blechplatten *P*, die gleichzeitig die Schalen der Seite nach festhalten, abgeschlossen. Anschläge *A* und Blechzwischenlagen *B* verhindern das schiefe Aufsetzen des schweren Lagerdeckels und das Festklemmen des Zapfens durch zu starkes Anziehen der Schrauben. Bei etwa nötigem Nachstellen müssen die Anschläge nachgearbeitet und einzelne Bleche *B* ausgewechselt werden.

In Abb. 1574 wird der Keil durch eine Schraube nachgestellt, die ihr Muttergewinde in einer Büchse *B* am Grunde der Lagerhöhle findet, die so tief ausgebildet ist, daß

die mittlere Schale längs der Welle an dem nach unten geschraubten Keil vorbei herausgedreht werden kann. Zu dem Zwecke ist noch die Kante *A* der Schale gebrochen. Damit nun das Öl, das sich in der Höhlung sammelt, nicht etwa zum Fundamente gelangen und dort Schaden anrichten kann, muß die Büchse *B* geschlossen ausgebildet und an der Auflagestelle im Rahmen abgedichtet werden. Die Nachstellung ist wieder durch Einschalten eines Gasrohres *G* unabhängig vom Lagerdeckel gemacht.

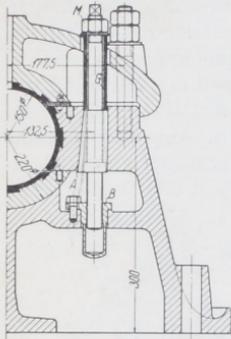


Abb. 1574. Kurbelwellenlager mit Büchse am Grund der Lagerhöhlung zur Keilnachstellung.  
M. 1 : 10.

Ein Lager mit Nachstellung der Seitenschale durch eine Schraube zeigt Abb. 1575. Die Schalen können gemeinsam abgedreht werden; nur die nachzustellende wird auf der Rückseite noch eben eingehobelt. Sie überträgt den Zapfendruck durch eine Stahlgußplatte auf die Schraube, die in einer Bronzebüchse sitzt, weil Gewinde in dem gußeisernen Rahmen auf die Dauer nicht halten würde. Die Bauart ist zwar billiger als die mit breiten Keilen, pflegt aber nur auf leichtere Lager angewendet zu werden, weil die Verteilung des Druckes an der Schalenfläche weniger gleichmäßig ist, wodurch Störungen im Betriebe vorkommen können. Meist benutzt man sie auch nur bei einseitiger Nachstellung wegen des größeren Biegemoments, das im Rahmen dadurch entsteht, daß seine Wangen erst unterhalb der Stellschraube ansetzen dürften. Die Schalenränder liegen in vertieften Arbeitsflächen.

Das Kurbelwellenlager, Abb. 1576, einer stehenden Maschine hat zweiteilige Schalen, deren Stellung durch eine Feder *F* an der unteren gesichert ist. Wegen der Verminderung der Beanspruchung des Deckels sind die vier Hammerschrauben so nahe zusammengerückt, daß sie in die Schalen einschneiden. Dadurch wird freilich das Herausdrehen

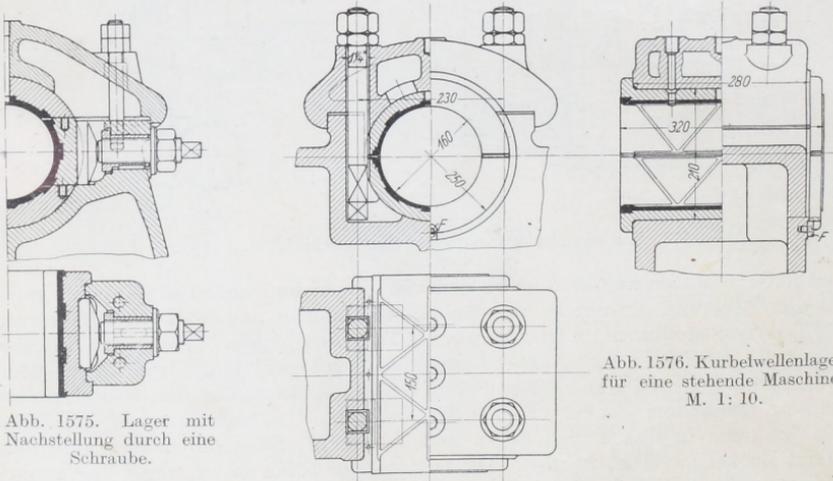


Abb. 1576. Kurbelwellenlager für eine stehende Maschine.  
M. 1 : 10.

