

Lager.

Einteilung und Gesichtspunkte bei der Durchbildung der Lager.

Lager dienen zum Tragen und Stützen von Zapfen und werden nach der Art der Tragmittel in I. Gleitlager und II. Wälzlager eingeteilt. Bei der ersten Gruppe sind die Zapfen ganz oder teilweise vom Lager umschlossen; die Teile gleiten bei der Drehung aufeinander. Bei der zweiten sind rollende Zwischenglieder eingeschaltet, zu dem Zwecke, die gleitende Reibung durch die beträchtlich geringere rollende zu ersetzen. Eine Sondergruppe bilden III. die Schneidenlager, die auf schwingende und kippende Bewegungen beschränkt, die Kräfte durch schmale, schneidenförmige Auflageflächen unter sehr geringem Bewegungswiderstand übertragen.

Nach den Hauptarten der Zapfen unterscheidet man A. Trag- oder Querlager mit vorwiegend senkrecht zur Drehachse gerichteter Belastung und B. Spur-, Stütz- oder Längslager mit hauptsächlich in Richtung der Achse wirkendem Druck.

Die wichtigsten, bei der Durchbildung der Lager zu beachtenden Gesichtspunkte sind:

1. Wahl ausreichender Abmessungen gegenüber den auftretenden Kräften in bezug auf Festigkeit, Auflagedruck und Sicherheit gegen Warmlaufen, aber auch gegenüber schädlichen Formänderungen oder Erschütterungen. Die Lager und alle ihre Teile müssen in Rücksicht auf den zuletzt genannten Punkt stets genügend steif und kräftig durchgebildet werden. Bei hohen Belastungen ist für sichere Ableitung der Reibungswärme durch eine hinreichend große und wirksame Oberfläche zu sorgen, sofern nicht sogar künstliche Kühlung nötig wird. Den Ausgangspunkt der Gestaltung bilden die Zapfen- oder Wellenmaße, die oft von vornherein gegeben sind, deren Ermittlung im übrigen in den Abschnitten 15 und 18 behandelt ist.

2. Das Anliegen der Lagerschalen an den Laufstellen muß auf der ganzen Breite durch genaues Anpassen oder durch Einstellbarkeit der Schalen gesichert sein.

3. Die Abnutzung soll sich durch Wahl eines geeigneten Lagermetalls unter Schonung der Zapfen auf die Schalen beschränken.

4. Eintretende Abnutzung muß durch Nachstellen der Schalen in Richtung der Hauptkräfte oder durch Ersatz der Schalen unter Wahrung der Lage der Welle ausgeglichen werden können. Die Schalenfugen sind so anzuordnen, daß der Lagerdruck von ihnen ferngehalten wird.

5. Sicherheit des Betriebs durch Zuführung des Schmiermittels in genügender Menge und unter richtiger Verteilung.

6. Sparsamkeit im Schmiermittelverbrauch durch Betätigung der Schmierung nur während des Laufens und durch Auffangen des abfließenden Öls oder Fettes; letzteres gleichzeitig mit dem Ziel, die Umgebung des Lagers sauber zu halten und das Fundament vor der Einwirkung des Öls zu schützen.

7. Einfache und übersichtliche Bedienung des Lagers. Je vierteiliger ein Lager ist, desto schwerer fällt es, die einzelnen Teile in die richtige Lage zueinander zu bringen. Namentlich ist das Ein- und Nachstellen mehrteiliger Schalen eine schwierige, große Sorgfalt verlangende Arbeit. Die Schmierung muß leicht von außen, auch während des Betriebes, überwacht und nachgeprüft werden können. An stark beanspruchte Lagen soll die Feststellung der Temperatur der Lauffläche durch Thermometer mit

8. Lager, deren oftmalige Anwendung zu erwarten ist, wird man in Rücksicht auf billige Massen- oder Reihenherstellung durchbilden, solche, die in ähnlichen, aber nach Durchmesser und Länge abgestuft, verwandt werden, durch Normen wenige Ausführungen beschränken, um ihre Anfertigung in größeren Zahlen machen.

I. Gleitlager.

A. Traggleitlager.

Traglager einfachster Form sind die in Abb. 1455 und 1456 dargestellten, ungeteilten, gußeisernen Augen- und Flanschlager, die, auf die Zapfen oder Wellenenden in der Längsrichtung aufgeschoben, durch Schrauben oder Nieten mit den Maschinenteilen oder Rahmen, an denen sie sitzen, verbunden werden. In Abb. 1455 dient z. B. eine auf den genieteten Träger aufgesetzte, abgehobelte Blechplatte als Unterstüßung. Das Gußmodell ist einteilig gedacht. Deshalb sind Lageraue und Grundplatte schwach verjüngt ausgebildet, besondere Augen für die Schraubenköpfe aber dadurch vermieden, daß die Auflageflächen mit einem Messer nach Abb. 236 eingearbeitet werden. Im Fall 1456 ruht das Lager in der Blechplatte auf einer Zentrierleiste, die man zweckmäßigerweise durch das Blech hin-

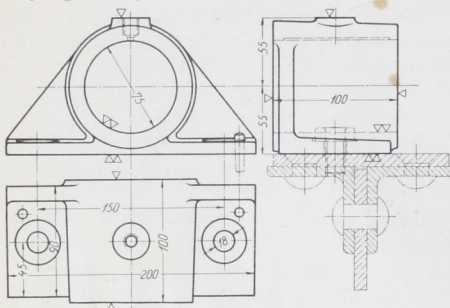


Abb. 1455. Augenlager. M. 1 : 5.

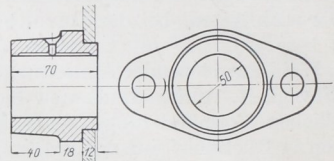


Abb. 1456. Flanschlager. M. 1 : 5.

durchtreten läßt, damit sie als Anlauffläche für Bunde, Wellenabsätze, Stellringe oder Naben dienen kann, vgl. die Lagerung der Kurbel und der ersten Vorgelegewelle der Handwinde Abb. 1996. Flanschlager mit zwei und vier Schrauben für Hebemaschinen sind in den DIN 502 und 503, Augenlager in DIN 504 genormt.

An gegossenen Gehäusen und Gestellen werden Lagerflächen für leicht belastete oder untergeordnete Zapfen vielfach unmittelbar durch Ausbohren geschaffen, wie an der Schützenwinde, Abb. 2002. Ist der Baustoff ungeeignet, so setzt man Messing-, Bronze-, Gußeisen- oder Stahlbuchsen, Abb. 1457 und 1458, ein, die je nachdem, ob sie dauernd in der Bohrung sitzen bleiben können oder ob sie beim Auseinandernehmen der Maschine entfernt werden müssen, mit Fest- oder mit Haftsitz eingepaßt und durch Stifte, Federn oder dgl. gegen die Mitnahme durch die Welle sowie gegen die dabei eintretende Verschiebung des Öllochs und Störung der Schmierung gesichert werden. Namentlich Bronze- und Messingbuchsen lockern sich bei starken Temperaturänderungen leicht, weil sie sich bei der Erwärmung stärker ausdehnen als das Eisen und deshalb die Bohrungen, in denen sie sitzen, allmählich erweitern. In den

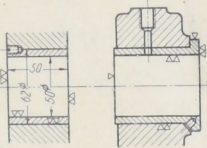


Abb. 1457 und 1458. Buchsen.

DIN 146 und 147 sind Buchsen nach Abb. 1457 in zwei Gruppen, als dünnwandige und dickwandige derart genormt worden, daß ihre Innen- und Außendurchmesser der Normdurchmesserreihe DIN 3 entsprechen, während ihre Längen bis zu 50 mm in Stufen um je 5, von da um je 10 mm bis zu 100, um je 20 bis zu 200, um je 25 bis zu 300 und schließlich auf 330, 360 und 400 mm steigen. Als kleinstes Verhältnis der Länge zum lichten Durchmesser ist rund 1 : 1, als größtes 3 : 1, bei den größeren Durchmessern aber rund 2 : 1 gewählt.

Da die einteiligen Buchsen und Lager wegen des Einbaues der Welle oder wegen der zu fern von den Abnutzungen nicht verwendbar sind, teilt man die Lager. Sie pflegen dann aus einer auswechselbaren Schalen, dem Lagerkörper, dem Deckel und den Verbindungsstücken dazu zu bestehen. Oft sind besondere Unterstüßungen durch Sohlplatten, Wandarme, oder eine Feder usw. nötig. Teile, die im folgenden einzeln des näheren besprochen werden.

1. Die Lagerschalen.

Dem Zwecke entsprechend, das dauernde Laufen des Zapfens zu ermöglichen, muß die Lauffläche aus geeignetem Baustoff bestehen und sich dem Zapfen möglichst vollkommen anschmiegen. Eine gleichmäßige und glatte Oberfläche ist Vorbedingung für eine gute Verteilung des Auflagedrucks und geringe Reibung. Da die Bearbeitung der Lauffläche, der Drehform des Zapfens entsprechend, gewöhnlich durch Ausbohren, Ausdrehen oder Ausschleifen erfolgt, wird man versuchen, auch diejenige der übrigen Flächen der Schale in derselben Art, also insbesondere durch Abdrehen, zu bewirken, gleichzeitig, um neben billiger Herstellung das genaue Passen und Zusammenfallen der Mittellinien durch die Zentrierung im Lagerkörper zu erreichen. Die Lagerschalen müssen in ihrer Stellung gut gesichert und in bezug auf Zu- und Abführung, sowie Verteilung des Öls während des Laufes sorgfältig durchgebildet werden.

a) Die Lagermetalle.

Als Baustoffe, als sogenannte Lagermetalle, kommen Gußeisen, Bronze, Messing, Rotguß und Weißmetall, letzteres als Ausguß, in Frage.

Gußeisen ist billig und zunächst für die Schalen langsam laufender oder selten sich drehender Zapfen geeignet. In ausgedehntem Maße wird es an einfachen Hebezeugen für Handbetrieb, wo die Abnutzung von geringer Bedeutung ist, bei Auflagedrucken bis zu $p = 25$ bis 30 kg/cm^2 , bei niedrigen Geschwindigkeiten selbst bis zu 50 kg/cm^2 , verwendet. Ein zweites großes Anwendungsfeld für das Gußeisen bieten die Triebwerke; in dem dort so weit verbreiteten Sellerslager bewährt es sich bei geringen Belastungen mit $p = 3$ bis 6 , äußerstenfalls 10 kg/cm^2 , selbst bei größeren Geschwindigkeiten vorzüglich.

Bronze ist ein festes, dichtes und glattes, aber teures Lagermetall, das kleine Schalenmaße verlangt, hohe Flächendrücke von 40 bis 60 kg/cm^2 verträgt und vor allem bei stoßweisem Betrieb zweckmäßig ist. Empfohlen werden Legierungen, die im Mittel 83% Kupfer, 17% Zinn oder auch geringe Mengen von Zink etwa im Verhältnis 82% Kupfer, 16% Zinn und 2% Zink enthalten. Auch Phosphorbronze, bei welcher der Phosphor, kurz vor dem Guß in Mengen von $0,5$ bis 1% zugesetzt, eine im wesentlichen reinigende Wirkung hat, im fertigen Gußstück aber nicht mehr oder nur noch in Spuren nachweisbar ist, ist als Lagermetall sehr geeignet. Messing und Rotguß sind billiger, aber weniger gute Ersatzstoffe für Bronze. Als Schalenstärke, Abb. 1459, kann:

$$s = 0,05 d + 5 \text{ bis } 0,07 d + 5 \text{ mm}, \quad (461)$$

als Randdicke s , als -höhe $2s$ genommen werden.