Abb. 1575. Lager mit Nachstellung durch eine Schraube.

der Unterschale unter der nur angelüfteten Welle unmöglich gemacht. Die Welle muß ganz herausgenommen werden, um die Schale zugänglich zu machen. Ringsumlaufende Nuten in der Breite des Schraubenschaftes würden die an sich schon ziemlich leicht gehaltenen Schalen zu sehr schwächen.

An Eisenbahnfahrzeugen wird die Form der Lager durch die Forderung bedingt, daß sie wegen der federnden Unterstützung gegenüber dem Rahmen beweglich sein müssen. Der Lagerkörper gleitet zu dem Zwecke in festen oder bei Treibachsen häufig

auch in nachstellbaren Führungen. Die Schalen umfassen den Zapfen an Wagenlagern, wo im wesentlichen die senkrecht wirkenden Gewichte aufzunehmen sind, meist nur auf einem Drittel des Umfanges, um die Reibung zu vermindern und um das Warmlaufen durch Klemmen der Schalen zu vermeiden. Dagegen läßt man die Treibachsen durch die Oberschalen halb umspannen, weil die Zusammensetzung der wagrechten Kräfte des Triebwerkes mit den Gewichten schräg nach oben gerichtete Kräfte ergibt. Die Unterschalen werden weggelassen und durch Polster zur Schmierung der Zapfen ersetzt.

Abb. 1577 zeigt ein Achslager einer  $\frac{3}{8}$  gekuppelten Güterzuglokomotive der Preussischen Staatsbahnen. Der Körper *L* besteht aus Stahlguß oder gepreßtem Stahl und ist an den Gleitflächen mit Rotgußschuhen *R* versehen. Die Lagerschalen, ebenfalls aus Rotguß oder auch mit Weißmetall ausgegossen, liegen mit ebenen Flächen oben und an den Seitenwänden des Lagerkörpers an. Durch Dochte wird frisches Öl aus dem als Ölbehälter ausgebildeten Obertheile des Gehäuses zugeführt, der Zapfen im übrigen durch ein Polster im Unterkasten, das aber in der Abbildung weggelassen ist, geschmiert. An dem nach dem Lösen des Bolzens *B* leicht abnehmbaren Unterkasten sind zwei

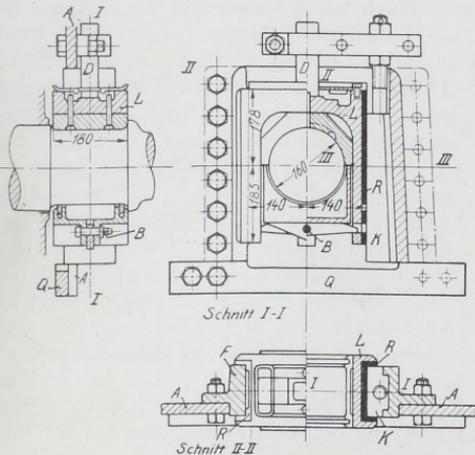


Abb. 1577. Achslager einer  $\frac{3}{8}$  gekuppelten Güterzuglokomotive. M. 1: 15.

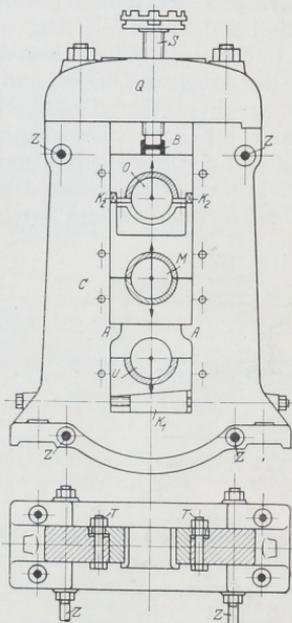


Abb. 1578. Dreiwalzenständer.

Nuten für zwei halbe Filzringe vorgesehen, die das Eindringen von Staub und Schmutz verhüten sollen. Der Lagerkörper *L*, der den Achsdruck durch *D* auf die Feder überträgt, wird an der linken Seite durch eine an den Rahmen *A* angeschraubte Schiene *F* geführt, an der rechten an einem Stellkeil *K*, der die Abnutzung auszugleichen gestattet. Um die Biegebeanspruchung des durch den Ausschnitt geschwächten Rahmens zu vermindern, ist die Öffnung unten durch ein Querstück *Q* geschlossen.