Zu beachten ist, daß Schalen aus den eben erwähnten Legierungen, wenn sie die Zapfen halb umfassen, infolge der stärkeren Ausdehnung durch die Wärme im Vergleich zu Eisen zum Klemmen an den Kanten neigen. Nimmt man eine gut im Lagerkörper anliegende Bronzeschale heraus und erwärmt sie, so paßt sie nicht mehr in die Lagerhöhling, sondern legt sich, wenn man sie gewaltsam hineinpreßt, in den Punkten a und b der schematischen Abb. 1460 an und klemmt die Welle bei c und d ein. Ähnliches tritt beim Laufen des Zapfens ein, weil die Schale durch die Reibungsarbeit, die an der Lauffläche entsteht, wärmer als der Lagerkörper wird. Das Fressen, bei dem nicht selten selbst Stahlzapfen durch die große Härte der Bronze angegriffen und beschädigt werden, setzt daher häufig an den Kanten c und d ein. Um das zu verhüten, empfiehlt es sich, den Schalen dort Spiel zu geben und sie nach Abb. 1459 bis auf schmale Streifen an den Enden, die das Entweichen des Öls verhüten sollen, freizuschaben.

Sehr wichtige Lagerbaustoffe sind die Weißmetalle, über deren Zusammensetzung auf Seite 124 Angaben gemacht wurden. Ihre Bedeutung ist mit den zunehmenden

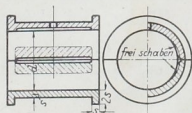


Abb. 1459. Bronzelager-schale.

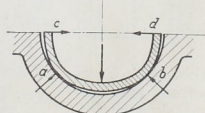


Abb. 1460. Bronzeschale, erwärmt im Lagerkörper.

Umfangsgeschwindigkeiten der Zapfen immer mehr gestiegen. Nur bei stoßweisem Betrieb werden sie besser vermieden und durch Bronze ersetzt.

Weißmetall hat aber für sich allein nicht genügende Festigkeit und Widerstandsfähigkeit; es wird nur als Ausguß in Schalen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze und Messing, gelegentlich auch im Lagerkörper oder Deckel selbst verwendet. Damit es

genügend haftet, versieht man die Schalen mit schwalbenschwanzförmigen Längs- und Quernuten, Abb. 1461 und 1462, mit runden Vertiefungen, Abb. 1463, oder mit Bohrungen, Abb. 1464 und 1465. Besonders wichtig ist, das Metall an den Schalenkanten *a* und *b* und an den Enden *c* und *d*, Abb. 1461 und 1462, durch hinterschnittene Nuten so fest zu halten, daß das Loslösen sowohl in radialer, wie in axialer Richtung verhindert wird. Soll der Zapfen an den Stirnflächen anlaufen, so läßt man

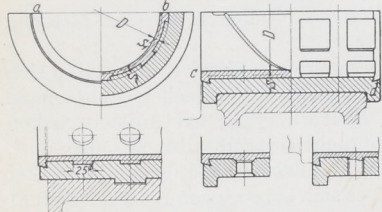


Abb. 1461 bis 1465. Befestigung des Weißmetalls in Lagerschalen.

das Weißmetall über die Schalenendflächen vortreten, Abb. 1462, oder hält den Ausguß breiter als den Bund, Abb. 1465. Das gleichzeitige Anlaufen des Zapfens an zwei verschiedenen Werk-

stoffen, das leicht zu Riefenbildungen führt, ist unbedingt zu vermeiden. Die Glyco-Metallgesellschaft in Wiesbaden befestigt in den Lagerschalen gelochte und verzinnte Eisenbleche, Abb. 1466, die den Ausguß stützen. Auch sonst verzinkt man zweckmäßigerweise die Schalenflächen vor dem Eingießen des Weißmetalls, um das Anhaften zu erleichtern.

Für die Stärke s_1 des Ausgusses, Abb. 1461, kann als Anhalt:

$$s_1 = 0,02d + 2 \text{ mm bis } 0,03d + 3 \text{ mm}, \quad (462)$$

für die Tiefe der Schwalbenschwänze 2 bis 5 mm dienen, für die Schalendicke s einschließlich des Eingusses nach Lindner:

$$\text{bei Gußeisen: } s = 0,12d + 12 \text{ mm}, \quad (463)$$

$$\text{bei Stahlguß: } s = 0,09d + 9 \text{ mm}, \quad (464)$$

$$\text{bei Bronze und Rotguß: } s = 0,08d + 8 \text{ mm}. \quad (465)$$

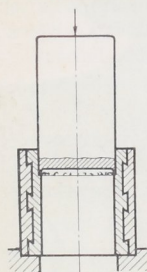


Abb. 1467. Bearbeitung des Weißmetallaussgusses durch Durchpressen eines Dornes.

Die Bearbeitung der Weißmetallauffläche erfolgt durch Ausdrehen und anschließendes Polieren oder Walzen zum Glätten und Verdichten der Oberfläche, bei kleineren geschlossenen Büchsen auch durch Durchpressen eines Dornes, Abb. 1467. Der Dorn ist am unteren Ende mit einer scharfen Schneidkante versehen und oberhalb derselben etwas verstärkt. Er verdichtet dadurch beim Durchpressen das Weißmetall und liefert eine sehr glatte gleichmäßige Oberfläche. Damit die Büchse nicht zersprengt wird, ist sie von einem Futter umschlossen, das gleichzeitig für die Zentrierung des Dornes gegenüber der Büchse sorgt.

Als Lagermetalle ungeeignet sind zähe, spanbildende Stoffe, wie Flußstahl und Stahlguß, in die stets Lagerschalen oder Büchsen einzusetzen sind.

Sehr beachtenswert ist die Verwendung von hartem Holz als Lagerlauffläche bei Walzwerken [XXI, 14, 15].

b) Durchbildung der Schalen.

Beispiele für die Sicherung der Lage von zylindrischen Schalen zeigen die Abb. 1462, 1463, 1468 bis 1471. Längsverschiebungen verhindert man meist durch äußere Bunde,

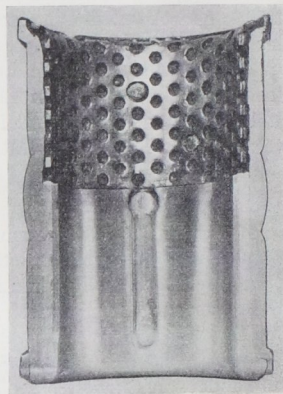


Abb. 1466. Lagerschale der Glyco-Metallgesellschaft, Wiesbaden.

Abb. 1462, die sich gegen Arbeitsflächen am Lagerkörper und am Deckel stützen, gelegentlich auch durch innere Absätze, Abb. 1463. Dem Mitgenommenwerden bei der Drehung beugt man durch Stifte, Abb. 1468, Paßringe, Abb. 1469, Schrauben, Abb. 1470, Federn usw. vor. In Abb. 1499 dient dazu das Ölrohr, in Abb. 1471 ein angegossener Zapfen, der aber umständlich zu bearbeiten ist und voraussetzt, daß ein breiter Streifen der

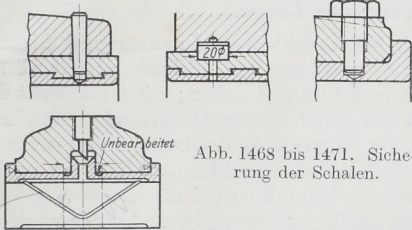


Abb. 1468 bis 1471. Sicherung der Schalen.

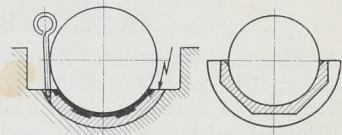


Abb. 1472. Herausnahme der Unterschale.

Abb. 1473. Unzweckmäßige, kantige Unterschale.

Schale roh bleibt. Vielfach ist es erwünscht, die Unterschale zum Nachsehen unter dem nur wenig angelüfteten Zapfen mit einem eingeschraubten Griff oder durch Druck oder Schlag auf die eine Seite, Abb. 1472, herausdrehen zu können. Die genannten Sicherungen müssen dann an dieser Schale entweder ganz vermieden werden oder sich wie der Stift *P* in Abb. 1571 vor dem Ausbau der Schale entfernen lassen. Daß die früher übliche kantige Ausbildung nach Abb. 1473 neben der viel teureren Bearbeitung und schwierigeren Einpassung das Herausnehmen unter dem Zapfen unmöglich macht, sei nur erwähnt.

Die Lagergehäuse sollen im allgemeinen in den Lagerkörpern mit möglichst breiten Flächen aufliegen, um eine günstige Verteilung des Flächendrucks und bei hohen Drehzahlen eine sichere Ableitung der Reibungswärme zu erreichen. Durch schmale Auflageflächen, Abb. 1474, an Bearbeitung sparen zu wollen, ist falsch, da der dabei entstehende, ringsum abgeschlossene Luftraum die Wärme schlecht weitergibt.

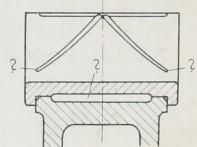


Abb. 1474. Zu schmale Stützflächen an Lagergehäusen. Falschgezogene Nuten.

An fest eingebauten Gehäusen aus harten Lagermetallen — Gußeisen, Bronze und manchen der neueren Zinklegierungen — treten bei unrichtigem Zusammenbau oder bei Durchbiegungen der Welle oft erhebliche Erhöhungen des Auflagedrucks an den Gehäuserändern — Kantenpressungen — auf, die leicht zum Warmlaufen und Fressen führen. Im Verhältnis zum Durchmesser lange Gehäusen sind in dem Falle zu vermeiden oder, wie weiter unten besprochen, selbststellbar zu machen oder mit weichen Lagermetallen auszugießen.

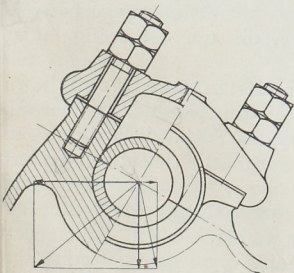


Abb. 1475. Schräg geteiltes Lager.

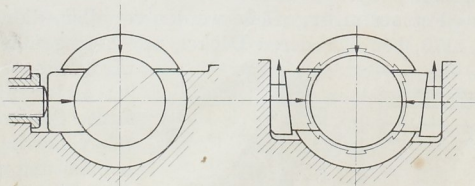


Abb. 1476 und 1477. Drei- und vierteilige Lagerschale.