Als weiteres Beispiel, wie die konstruktive Durchbildung der Lager und der Lagerkörper von dem jeweiligen Zweck abhängt, sei die Stützung der Walzen in einem Dreiwalzenständer, Abb. 1578, besprochen. Durch den Walzdruck werden die Zapfen der unteren Walze *U* nur von oben her, die der mittleren *M* von oben und unten, die der oberen *O* von unten her belastet. An der unteren kann daher die Oberschale ganz weggelassen, an der oberen die Unterschale, die lediglich das Eigengewicht der Walze zu tragen hat, leicht ausgeführt werden. Gefordert wird ferner, daß die Walzen sowohl der Höhe wie auch der Seite nach genau gegeneinander eingestellt werden können und daß der Walzdruck durch die Brechkapsel *B* geleitet wird, die beim Auftreten zu großer, die Walzen gefährdender Kräfte zu Bruch geht.

Die vielseitige Aufgabe kann wie folgt gelöst werden. In dem Ständer  $C$  ruhen die Lagerkörper für die Mittelwalze auf Absätzen  $A$ . Gegenüber der mittleren wird die Unterwalze durch den Keil  $K_1$ , die Oberwalze durch die beiden Keile  $K_2$  auf die gewünschten Entfernungen gebracht. Nach oben hin stützen sich die Lager durch die Brechkapsel  $B$  gegen die Stellschraube  $S$ , die den Kraftschluß durch den Ständer vermittelt.  $B$  sichert die Oberwalze unmittelbar; aber auch der zwischen der unteren und mittleren auftretende Walzdruck wird durch den oberen Lagerkörper auf die Brechkapsel geleitet und zwar ohne die Oberwalze oder ihre Zapfen zu belasten.

Der Seite nach läßt man die Walzen an den inneren Schalenbunden anlaufen; zu dem Zwecke sind alle Lager in axialer Richtung verschiebbar und durch die im Grundriß dargestellten Schrauben  $T$  einstellbar. Anker  $Z$  sichern die Stellung der Ständer zueinander. Zum leichten Auswechseln der Walzen ist das obere Querstück  $Q$ , in dem die Stellschraube sitzt, als schwenk- oder abnehmbare Kappe ausgebildet.

An den Spindelstöcken der Drehbänke und Fräsmaschinen wird wegen der Genauigkeit der Arbeit die sichere und spielfreie Lagerung der Wellen verlangt, die selbst gegenüber wechselndem Druck, wie er unter anderem beim Lauf nach rechts und links vorkommt, festliegen müssen. Aufgabe des Konstrukteurs ist es, den Verschleiß der Lager möglichst gering zu halten und ihn durch Nachstellen ausgleichen zu können. Ersteres erreicht man durch mäßige Auflagedrucke, Härten und Schleifen der Zapfen, Verwendung harter Lagermetalle und durch gute Schmierung. Die Nachstellung ist bei zylindrischen

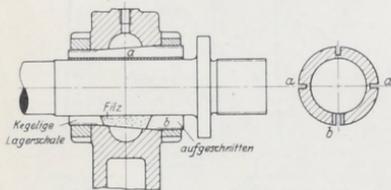


Abb. 1579. Nachstellbares Lager an Werkzeugmaschinen.

Laufflächen nach Abb. 1579 durch kegelige, an einer Stelle  $b$  aufgeschnittene und außerdem mit mehreren Schlitz  $a$  versehene Schalen möglich, die durch Muttern  $a$  zu beiden Seiten in dem geschlossenen Lagerkörper gehalten und nachgezogen werden können. Die Schmierung geschieht dabei durch einen Tropföler von oben her oder durch eine Filzeinlage im Schlitz, die das Öl aus dem als Ölbehälter ausgebildeten Lagerkörper ansaugt. Die Achsdrücke müssen durch ein besonderes Drucklager aufgenommen werden.

Eine andere Lösung der Aufgabe zeigt Abb. 1580 an dem Spindelstock der Hendey-Norton-Fräsmaschine. Die Spindel hat zwei kegelige Laufflächen. In der rechten Schale, die durch einen Bund  $B$  und die Mutter  $M_1$  im Lagerkörper festgehalten ist, läuft der

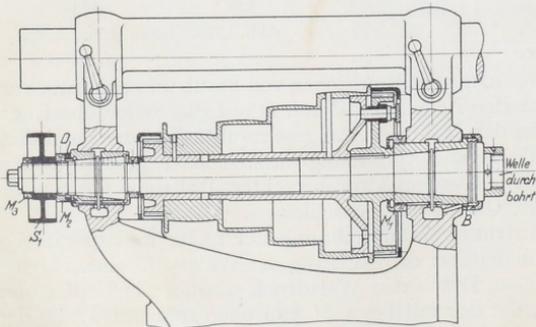


Abb. 1580. Spindelstock der Hendey-Norton Fräsmaschine. (Nach Hülle, Werkzeugmaschinen).