Bei der Anordnung der Teilfuge nimmt man Rücksicht auf die im Lager wirkenden Kräfte und die zu erwartenden Abnutzungen. Größere Kräfte hält man wegen der geringeren Widerstandsfähigkeit der Gehäuseränder und der Unmöglichkeit der Nachstellung vom Spalte fern. Bei dauernd schief wirkenden Belastungen benutzt man schräg

geteilte Lager, Abb. 1475, und sieht drei- und vierteilige, Abb. 1476 und 1477, vor, wenn Abnutzungen in verschiedenen Richtungen zu erwarten und durch Nachstellen auszugleichen sind. So wird an liegenden Maschinen häufig die Nachstellung infolge der Wirkung des Gewichts der Welle und des Schwungrades in senkrechter, infolge der Kolbenkräfte in wagrechter Richtung notwendig.

2. Die Schmierung der Lager.

Allgemein ist zu fordern: Zuverlässigkeit bei weitgehender Unabhängigkeit von der Wartung, leichte Überwachungsmöglichkeit und geringer Schmiermittelverbrauch. Zweckmäßig ist, die Schmierstellen besonders kenntlich zu machen; sofern das nicht durch die Schmiervorrichtungen selbst geschehen kann, durch farbige Marken oder Aufschriften oder durch Aufkleben bestimmter Zeichen. Die Wartung und Überwachung suche man durch bequeme Zugänglichkeit der Schmierstellen zu erleichtern, an Deckenvorgelegen z. B. durch Laufstege, die sich häufig unschwer beim Entwurf der Gebäude oder der Anlagen vorsehen lassen. Bei großen Anlagen ist die Anstellung besonderer, zuverlässiger Schmierer empfehlenswert, die für die Wartung verantwortlich gemacht werden und zum sparsamen Verbrauch der Schmiermittel erheblich beitragen können. Ein einfaches Mittel, grobe Mängel im Zustande der Getriebe nachzuweisen, bietet die Beobachtung der Auslaufzeiten oder bei elektrisch angetriebenen Anlagen diejenige der Leerlaufarbeit beim Anlassen oder Stillsetzen. Über die Schmiermittel ist das Wesentliche auf S. 627 gesagt.

a) Fettschmierung.

Starrschmiere wird an einfachen Lagern in Aussparungen *O* an der Oberschale, Abb. 1539, eingefüllt oder durch besondere Schmiergefäße zugeführt. Nach Versuchen

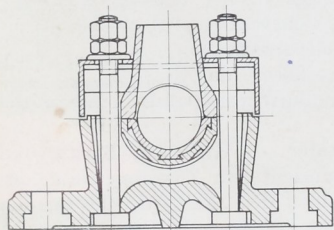
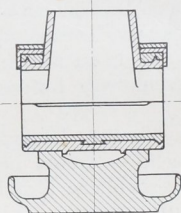


Abb. 1478. Fettkammerschmierung nach Kammerer.



von Kammerer [XXI, 9] haben sich weite Fettkammern, Abb. 1478, mit schrägen Wänden, damit das Schmiermittel nicht hängen bleibt, besonders gut bewährt. Das Fett liegt mit seinem Eigengewicht auf der Welle, die aber nur so viel mitnimmt, wie verbraucht wird, so daß, falls die Zapfentemperatur 30 bis 40° nicht überschreitet, eine äußerst sparsame Schmierung entsteht, welche namentlich für mäßig belastete Zapfen oder solche, die nur zeitweilig laufen, sehr geeignet ist.

Als Fettschmiergefäße werden vor allem die weitverbreiteten Staufferbüchsen, Abb. 1479, benutzt, deren Deckel, mit Fett gefüllt, von Zeit zu Zeit niedergeschraubt wird. Sie gestatten, das Fett selbst durch längere, aber nicht zu enge Rohrleitungen an entfernte Stellen zu drücken, so daß an sich unzugängliche Lager vorteilhafterweise mit Stauffer-schmierung versehen werden können. An langsam laufenden Trommel- und Vorgelegezapfen von Hebezeugen benutzt man vielfach eine mit Fett gefüllte und durch eine Schraube verschlossene Bohrung im Zapfen oder in der Achse, Abb. 1480, welche

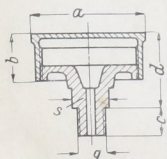


Abb. 1479. Staufferbüchse.

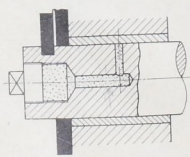


Abb. 1480. Staufferbüchse in einer Achse.

Beschädigungen weniger als eine weit vorstehende Staufferbüchse ausgesetzt ist. Bei Dauerbetrieb erwies sich freilich die Stauffer-schmierung nach den Versuchen Kammerers [XXI, 9] als unzureichend. Wenn das Fett im Lager verbraucht war und die

Büchse nicht rechtzeitig nachgezogen wurde, stieg die Lagertemperatur rasch unter beträchtlicher Erhöhung der Reibung. Günstigstenfalls floß nun das bei 80 bis 85° schmelzende Fett aus der Büchse nach; oft wurde es aber infolge des dichten Ab schlusses des Deckels, der den Luftdruck nicht wirksam werden ließ, zurückgehalten, so daß die Schmierung ganz versagte.

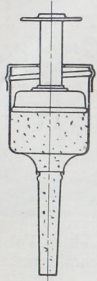


Abb. 1481.
Tovotebüchse.

Zusammenstellung 131. Staufferbüchsen, Messing.

| a | b | d | Gasgewinde | | Schlüssel- weite s |
|-----|----|----|------------|---------|-----------------------|
| | | | Durchm. g | Länge c | |
| 20 | 18 | 28 | 1/8" | 10 | 12 |
| 25 | 20 | 32 | | 10 | |
| 35 | 22 | 32 | | 12 | |
| 45 | 22 | 36 | 1/4" | 12 | 17 |
| 55 | 24 | 38 | | 13 | |
| 65 | 26 | 42 | | 13 | |
| 70 | 30 | 46 | 3/8" | 14 | 18 |
| 82 | 34 | 54 | | 14 | 18 |
| 107 | 38 | 56 | | 16 | 20 |
| 130 | 46 | 74 | 1/2" | 18 | 25 |

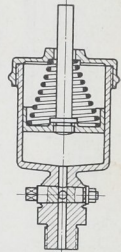


Abb. 1482.
Federdruckbüchse.

Bei Tovotebüchsen, Abb. 1481, steht das Fett durch den mit Schrot oder Bleiplatten beschwerten Kolben oder bei Federdruckbüchsen, Abb. 1482, durch eine Spiralfeder unter ständigem Druck und wird der Lauffläche selbsttätig zugeführt. Damit ist freilich bei starkem Druck ein unnötiger Verbrauch an Schmiermitteln auch während des Stillstandes verbunden.

Einen durch eine Gewindespindel langsam niedergeschraubten Kolben, der das Fett durch eine Rohrleitung zu einer oder auch mehreren Schmierstellen drückt, benutzt man bei der Fettpreßschmierung. Der Antrieb der Spindel erfolgt durch ein einstellbares Klinkwerk, oft unter Einschalten von Zahn- oder Schneckenrädern, zwangsläufig von der Welle der Maschine aus, so daß dem Lager eine der jeweiligen Betriebsgeschwindigkeit verhältnismäßige Fettmenge zugeführt wird. Sehr störend können Luftblasen wirken, die sich beim Einfüllen des Fettes nicht immer vermeiden lassen und die Fettzufuhr oft für längere Zeit unterbrechen. Zur Füllung der Presse kann der Kolben durch eine auf die Spindel gesetzte Handkurbel rasch zurückgeschraubt werden.

b) Oelschmierung.

Die einfachste Ölschmierung ist das Ölbad, bei dem der Zapfen ganz oder zum Teil in einer größeren Ölmenge läuft. Wegen der schwierigen Abdichtung, die wagerechte Wellen oder Zapfen verlangen würden, bleibt seine Anwendung fast ganz auf Spur- und Halslager stehender oder schräger Achsen und Wellen beschränkt. Beispiele bieten die Lagerungen der Spindeln der Spinnmaschinen, die Spurzapfen von Kranen, stehenden Turbinen usw. An wichtigen Lagern sind Mittel, die die Höhe des Ölstandes erkennen lassen, wie Schaugläser, Ölstandrohre usw. anzubringen. Ferner ist für die bequeme, gelegentliche Erneuerung des Öls durch Ablassschrauben, sowie für die Abführung der Reibungswärme durch ständigen Umlauf, wenn nötig, durch Kühlung des Öls Sorge zu tragen.

Die älteste Form der Ölschmierung ist die von Hand, indem die zu schmierenden Stellen von Zeit zu Zeit unter Benutzung von Schmier- oder Spritzkannen mit Öl versehen werden. Die Schmierung ist in starkem Maße von der Bedienung abhängig — bei der übrigens eine beträchtliche Vergeudung von Öl stattfinden kann —, ist aber auch unvollkommen, weil die Ölmenge nur geraume Zeit vorhält, dann aber das Lager trocken laufen kann. Handschmierung wird deshalb nur für untergeordnete Zwecke, an langsam oder selten laufenden Zapfen angewandt. Die Schmiervorrichtungen sind einfach; sie bestehen oft nur aus an den Enden erweiterten Bohrungen oder, wenn ein etwas größerer Vorrat geschaffen werden soll, aus kleinen Helm- oder Klappenölnern.

Die einfachsten größeren Ölschmiergefäße sind Dochtöler, Abb. 1483, bei denen ein Wolldocht durch einen Draht in das senkrechte Rohr eingeführt, an seinem freien Ende im Ölbehälter liegt und von dort Öl ansaugt. Die Wirkung hängt ab von der Mehrlänge des im Ölrohr herabhängenden Dochtendes und von genügendem Zutritt der Luft, deren Druck das Öl fördert. Da der Docht dauernd, also auch während des Stillstandes der Maschine wirkt, die Schmierung somit nicht sparsam und zudem durch das bald eintretende Verfilzen des Dochtes unsicher ist, kann sie nicht empfohlen werden. Heute bringt man sie nur noch ausnahmsweise an.

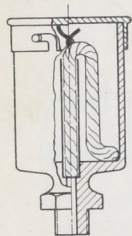


Abb. 1483.
Dochtöler.

Dagegen ist die verwandte Polsterschmierung, Abb. 1484, an Eisenbahnfahrzeugen sehr verbreitet. Ein in einer Ölkammer liegendes Wollkissen wird durch Federn von unten her gegen den Zapfen gedrückt und schmiert diesen gleichmäßig und reichlich. Auch an Werkzeugmaschinen finden sich ähnliche Schmiervorrichtungen.

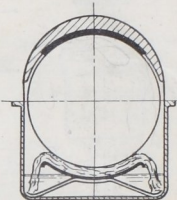


Abb. 1484. Polster-
schmierung.

Bei dem ebenfalls älteren Nadelschmiergefäß, Abb. 1485, hält der enge Zwischenraum zwischen der Nadel und der Lochwandung das Öl während des Stillstandes fest. Beim Laufen wird durch die Erschütterungen der auf der Welle aufliegenden Nadel Luft in Form kleiner Blasen durchgelassen und dafür dem Zapfen Öl zugeführt. Die Menge kann durch die Stärke oder Rauheit der Nadel eingestellt werden. Solche aus Stahl haben den Nachteil, daß sie den Zapfen oft angreifen, Kupferstifte, daß sie sich leicht anstauchen und festsetzen.

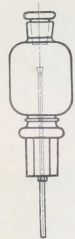


Abb. 1485.
Nadel-
schmier-
gefäß.