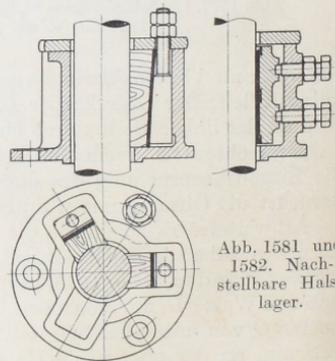


Abb. 1581 und 1582. Nachstellbare Halslager.

Hauptzapfen, durch den der von rechts kommende Axialdruck aufgenommen wird. Entgegengesetzten Druck fängt das linke Lager auf und überträgt ihn durch die Mutter  $M_3$  auf die Nabe der Riemenscheibe  $S_1$  auf  $M_2$  und die Druckplatte  $D$ , die auf



lauffläche auf der einen Seite dagegen um 1 mm länger gehalten, vgl. Abb. 1325. Oft wird zu dem Zwecke auch eine der Lagerschalen etwas schmalere, die Welle dagegen symmetrisch ausgeführt. Für die Nachstellung der mittleren Schalen sind Stahlgußkeile mit  $1/10$  Neigung vorgesehen, die an der um die senkrechte Achse ausgedrehten Lagerhöhhlung anliegen und durch Hammerschrauben angezogen werden. Sie können nach Abb. 1584 zu vieren zusammengewossen, am äußeren Umfang zylindrisch, der Lagerhöhhlung von 470 mm Durchmesser entsprechend, an den oberen und unteren Flächen aber eben abgedreht werden und bieten neben einfacher Herstellung den Vorteil, daß sie den Schalen eine gewisse Selbsteinstellung gewähren. Die schrägen Druckflächen werden auf der Stoßmaschine bearbeitet, auf der auch die vier Keile voneinander getrennt werden können. Ohne Rücksicht auf die Reibung sind die Keilschrauben während des Betriebes nach Abb. 1585 im ungünstigsten Falle mit  $1/10 B_h$  belastet, wenn man annimmt, daß der Lagerdruck allein durch die mittlere Schale aufgenommen wird. Sie müssen bei  $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$ :

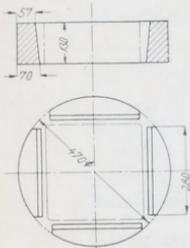


Abb. 1584. Herstellung der Keile zum Lager. Abb. 1583. M. 1 : 20.

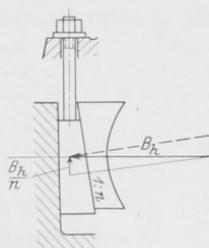


Abb. 1585. Zur Berechnung der Keilschrauben am Lager, Abb. 1583.

gewählt:  $1 1/8''$ -Schrauben mit  $4,5 \text{ cm}^2$  Kernquerschnitt und  $537 \text{ kg/cm}^2$  Zugspannung. Die Inanspruchnahme der Schrauben beim Nachstellen der Schalen, das möglichst während des Stillstandes der Maschine erfolgen wird, ist wegen der Unsicherheit über die Größe der Reibungswiderstände an den Keilen und an den Begrenzungsflächen der Schalen schwer zu bestimmen.

$$F_0 = \frac{B_h}{10 \cdot k_z} = \frac{24150}{10 \cdot 500} = 4,83 \text{ cm}^2$$

Der Deckel wurde entsprechend der zylindrischen Ausbohrung des Rahmenraums als Drehkörper um die senkrechte Achse nach einer Kugelfläche von 450 mm Außenradius ausgebildet und dadurch auch die Bearbeitung seines Modells durch Drehen ermöglicht. Nur diejenige der Anlagefläche der Oberschale erfolgt durch Ausbohren des Rahmens und Deckels um die wagrechte Lagermittellinie. Der Deckel wird während des normalen Betriebes überhaupt nicht belastet. Denn der nach oben gerichteten Seitenkraft im Triebwerke, die im ungünstigsten Falle, wenn der Kurbelarm senkrecht zur Schubstange steht und, wenn ferner angenommen wird, daß in dieser Stellung

noch der größte Kolbendruck wirksam ist,  $\frac{R}{L} \cdot P_n = \frac{17400}{5} = 3480 \text{ kg}$  beträgt, wirkt das halbe Gewicht der Welle und des Schwungrades in Höhe von 3650 kg entgegen. Trotzdem tut man gut, den Deckel durch kräftige Schrauben festzuhalten. Es sind vier Stück von  $1 1/2''$  Durchmesser gewählt.