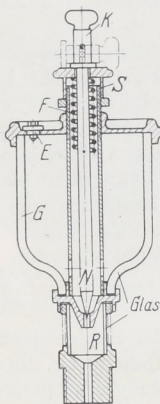


Abb. 1486. Tropf-
öler.

Wesentlich vollkommener sind die Tropfschmiergefäße mit regelbarem Ölzufluß und sichtbarem Tropfenfall, Abb. 1486. Das Öl wird durch die Öffnung *E* in das Glasgefäß *G* gefüllt, vor Staub aber durch einen Deckel, der *E* verschließt, geschützt. Zum Lager fließt es unter der durch die Schraube *S* einstellbaren Nadel *N* hindurch, wobei die Menge im Schauglas *R* an der Tropfzahl beobachtet werden kann. Soll die Schmierung während des Stillstandes der Maschine unterbrochen werden, so legt man den Knopf *K* um;

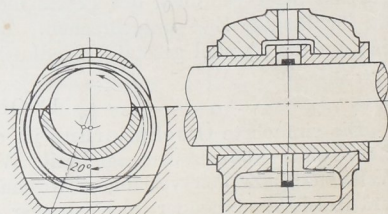


Abb. 1487. Schmierung mittels losen Ringes.

durch die Feder *F* wird dann die Spitze der Nadel *N* auf ihren Sitz gedrückt. Beim Wiederaufrichten des Knopfes setzt die Schmierung von neuem in der früher eingestellten Stärke ein. An der Stellung des Knopfes ist leicht zu erkennen, ob der Öler in Tätigkeit ist oder nicht.

Schmiergefäße machen den Betrieb durch die regelmäßige Zufuhr des Schmiermittels gleichmäßiger und sicherer, vermindern die Wartung, die aber immerhin für das Anstellen bei der Aufnahme des Betriebs und für das rechtzeitige Nachfüllen sorgen muß.

Die jetzt am weitesten verbreitete Lagerschmierung ist die mittels loser oder fester Ringe. Bei der ersten Art benutzt man einen von der Welle oder dem Zapfen durch die Reibung mitgenommenen, aus Schmiedeeisen, Stahl, Messing oder Zink gedrehten oder gebogenen Ring, Abb. 1487, der das Öl aus einer Ölkammer zum Scheitel der Welle hebt. Dort wird das an der Innenfläche des Rings haftende Öl in erster Linie durch

die Pressung zwischen Ring und Welle seitlich herausgedrückt und der Lauffläche und den Schmiernuten zugeführt. Die Ringe haben sehr verschiedene Querschnittformen, Abb. 1488. Der am meisten übliche rechteckige hat den Nachteil, daß die Ringe beim Anlaufen an ebenen Seitenwänden leicht haften und hängen bleiben und dann oft längere Zeit hindurch nicht mehr an der Drehung teilnehmen. Halbrunde oder trapezförmige Querschnitte sind in der Beziehung vorteilhafter.

Ringe, die vom Zapfenende her aufgeschoben werden können, werden zweckmäßigerweise wegen des ruhigeren Laufes einteilig ausgeführt. Ist aber das seitliche Aufschieben ausgeschlossen oder erschwert, so werden geteilte Ringe verwandt, deren Hälften an den Stoßstellen überlappt verschraubt, durch Stifte oder Gelenke verbunden oder federnd ineinandergelinkt werden, Abb. 1489. Normale Maße einteiliger Ringe sind in DIN 322 festgelegt. An geteilten Ringen sollen die Innendurchmesser D und Breiten b



Abb. 1488. Querschnitte von Schmier- ringen.

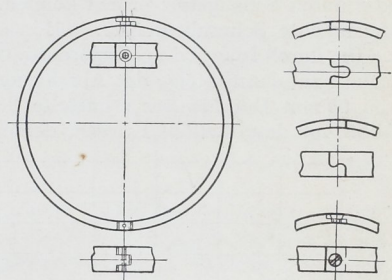
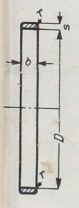


Abb. 1489. Geteilte Schmierringe, Stoßverbindungen.

festgelegt. An geteilten Ringen sollen die Innendurchmesser D und Breiten b

Zusammenstellung 132. Einteilige Schmierringe nach DIN 322.

|  | D | | | | D | | | | D | | | | D | | | |
|---|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | b | s | r | | b | s | r | | b | s | r | | b | s | r | |
| 25 | 5 | 2 | 0,3 | 65 | 10 | 3 | 0,5 | 140 | 150 | 165 | 180 | 200 | 310 | 335 | 360 | 390 |
| | | | | 70 | | | | | | | | | | | | |
| 35 | 6 | 2 | 0,3 | 80 | 12 | 4 | 0,5 | 220 | 240 | 260 | 285 | 310 | 335 | 360 | 390 | |
| 40 | | | | 8 | | | | | | | | | | | | 3 |
| 45 | 8 | 3 | 0,5 | | 100 | 12 | 4 | 0,5 | 220 | 240 | 260 | 285 | 310 | 335 | 360 | |
| 50 | | | | 8 | 3 | | | | | | | | | | | 0,5 |
| 55 | 8 | 3 | 0,5 | | | 120 | 12 | 4 | 0,5 | 220 | 240 | 260 | 285 | 310 | 335 | |
| 60 | | | | 8 | 3 | 0,5 | | | | | | | | | | 130 |

eingehalten werden, dagegen können die Ringstärken s je nach der Ausbildung der Verbindungsstelle gewählt werden. Auf eine gute und sichere Verbindung ist Wert zu legen, weil der Ring bei einem Lösen derselben von der Welle fällt, so daß die Schmierring aussetzt. Alle Ringe müssen genau rund laufen, dürfen keine Vorsprünge oder Absätze haben und müssen sehr gut ausgeglichen sein. Schon ganz geringe Fehler in der Lage des Schwerpunktes lassen den Ring unregelmäßig, bald langsam, bald rasch laufen und beeinträchtigen die Gleichmäßigkeit der Ölzufuhr. An der Laufstelle des Ringes sind die Lagerschalen so auszusparen, daß der Ring eine genügende Beweglichkeit längs der Achse hat und daß er sich, ohne anzustreifen, um etwa 15 bis 20°, an der Verbindungslinie der Mittelpunkte des Zapfens und des Ringes gemessen, schiefe stellen kann, Abb. 1487, weil er beim Laufen durch das Ölbad hindurch Widerstand findet und weil er auf der Seite, auf der das Öl gehoben wird, schwerer ist als auf der anderen. Während die Unterschale eines zweiteiligen Lagers in den meisten Fällen nicht oder nur in geringem Maße angeschnitten zu werden braucht, wird die Oberschale durch den Raum für den Ring oft beträchtlich geschwächt. Soll sie nicht geteilt werden, so kann man die Laufstelle entweder nach Abb. 1487 überbrücken oder den Ringdurchmesser so groß wählen, daß die Schale an der Teilfuge zusammenhängen kann. Im Scheitel der Lagerschale angebrachte Nasen N , Abb. 1524 und 1525, erleichtern das Abstreifen des Öls, führen es zu den anschließenden Nuten, die am besten an der Stelle beginnen, wo der Ring das meiste Öl abgibt und verhindern das Anhaften und Hängenbleiben des Ringes an den Seitenwänden des Spaltes.

Auch die Ölkammer ist unter Beachtung des Schiefstellens des Ringes genügend weit auszubilden. Große Kammern vermehren die Ausstrahlungsfähigkeit des Lagers, wenn sie von der Außenluft bestrichen werden.

Den Ölstand soll man durch Füllschrauben, Abb. 1551, durch Füllröhrchen, Abb. 1549, oder durch Schaugläser prüfen können. Zum Ablassen dienen in den tiefsten Punkten angebrachte Schrauben, Abb. 1551.

Die durch lose Ringe geförderte Ölmenge nimmt bis zu einer gewissen Geschwindigkeit zu, dann infolge des Abschleuderns durch die Fliehkraft wieder ab. An Lagern von 90 mm Durchmesser ermittelte Lasche [XXI, 1, S. 1934] unter anderem die in Abb. 1490 dargestellten Kurven, deren Höchstwerte im Mittel bei 2000 Umdrehungen

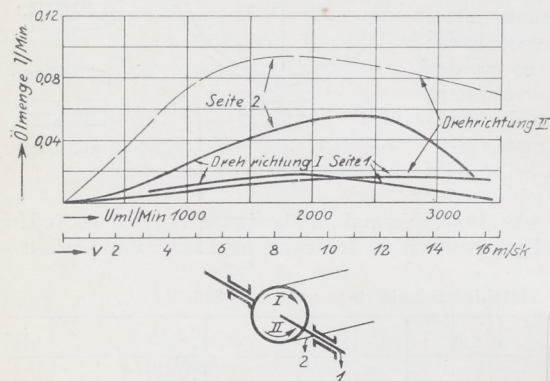


Abb. 1490. Von losen Ringen geförderte Ölmenngen.

in der Minute oder etwa 10 m/sek Umfangsgeschwindigkeit liegen. Allerdings zeigten sich je nach der Drehrichtung, sowie zu beiden Seiten des Ringes recht erhebliche Unterschiede. Bei mittleren Umdrehzahlen liefern aber die losen Ringe reichliche Ölmenngen; sie geben eine sichere, zuverlässige Umlaufschmierung, die wenig Bedienung verlangt und selbsttätig beim Anlaufen der Welle einsetzt. Ungeeignet sind lose Ringe jedoch bei sehr niedrigen und sehr hohen Geschwindigkeiten, ferner an Lagern mit schräger Achse, an bewegten

Maschinen und im Falle stoßweisen Betriebs, bei dem die Ringe auf der Welle hin- und her tanzen, so daß die schon an sich geringe Reibung auf der geschmierten Welle ganz aufgehoben ist und die Ringe nicht mehr mitgenommen werden. Bei Umdrehzahlen unter 60 in der Minute bleiben sie leicht hängen. Auch lassen geringe Wärmegrade die losen Ringe versagen, weil der Widerstand in zähem Öl so beträchtlich ist, daß sie auf der Welle gleiten, ein Fall, der beim Anlaufen von Maschinen nicht selten vorkommt.

Störungen können ferner entstehen, wenn etwa Wasser, das sich im Lager niederschlägt, in den Ölraum gelangt und am Boden sammelt. Das auf dem Wasser schwimmende Öl fließt ab und schließlich läuft der Ring nur im Wasser, so daß die Schmierung ganz aussetzt.

An Stelle der Ringe werden gelegentlich Ketten, Abb. 1491, verwendet, die ebenfalls sehr reichliche Ölmenngen liefern, aber größere Ausschnitte in den Schalen verlangen.

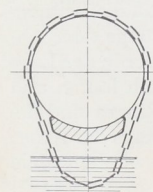


Abb. 1491. Kettenschmierung.

Den Übelstand loser Ringe, beim Hängenbleiben zum Unterbrechen der Schmierung zu führen, vermeiden die fest auf der Welle aufgeklemmten Ringe, wie sie u. a. am Wülfellager des Eisenwerks Wülfel bei Hannover, Abb. 1549 und 1550, benutzt werden. Ein geteilter, sorgfältig zusammengepaßter Ring *R* wird gegen die Welle durch Blattfedern *F*, Abb. 1549 oder Spiralfedern mit Druckstücken, Abb. 1550, gepreßt, so daß er bei der Drehung sicher mitgenommen wird, axialen Drucken gegenüber aber nachgibt. Das auf seiner Außenfläche aus der als Ölkammer ausgebildeten Unterschale mitgenommene Öl wird nach Abb. 1549 im höchsten Punkte durch die Rippe *A* abgestreift und längs der Rippen *S* oder *T*, je nach der Drehrichtung den Löchern *B* oder *B*₁ und der Lauffläche zugeführt. Damit das über die Oberschale strömende Öl nicht auf die Welle gelangt, mußten die Abschlußwände *W* vorgesehen werden. An den Enden der Lauffläche fangen zwei Rinnen mit je einem Schlitz das Öl auf und leiten es zur Ölkammer zurück. In

Abb. 1550 dient ein Blechgefäß *B* mit einer Zunge *Z* zur Verteilung des Schmiermittels. Vorteilhaft ist, daß die Mitnahme der Ringe gewährleistet ist, daß die Verteilung des Öls gleichmäßig erfolgt und leicht beobachtet werden kann, nachteilig, daß die Baulänge der Lager etwas größer ausfällt, weil der Ring einen Teil der Tragfläche einnimmt, und daß eine Teilung der Lagerschalen nötig ist.

Im Gegensatz zum losen Ring, der höchstens mit der Laufgeschwindigkeit des Zapfens mitgenommen wird, hat der feste eine seinem äußeren Durchmesser entsprechend größere Umfangsgeschwindigkeit und verlangt die Anordnung einer Abstreif- und Leitvorrichtung für das Öl zur Welle, das beim Laufen durch die Fliehkraft an der Außenfläche des Ringes und dadurch von der Welle ferngehalten wird. Feste Ringe geben aber eine sehr reichliche und sichere Schmierung schon bei kleinen Drehzahlen. Namentlich bei geringen Geschwindigkeiten sind sie den losen vorzuziehen.

An hin und hergehenden Teilen, wie an den Tischführungen von Werkzeugmaschinen, kann Rollenschmierung nach Abb. 1661 zweckmäßig sein. Durch Reibung mitgenommene, oft durch Federn angepreßte Rollen führen das Öl aus Öltaschen den Gleitflächen zu, von wo es zu den Öltaschen zurückfließt.

Bei rasch laufenden, hoch belasteten Zapfen genügt es nicht, das Schmiermittel durch Tropfschmierung, d. i. durch die eigene Schwere, zuzuführen; es muß vielmehr unter Druck zugeleitet werden. Die Grenze, bei der Druckschmierung anzuwenden ist, ist vom Flächendruck, von der am Zapfen erzeugten Reibungsarbeit und von der Art der Kraftwirkung abhängig. An Kurbelzapfen reicht Tropfschmierung noch bei 100 kg/cm^2 Auflagedruck aus, wenn die Geschwindigkeit mäßig ist, weil der Zapfen bald an der einen, bald an der andern Schale anliegt und das Öl hin- und herdrückt. Ungünstiger sind die Verhältnisse an den Kurbellagern schwerer, liegender Maschinen, deren Unterschalen durch das Gewicht der Welle und des Schwungrades ständig stark belastet sind. An ihnen ist Tropfschmierung nur bis zu 30 kg/cm^2 Auflagedruckschmierung und bis zu den auf Seite 648 angegebenen Werten für $p_m \cdot v_m$ möglich.

Mäßiger Druck wird durch Zentralschmierung erreicht, bei der das Öl von einem hochstehenden Behälter aus den einzelnen Schmierstellen zugeführt wird, vorteilhafterweise unter Sichtbarmachen der Menge. Das geschieht entweder durch Tropfdüsen, von denen Rohre zu den Schmierstellen führen, oder dadurch, daß man die Tropfen durch Glasröhrchen mit Salzlösung, die in die Leitung eingeschaltet sind, aufsteigen läßt. Zum An- und Abstellen dient ein Haupthahn zwischen dem Behälter und dem Verteiler, der die Düsen trägt. Das von den Schmierstellen abfließende Öl pflegt gesammelt und, wenn nötig, gereinigt, dem Hochbehälter wieder zugeführt zu werden. Zweckmäßig ist das Anbringen einer Vorrichtung, die den Ölspiegel auf einer bestimmten Höhe hält und die dadurch den Druck, unter dem das Öl steht, zugunsten gleichmäßiger Lieferung regelt. Zentralschmierungen bieten durch die bequeme Überwachung der Ölzufuhr von einer Stelle aus und durch den größeren Ölvorrat eine Erhöhung der Betriebssicherheit.

Höherer Druck des Schmiermittels läßt sich durch mechanisch oder zwangsläufig von der Hauptmaschine angetriebene Ölpumpen oder -pressen erreichen. Derartige Preßschmierungen sind z. B. an den größeren Turbodynamos wegen der Wärmemengen geboten, die durch die Zapfenreibung entstehen und die durch reichliche Ölmengen abgeführt werden müssen. Im Schema ist eine solche Spülschmierung in Abb. 1492 an einer Turbodynamo der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, wiedergegeben. Die Zahnradpumpe *Z* saugt kaltes Öl aus dem Öhlkühler *K* an und preßt es zum Kammlager *D* und zu den drei Wellenlagern *A B C*. Es sammelt sich in den Lagerfüßen, gelangt durch die weite Rohrleitung *F* zu dem in seinem oberen Teil als Behälter ausgebildeten Kühler zurück, von wo es durch das Sieb *S* in die doppelte Kühlschlange *T* im unteren Teil des Kühlers fließt, von der Pumpe wieder angesaugt und von neuem in Umlauf gesetzt wird.

Auch werden kleine Kolbenpumpen, so viel wie Schmierstellen vorgesehen sind, zu

einem Ganzen vereinigt und gemeinsam angetrieben, an Werkzeug- und anderen Maschinen benutzt, um das Öl unter Druck zuzuführen. Alle mechanisch angetriebenen Schmier-
vorrichtungen haben den Vorteil, daß sie von der Art des Öls unabhängig sind; man kann
auch dickflüssige Schmiermittel, im Falle der Benutzung einzelner Kolbenpumpen sogar
verschiedene Sorten nebeneinander benutzen.

Die Schmierung mehrerer hintereinander liegender Stellen, des Wellenlagers, des
Kurbel- und des Kreuzkopfpfapfens einer stehenden Maschine vermittels Drucköls ist
in dem Abschnitt über Schubstangen besprochen.

An Maschinen oder Maschinenteilen in ganz geschlossenen Gehäusen kann Spritz-
schmierung Verwendung finden. Beispiele bieten die Schneckentriebe, bei denen im
Fall der Abb. 1992 das von der Schnecke abspritzende Öl durch die Rippen zu den
Lagern geleitet wird, ferner kleine stehende Kraft- und Arbeitsmaschinen, Abb. 991,
bei denen der untere Schubstangenkopf das am Gehäuseboden sich sammelnde Öl im
ganzen Raum verspritzt und allen Teilen zuführt. Den Lagern gibt man Auffangvorrich-
tungen in Form von Rinnen oder Bechern auf den Deckeln. Für vollständige und sichere
Abdichtung aller Gehäusefugen ist Sorge zu tragen.

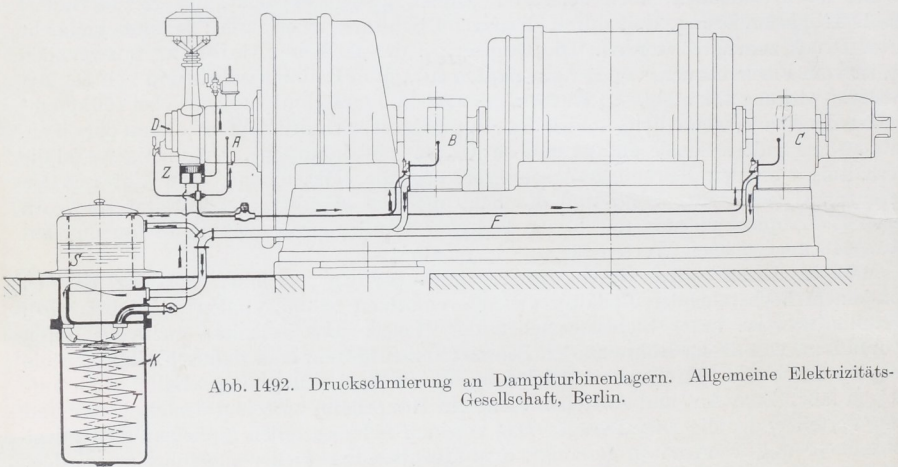


Abb. 1492. Druckschmierung an Dampfturbinenlagern. Allgemeine Elektrizitäts-
Gesellschaft, Berlin.

c) Die Verteilung der Schmiermittel in den Lagerschalen.

Die Zuverlässigkeit der Schmierung hängt von der Menge und der richtigen
Verteilung der Schmiermittel, die vor allem in hinreichendem Maße an die höchst-
belastete Stelle gelangen müssen, ab.

Bisher benutzte man dazu Schmiernuten, die, über die ganze Lauffläche verteilt,
in die Nähe der höchstbelasteten Stellen geführt waren. Nach den neueren Anschauungen
über die Lagerreibung (vgl. S. 619) muß man den Fall der halbflüssigen Reibung von
dem der flüssigen trennen. Reine Flüssigkeitsreibung vorausgesetzt, ist es zur
Bildung einer gut tragfähigen Schmierschicht zweckmäßig und nötig, die Lauffläche
zusammenhängend auszuführen, Schmiernuten aber zu vermeiden, weil sie die Trag-
fläche unterbrechen und verkleinern und die Fett- oder Ölschichten, mit denen
sich die Schalen und die Zapfen überziehen und auf welchen diese gleiten, zerstören.
Die Erfahrungen an den Wüfelloagern, sowie die umfangreichen Versuche Lasches
[XXI, 10] und Kammerers [XXI, 9] haben die Ansicht durchaus bestätigt. Um aber
das Öl in möglichst großer Menge zwischen den Zapfen und die Schale zu bringen, gilt
es, dasselbe an einer unbelasteten Stelle zuzuführen und die durch die Haftfähigkeit
bewirkte Mitnahme durch allmähliche Übergänge an der Eintrittsstelle zu unterstützen.

Auf einfache Weise ist das bei einem ungeteilten, dauernd von oben her belasteten Lager dadurch möglich, daß man das Öl im Scheitel zuleitet und durch eine breite Nut auf der ganzen Länge des Zapfens verteilt, dem Zapfen aber die nötige Ölluft gibt. Zwar ist dann theoretisch nur Linienberührung zwischen der Schale und dem Zapfen vorhanden, die Bildung einer tragfähigen Ölschicht aber durch den äußerst schlanken, keilförmigen Spalt sehr begünstigt. Kammerer untersuchte den Einfluß des Zapfenspiels in denen Zapfen von 39,96, 39,92 und 39,86 mm Durchmesser liefen und fand dabei an der gußeisernen Schale die Kurven der Abb. 1493. Die Ordinaten geben die Beharrungstemperaturen wieder, die das Lager bei verschiedenen, als Abszissen aufgetragenen Produkten $p \cdot v$ annahm; sie zeigen, daß die Temperaturen mit zunehmendem Spiel sinken, daß also großes Lagerspiel vorteilhaft ist, wenn es die Betriebsverhältnisse gestatten.