Der Deckel bildet man nun zweckmäßigerweise so aus, daß er den Kräften, die die Schrauben aufnehmen können, ebenfalls standhält. Querschnitt I über der Lagermitte ist dementsprechend bei  $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$  Zugspannung im

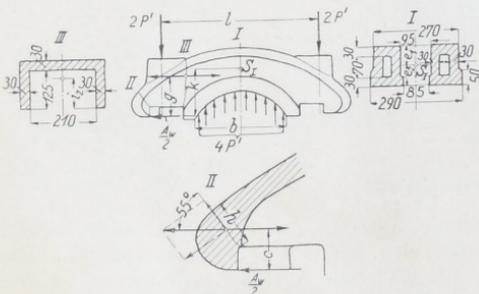


Abb. 1586. Zur Berechnung des Lagerdeckels.

auf Biegung nach Abb. 1586 zu berechnen. Kernquerschnitt  $F_0$  können die Schrauben je:

$$P' = F_0 \cdot k_z = 8,39 \cdot 500 = 4195 \text{ kg}$$

aushalten. Dabei wird die Biegebeanspruchung in der äußeren Faser des Querschnittes *I*:

$$\sigma_b = 2 \cdot P' \frac{\left[ \frac{l}{2} - \frac{b}{4} \right] \cdot e_1}{J_1} = \frac{2 \cdot 4195 [24,7 - 7,1] \cdot 6,8}{3296} = + 304 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig erscheint.  $e_1$  und  $J_1$  wurden in bekannter Weise an dem daneben skizzierten Querschnitt unter Ersatz der bogenförmigen Außenbegrenzung durch gerade Linien ermittelt.

Der Deckelrand greift über die Zentrierleiste am Rahmen und verstärkt das Lager, indem er bei guter Passung einen Teil des Lagerdrucks aufnimmt. Berechnet man den Rand, um ein Urteil über seine Widerstandsfähigkeit zu bekommen, unter der sehr ungünstigen Annahme, daß an seiner Unterkante die Kraft  $\frac{A_w}{2}$ , Abb. 1586, angreife (wegen  $A_w$  vgl. S. 653), so wird der unter  $55^\circ$  liegende Querschnitt *II* nach der Theorie der geraden Balken mit:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot A_w \cdot c}{2b h^2} = \frac{6 \cdot 23820 \cdot 5,3}{2 \cdot 27 \cdot 5,7^2} = 432 \text{ kg/cm}^2$$

und mit:

$$\sigma_z = \frac{A_w \sin 55^\circ}{2 \cdot b \cdot h} = \frac{23820 \cdot 0,819}{2 \cdot 27 \cdot 5,7} = 63 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht. Querschnitt *III* hat auszuhalten: an der inneren Faser:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot g \cdot i_2}{2 \cdot J_3} = \frac{23820 \cdot 12,8 \cdot 10,3}{2 \cdot 3380} = 465 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 156} = 76 \text{ kg/cm}^2;$$

Querschnitt *I*:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot k \cdot e_2}{2 \cdot J_1} = \frac{23820 \cdot 14,1 \cdot 6,3}{2 \cdot 3350} = 316 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 202} = 59 \text{ kg/cm}^2.$$

Dabei ist zu beachten, daß die Art der Beanspruchung der oben berechneten, nämlich der durch einen senkrecht nach oben gerichteten Druck erzeugten, entgegengesetzt gerichtet ist. Konstruktiv kann man die Inanspruchnahme dadurch günstiger gestalten, daß man den Hebelarm  $k$  klein hält, die Rahmenwandung also möglichst hoch hinaufzieht.

Die im Zusammenhang mit dem Lager wichtigen Querschnitte *I* und *II* des in Abb. 1699 wiedergegebenen Rahmens der Maschine sind in dem Abschnitt 22 nachgerechnet. Unter Beachtung der auf Seite 869 besprochenen Versuche sind kräftige Formen und bei der Berechnung nach der Theorie der geraden Balken niedrige Beanspruchungen, namentlich im Querschnitt *I*, geboten.

## B. Gleitstützlager.

Der Einteilung der Stützapfen entsprechend, unterscheidet man Stützlager mit einer vollen oder einer ringförmigen Lauffläche, Abb. 1587 und 1588 und Kammlager mit mehreren ringförmigen Stützflächen, Abb. 1589. Für ihre Durchbildung und Beurteilung gilt neben den auf Seite 841 für Traglager aufgeführten Gesichtspunkten 1, 5, 6 und 7 noch der, daß die Achse der Stützflächen mit der Drehachse zusammenfallen muß, daß insbesondere ebene Flächen genau senkrecht zur Drehachse