Lasche [XXI, 10] führt an den hoch belasteten und dauernd mit sehr großer Geschwindigkeit laufenden Zapfen der Dampfturbinen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, Preßöl durch die Öffnung I, Abb. 1089, zu einer weiten Ölrinne und einem langen Spalt und erleichtert den Zutritt des Öles zu der eigentlichen Tragfläche durch einen ganz allmählichen, keilförmigen Übergang. Zwecks Abführung der entstehenden Reibungswärme wird der Zapfen in der erweiterten Oberschale durch große Ölmengen umspült. Zapfen von 200 mm Durchmesser laufen normalerweise bei $n = 3000$ Umläufen in der Minute in einer Lagerschale von 200,34 mm Durchmesser, haben also 0,34 mm Spiel.

An geteilten Lagerschalen besteht die Gefahr, daß die Fugenkante, gegen die der Zapfenläuft, abstreifend wirkt, wenn sie gegenüber der anderen Schale vorsteht. Dadurch kann der Zutritt des Öls zur Schale beeinträchtigt oder sogar ganz verhindert werden. Zweckmäßig ist es deshalb, die Lage der Schalenhälften zueinander sorgfältig zu sichern, etwa durch einen Falz, Abb. 1493a, oder durch eingepaßte Schrauben. Ist das nicht möglich, so empfiehlt sich, die Kanten nach Abb. 1494 bis auf kurze Stücke an den Enden, die

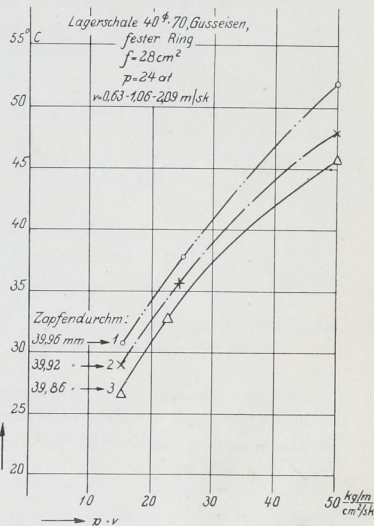


Abb. 1493. Einfluß des Zapfenspiels auf die Beharrungstemperatur nach der Kammerer.

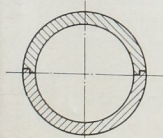


Abb. 1493a. Sicherung der Lage der Schalenhälften durch einen Falz.

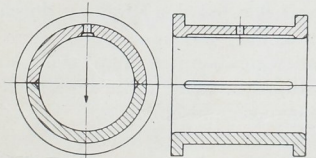


Abb. 1494. Brechen der Fugenkanten an geteilten Schalen.

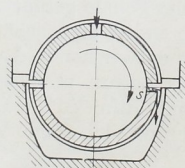


Abb. 1495. Fehlerhaftes Klaffen der Schalenfuge.

das seitliche Entweichen des Schmiermittels verhüten sollen, sorgfältig zu brechen und zur Tragfläche hin gut abzurunden. Daß die Fuge an einer unbelasteten Stelle angeordnet werden soll, war schon oben betont. Im übrigen müssen aber die Teilfugen dicht schließen; ganz fehlerhaft ist die Ausführung nach Abb. 1495, wo die scharfe Kante s das Schmiermittel abschabt und in den Lagerkörper drängt. An den Teilfugen vorgesehene Zwischenlagen zum Nachstellen der Schalen spart man im mittleren Teile aus, vgl. Abb. 1496, und vergrößert dadurch in wünschenswerter Weise die Ölnut zum Benetzen des Zapfens.

Ähnlich wie die Fugenkanten wirken schon geringe Absätze, die sich leicht an den Rändern der Tragflächen bilden, wenn die Zapfen bei größerer Abnutzung in die Lager- schale einsinken. Auch sie können die Schmierung ganz erheblich stören und müssen sorgfältig entfernt werden.

In allen Fällen, wo die Voraussetzung reiner Flüssigkeitsreibung nicht erfüllt ist, wird das Anbringen von Nuten zur Verteilung des Öls auf der Lauffläche zweckmäßig,

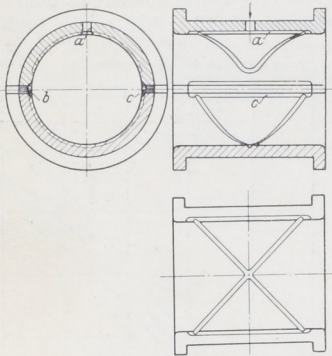


Abb. 1496. Aussparung der Zwischen- lagen und Nutenführung.

An der Zufuhrstelle des Schmiermittels, gewöhnlich oben, ist eine breite und tiefe Verteilungsrinne *a*, Abb. 1496, vorzusehen. An Lagern von mehr als 30 cm Länge empfiehlt es sich, zwei Zufuhrstellen anzuordnen. Aber auch bei kürzeren zieht man sie vielfach vor, der größeren Sicherheit wegen, namentlich für den Fall, daß sich eine der Bohrungen versetzt oder verstopft. Neben den durch das Brechen der Schalenkanten entstehenden, mit der Achse gleichlaufenden Nuten, dienen schräge zur weiteren Verteilung der Schmiermittel. Sie werden von Hand mit dem Nutenmeißel und der feile eingearbeitet oder auf Maschinen schraubenförmig, Abb. 1497 und nach anderen geeigneten Kurven gezogen. An Zapfen, die sich nach beiden Richtungen drehen sollen, pflegt man sie kreuzweise anzuordnen, Abb. 1496; an solchen, die nur in einem Sinne umlaufen, empfehlen sich Nuten nach Abb. 1498, in der die Abwicklung einer Lauffläche dargestellt ist. Durch dieselben wird das Öl immer wieder nach der Mitte, also zum höchstbelasteten Teil der Schale geführt. Nuten, die nach Abb. 1474 kurz vor dem Schalenrande enden, sind schädlich, weil das bei der Drehung dorthin geleitete Öl leicht entweichen und abfließen kann.

An Lagern mit Druckschmierung benutzt man auch eine weite, umlaufende Rinne in der Lagermitte, Abb. 1499, in die das Druckrohr *D* mündet und an die sich axiale Verteilungsnuten anschließen.

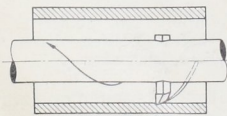


Abb. 1497. Einziehen der Nuten.

Lehrreich in bezug auf die Schmierung und Kühlung ist die Entwicklung der Dampfturbinenlager der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin [XXI, 10]. Bei der älteren Ausführung, Abb. 1500, wurde das unter Druck durch das Rohr *R* und die ausgebüchste Bohrung *S* zugeführte Öl längs des Zapfens durch die breite und tiefe Rinne *V*, die im Sinne der Drehrichtung kurz vor der am stärksten

belasteten Stelle angeordnet war, verteilt und am höchsten Punkte der Schale bei *O* abgeführt. Dabei bildete sich in der weiten Aussparung der unbelasteten Oberschale ein Ölbad, das nicht allein die Schmierung, sondern auch die Ableitung der Wärme durch das Öl sehr er-

meist sogar notwendig. Das gilt sowohl für Zapfen, die mit geringer oder stark wechselnder Geschwindigkeit laufen, wie auch für solche, die veränderlichem oder bei jeder Umdrehung wechselndem Druck ausgesetzt sind. Im letzten Falle wird die Bildung einer zusammenhängenden, tragfähigen Schmier- schicht ganz vereitelt, wenn auch andererseits der Zutritt des Schmiermittels zu den am stärksten belasteten Stellen durch das Hin- und Herwalzen des Zapfens, das „Atmen des Lagers“ gefördert wird. Welche der beiden Wirkungen die stärkere ist und wie die Belastung derartiger Lager im Vergleich mit stetig belasteten gewählt werden darf, ist noch nicht genügend geklärt.

Im folgenden sind die Gesichtspunkte, die beim Einziehen der Nuten zu beachten sind, zusammengestellt. Diese werden meist in den Schalen, in manchen Fällen aber auch an den Zapfen angebracht.

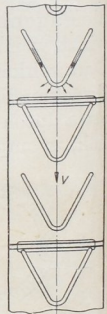


Abb. 1498. Nuten für in einer Richtung laufende Zapfen (Schaleninnenfläche abgewickelt.)

leichterte und unterstützte. Kanten war sehr sorgfältig abgerundet. Die hohlen Lagerschalen wurden durch Wasser gekühlt. Schwierigkeiten traten aber auf, sobald die Kühlrohranschlüsse undicht wurden, weil selbst geringe Mengen Wasser die Schmierfähigkeit des Öls ganz erheblich beeinträchtigten. Der Übelstand wurde dadurch behoben, daß man die Lagerschale als Rippenkörper, Abb. 1501, gestaltete und die Kühlung durch darüber geleitetes Öl bewirkte. Das Lager hatte in der Unterschale Schmiernuten

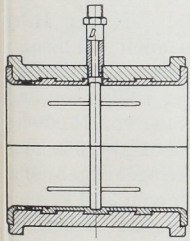


Abb. 1499. Lager für Druckschmierung.

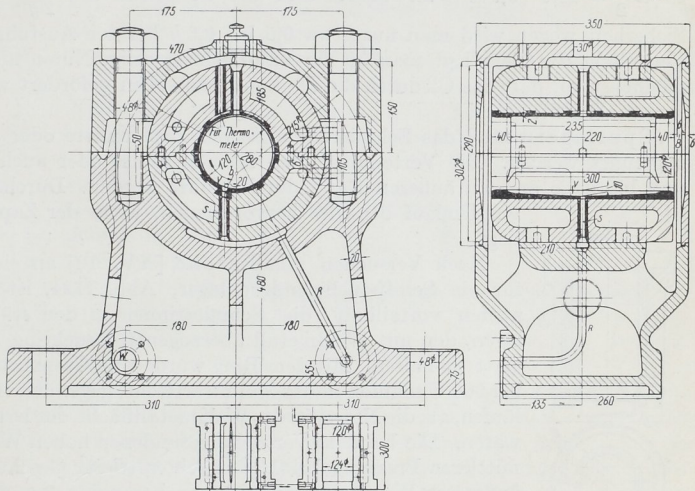


Abb. 1500. Dampfturbinenlager der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin; ältere Ausführung. M. 1:10.

ähnlich denen der Abb. 1499, in der Oberschale aber weite Öltaschen. Bei der neuesten, schon oben besprochenen Form, Abb. 1089, ist die Schale kugelig gelagert und dadurch selbst einstellbar gemacht, während die Reibungswärme durch die den Zapfen umspülende reichliche Ölmenge unmittelbar am Entstehungsorte aufgenommen und weggeleitet wird.

In den Zapfen eingräste Schmierripen zeigt Abb. 1502. Sie laufen parallel zur Zapfenachse, füllen sich an der Verteilungsnut *a* und führen das Schmiermittel bei

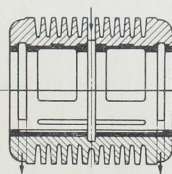


Abb. 1501. Dampfturbinenlager der A. E. G. Berlin mit Rippenkühlung nach Lasche.

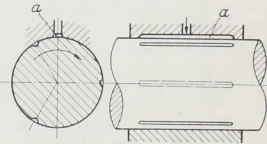
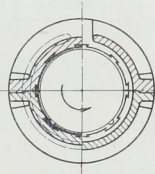


Abb. 1502. In den Zapfen eingräste Nuten.

der Drehung über die ganze Schalenoberfläche. Wichtig ist vor allem, die Kanten der Schmiernuten auf das Sorgfältigste abzurunden. Scharfe Ränder würden nicht allein die Verteilung des Öls erschweren, sondern auch die Lagerflächen angreifen und so sehr schädlich werden können.

Selbstverständlich dürfen derartige Nuten nur an Zapfen, deren Lage dauernd dieselbe bleibt, angewandt werden; z. B. sind sie an Triebwerkwellen, an denen die Lager nicht selten verlegt werden, ausgeschlossen.

Schwierig ist die sparsame Schmierung an Halslagern zur Führung senkrechter durchlaufender Wellen. Bei geringen Geschwindigkeiten wird man durch Anwendung dickflüssiger Schmiermittel das rasche Entweichen zu vermeiden suchen. Genügende Umfangsgeschwindigkeit vorausgesetzt, kann man die Umlaufschmierung nach Abb. 1503 benutzen. Das Öl wird bei der Drehung durch die Fliehkraft an den Umfang des auf der Welle befestigten Ringes *A* geschleudert, tritt in die Mündung des tangential angeord-

neten, stillstehenden Rohres B und steigt dort entsprechend der Druckhöhe $\frac{v^2}{2g}$ in die Höhe. Bei $D = 150$ mm und $n = 400$ Umdrehungen in der Minute wird beispielweise $v = \omega \frac{D}{2} = 41,9 \cdot 0,075 = 3,14$ m/sek und die Steighöhe $h = \frac{v^2}{2g} = \frac{3,14^2}{2 \cdot 9,81} = 0,5$ m. Der Sicherheit wegen wird man nur etwa $0,5$ bis $0,6 h$ bei der Ausführung benutzen. Zur Verteilung des Öls pflegt man an der Lauffläche spiralförmige Nuten anzuordnen und zwar möglichst so, daß das Öl durch die Drehung nach oben gefördert wird oder doch langsamer abfließt.

Spurlagern muß das Schmiermittel in der Zapfenmitte oder am inneren Umfang zugeführt werden. Die Verteilungsnuten können radial oder auch gekrümmt gezogen und bis nahe an den äußeren Rand durchgeführt werden. Durch die Fliehkraft wird ein Umlauf des Öles hervorgerufen, wenn der Zapfen in einem Ölbad liegt.

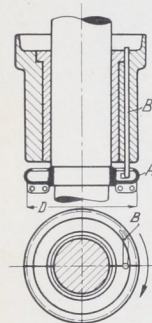


Abb. 1503. Umlaufschmierung an Halslagern.

Nach Versuchen von Lasche [XV, 10] an einem einzelnen Ring für ein Schiffsturbinendrucklager, Abb. 1124, ist es auch bei Stützzapfen vorteilhaft, die Schmierrinnen in den stählernen Laufing zu legen, den mit Weißmetall überzogenen Druckring aber völlig eben und glatt zu halten. Mit dem Ring wurde eine Grenzbelastung von 15000 kg bei 900 Umläufen in der Minute erreicht, gegenüber 12000 kg bei 650 Umläufen, als die Nuten in der Weißmetallfläche des Druckringes angebracht waren. Die bei dem Versuche gefundenen hohen Werte von $39,1$ kg/cm² mittlerer Pressung bei $11,6$ m/sek mittlerer Geschwindigkeit stellen die äußersten Werte dar, an die man herangang, um die Betriebssicherheit des Lagers zu beurteilen; sie sind nur auf dem Prüfstand bei sorgfältigster Schmierung und sehr starker Kühlung möglich und dürfen keinesfalls zur Berechnung dauernd belasteter Zapfen benutzt werden.

Die Nuten waren an den Kanten sehr sorgfältig abgerundet, hatten von innen nach außen abnehmende Tiefe und Breite und traten mit etwa 1 mm² Querschnitt aus den Druckflächen heraus zu dem Zwecke, Unreinigkeiten, die das Öl mitreißt und die das Weißmetall anfressen würden, hinausspülen zu lassen. Freilich ist dabei eine sehr reichliche Ölzufuhr unter Druck Voraussetzung.

d) Das Auffangen der Schmiermittel.

Ebenso wichtig wie die Zuführung und die Verteilung ist das Auffangen und Sammeln des abfließenden Öls in Rücksicht auf einen sparsamen und reinlichen Betrieb. Durch das „Spritzen“ eines Lagers geht nicht allein Öl verloren; bei Ringschmierung setzt schließlich infolge des Sinkens des Ölspiegels in der Ölkammer die Schmierung aus. In vielen Betrieben können Öltropfen — beispielweise in Spinnereien und Webereien an den Geweben — großen Schaden anrichten. Sorgfältig ist Öl von den Fundamenten fernzuhalten. Beton wird oft überraschend schnell und stark durch Schmiermittel zerstört.

An Lagern mit Fett- oder sparsamer Tropfschmierung dienen Tropfschalen, an Kurbellagern und Rahmen Ölrännder zum Auffangen und zum Abhalten des Öls von den Fundamenten. Sorgfältiger müssen die Vorrichtungen bei reichlicher Ölzufuhr durchgebildet werden.

In einer Lagerschale mit Ringschmierung, Abb. 1504, wandert das Öl längs der darin laufenden glatten Welle mit einer gewissen Geschwindigkeit, die von der Ölmenge und dem Spiel zwischen dem Zapfen und der Schale abhängig ist. Mit ihr tritt es auch an den Enden aus. Dadurch bildet sich in einer bestimmten Entfernung a von den Endflächen der Schale ein Ölring, der zu dem erwähnten Spritzen des Lagers führt, indem das Öl tropfenweise abgeschleudert wird. Um das zu verhindern, gilt es, die Austrittsgeschwin-

digkeit längs der Welle zu vernichten, am einfachsten durch gutes Abrunden der Kanten *b* und *c*, Abb. 1505, indem so der Austrittsquerschnitt allmählich vergrößert und die Geschwindigkeit verringert wird. Beobachtet man ein Lager mit derartigen Schalen während des Laufes der Welle, so sieht man das Öl am Ende herausquellen und längs der Endflächen ruhig abfließen, Abb. 1505, ohne daß irgendwelches Spritzen entsteht. Auch die vielfach an den Enden der Lagerschalen vorgesehenen Ölfangnuten erhalten zweckmäßig Querschnitte nach Abb. 1506 mit guten Abrundungen an der Stelle *c* und einer scharfen Kante *d*, oder kegelige Form wie am Lager der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Abb. 1542.

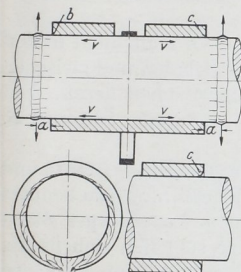


Abb. 1504 und 1505. Bildung von Ölingen und Wirkung der Abrundung der Schalenkanten.

Andere Mittel, die Bildung des Ölrings, sind eine an der Lagerschale angebrachte Nase, Abb. 1507 rechts oder ein Schlitz, Abb. 1507 links, die das Öl abstreifen.

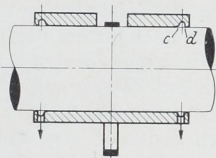


Abb. 1506. Ölfangnuten.

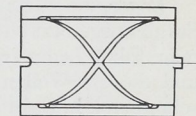


Abb. 1507. Nut und Nase, zum Abstreifen des Öls.

Sehr häufig findet man an Wellen Spritzringe, Abb. 1508 rechts, verwandt, die entweder unmittelbar angedrückt oder besonders aufgeschoben und befestigt sind. Durch Eindrehen der Welle ist es

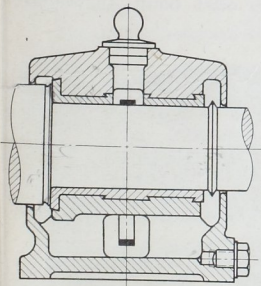


Abb. 1508. Spritzringe.

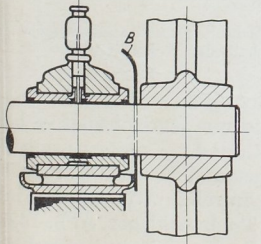


Abb. 1509. Schutzblech zur Verhinderung des Spritzens des Lagers.

möglich, die Ringe nicht über die Oberfläche hervortreten zu lassen und sie vor Beschädigungen zu schützen; doch wird dabei die Welle erheblich geschwächt. Die Ringe schleudern das aus den Lagerschalen tretende Öl ab, das von einer Rinne aufgefangen, in die Ölkammer zurückgeleitet werden kann. Bei falscher Stellung des Ringes oder bei unrichtiger Ausbildung der Rinne ist es aber nicht ausgeschlossen, daß Öl auf die Welle jenseits des Ringes fällt, nach außen gelangt und verloren geht.

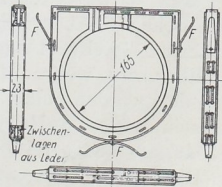
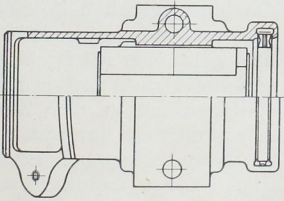
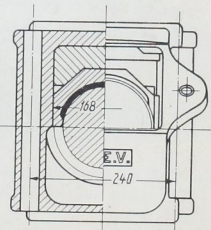
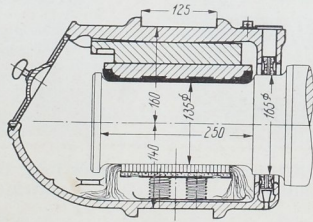


Abb. 1509a. Achsbuchse an Tendern mit Drehgestellen. M. 1: 10.

Unvermeidlich ist das Austreten des Öles an Bundens, Endscheiben usw. Spritzkanten auf einer größeren Anlagefläche zum ruhigen Ableiten, Abb. 1508 links, oder Auffangrinnen müssen dann für die Rückführung sorgen.

Oft wird das Öl durch Scheiben oder Räder, die neben den Lagern sitzen, angesaugt

und weggeschleudert. Das beruht darauf, daß der durch die Scheiben hervorgerufene Luftzug einen Unterdruck in dem Raume zwischen dem Lager und der Nabe erzeugt, der das Öl aus der Schale zieht, das dann von der Nabe erfaßt und abgespritzt wird. Abhilfe bietet in dem Falle der Einbau eines ruhenden Bleches *B* nach Abb. 1509 dicht am Lager mit geringem Spiel gegenüber der Welle, durch das der Luftstrom vom Lager ferngehalten wird.

Infolge des Atmens der Lager und des Druckes, unter dem das Öl manchmal in den Nuten an den Teilfugen steht, dringt es längs der Trennflächen der Schalen und zwischen dem Deckel und Lagerkörper nach außen und fließt an den Lagerflächen herab. Um das zu verhüten, bringt man an der Teilfläche Tropfkanten *A*, Abb. 1542 oder Ölrinnen *B*, Abb. 1552, an.

Lager, die in staubigen Betrieben laufen müssen oder die an Fahrzeugen Schmutz und Staub ausgesetzt sind, sind nach außen möglichst dicht abzuschließen. Dazu benutzt man Filz-, Leder- oder Holzringe, die in Rinnen oder Schlitzeln im Lagerkörper sitzen und die die Wellen oder den Zapfen eng umschließen. Einteilige schleifen sich häufig schon nach kurzem Betriebe aus und dichten nicht mehr. Deshalb zerlegt man die Ringe und läßt die Teile durch Federn *F* gegeneinander und gegen die Welle pressen, wie es beispielweise Abb. 1509a rechts an einem Tenderachslager zeigt.

3. Beweglichkeit und Einstellbarkeit der Lagerschalen.

Lager für Wellen, die sich je nach der Belastung verschieden stark durchbiegen, beispielweise die Triebwerkwellen beim Ein- und Ausschalten oder beim Auswechseln

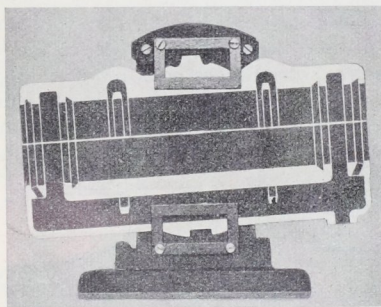


Abb. 1510. Bewegliche Lagerschale mit Kugelmitteln auf der Wellenmittellinie.

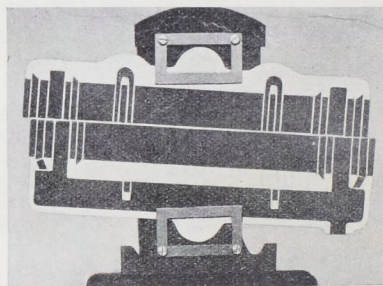


Abb. 1511. Bewegliche Lagerschale mit Kugelmitteln außerhalb der Wellenmitte.

der durch sie angetriebenen Maschinen, erhalten bewegliche, sich selbst einstellende Schalen. Auch Schalen von großer Länge im Verhältnis zum Durchmesser — bei gußeisernen Triebwerk-lagerschalen geht man häufig bis zu $l = 4d$ — müssen selbst-einstellbar sein, wenn auf ein gleichmäßiges Anliegen gerechnet und Kantenpressungen vermieden werden sollen. Am meisten sind zu dem Zwecke kugelige Stützflächen im Gebrauch, wie sie Sellers zuerst auf die nach ihm benannten Triebwerk-lager, Abb. 1539 bis 1546, anwandte. An der Unter- und Oberschale können die Kugelflächen verschiedene Halbmesser haben; wesentlich ist aber, daß ihre Mittelpunkte zusammenfallen und in der Zapfenachse, Abb. 1510, liegen, weil sonst Klemmungen und Verschiebungen der Schalenhälften gegeneinander, Abb. 1511, unvermeidlich sind. Bei geringen Längskräften genügen Kugelabschnitte, Abb. 1539 bis 1546, bei größeren umgibt man die Lagerschalen mit einer ringsumlaufenden Tragfläche, die z. B. am Piatlager, Abb. 1547, noch im Ölraum liegt, dadurch gut geschmiert und besonders leicht beweglich ist. Die Mitnahme der Schalen bei der Drehung der Welle verhindert ein Zapfen *Z*, Abb. 1542 oder

ein um die Kugelfläche herum angeordneter Anschlagring *R*, Abb. 1540. Ein Kurbelwellenlager mit kugelförmiger Stützung der Unterschale zeigt Abb. 1512.

Kammerer [XXI, 9] empfiehlt, den Schalen nach Abb. 1513 lediglich schmale zylindrische Auflageleisten in der Mitte zu geben, deren Breite auf etwa den zehnten Teil der Schalenlänge beschränkt werden kann. Die Schalen sind kräftig zu halten, damit sie an der Stützstelle nicht brechen; sie folgen aber bei genügend schmalen Leisten

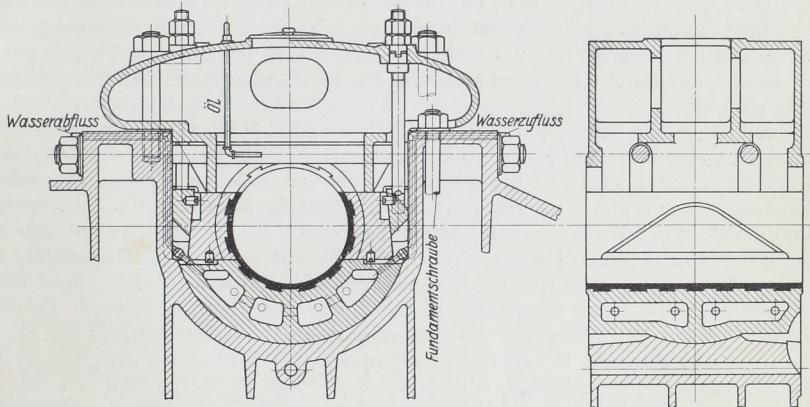


Abb. 1512. Großgasmaschinenlager mit kugelförmiger Stützung der Unterschale. Allis-Chalmers Co.

dem sich schief stellenden Zapfen. An den normalen Stehlagern der DIN 118 war man bestrebt, den gleichen Zweck durch verhältnismäßig schmale Ausbildung der Fußplatten zu erreichen.

An mehrfach gestützten Wellen müssen die Mitten sämtlicher Lager auf einer Geraden, an wagerechten Wellen auf genau derselben Höhe liegen. Schon geringe Abweichungen der Lager gegeneinander rufen beträchtliche Belastungen der Wellen und Beanspruchungen der Lagerstellen hervor, die bald zum Heißlaufen oder zu Zerstörungen führen. Um von den zufälligen Ungenauigkeiten der Decken, Wände oder des Bodens unabhängig zu sein, macht man die Schalen der Höhe nach einstellbar, richtet z. B. die Lager für einen an der Decke zu verlegenden Wellenstrang zunächst der Seite nach an einem Faden aus, spannt die Lagerkörper fest und stellt dann die Schalen an der eingelegten Welle der Höhe nach genau ein. Zweifach gelagerte Wellen, wie die der Vorlege von Werkzeugmaschinen, können selbstverständlich Höheneinstellvorrichtungen entbehren, wenn geringe Neigungen der Wellen unbedenklich sind.

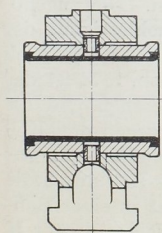


Abb. 1513. Lager mit schmälerer Stützfläche, nach Kammerer.

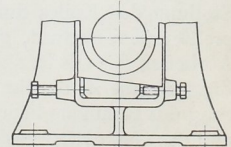


Abb. 1514. Lager mit Keilnachstellung.

Die Einstellbarkeit kann durch Blechunterlagen oder durch Keile, Abb. 1514, erreicht

werden. An Triebwerkwellen sind gußeiserne Stellspindeln mit kräftigem Flachgewinde, meist in Verbindung mit kugelförmigen Stellflächen, wie in Abb. 1540, 1543 bis 1546, weit verbreitet. Die Schrauben dienen gleichzeitig zum Zusammenhalten der Schalen und werden in der richtigen Lage durch Anziehen der Schrauben *S* gesichert.

Nachstellbarkeit der Lagerschalen ist in allen Fällen, wo man mit der Abnutzung der Laufflächen rechnen muß, nötig. Dabei ist die Richtung, in der die Abnutzung eintritt, zu beachten und danach die Teilfuge, die möglichst senkrecht zu jener Richtung liegen sollte und die Art der Nachstellung zu wählen. An Lagern, die im wesentlichen

senkrechte Kräfte aufzunehmen haben, z. B. an denen stehender Kraft- und Arbeitsmaschinen, benutzt man zweiteilige Schalen mit wagerechten Fugen, Abb. 1576, die bei kleinen Abmessungen durch Abteilen der Fugenfläche, bei größeren durch Zwischenlagen nachgestellt werden. Die letzteren bestehen entweder aus je einem Stück starken Messingblechs, das nach Bedarf nachgefeilt wird oder aus einer Anzahl dünnerer Bleche von je 0,1 bis 0,2 mm Stärke oder schließlich aus einer Reihe verschieden dicker Bleche. Im zweiten Falle empfiehlt es sich, die Bleche an den Rändern oder an den Enden zusammenzulöten und beim Nachstellen abzuspalten. Im dritten nimmt man beispielweise bei 5 mm Nachstellmöglichkeit 4 Stück 1 mm, 1 Stück 0,5 mm und 5 Stück 0,1 mm starke Bleche, die durch Herausnehmen und gegenseitiges Auswechseln die Schalen in Stufen von 0,1 mm nachzuziehen gestatten. Wegen des leichteren Bearbeitens und Einsetzens reiht man die Bleche auf Führungsstifte *F*, Abb. 1571, die in der einen Schale festsetzend in eine Aussparung der anderen Schale hineinragen. Daß die Bleche nur am Zapfenende anschließen, im mittleren Teile dagegen zu einer Ölrinne ausgearbeitet werden sollen, war schon oben erwähnt. Gelegentlich benutzt man die Zwischenlagen zur Verhinderung der Mitnahme der Lagerschalen durch die Zapfenreibung, indem man sie gegen den Lagerkörper oder den Deckel anliegen läßt, Abb. 1583. Der letztere muß gegenüber dem Lagerkörper ein der Nachstellmöglichkeit entsprechendes Spiel haben.

Bei liegenden Maschinen fordern die Kolbenkräfte und die oft bedeutende Belastung durch das Gewicht der Welle und des Schwungrades die Nachstellbarkeit der Schalen sowohl in wagerechter wie in senkrechter Richtung. Sie wird durch geeignete Teilung der Schalen, Abb. 1476 und 1477 und durch Keile oder Stellschrauben erreicht. Die nur einseitige Nachstellung an der dreiteiligen Lagerschale, Abb. 1476, ist einfach, bedingt aber eine Verschiebung der Wellenmitte beim Nachziehen, ein Umstand, der bei Maschinen mit geringem Kolbenspiel oder kleinem schädlichen Raum zu beachten ist, und der sich bei der vierteiligen Lagerschale, Abb. 1477, mit symmetrischer, freilich schwieriger Nachstellung von beiden Seiten her vermeiden läßt. Anzustreben ist, daß die Nachstellung der Seitenschalen unabhängig vom Deckel erfolgt, damit sie bei offenem Lager vorgenommen werden kann und durch das Anziehen der Deckelschrauben nicht beeinflusst wird.

Die Keile, meist aus Flußstahl oder Stahlguß bestehend, erhalten Neigungen 1 : 8 bis 1 : 10 und sollen die Schalen in möglichst großer Breite unterstützen. Die zugehörigen Stellschrauben pflegen der Keilneigung entsprechend unter Vernachlässigung der Reibung an den Anlageflächen auf $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ der größten Kolbenkraft *P* und je nach Umständen auf Zug, Druck oder Knickung berechnet zu werden. In Abb. 1574 ist das Muttergewinde in einer Büchse *B* am Grunde des Lagerkörpers vorgesehen und die Stellung des Keils durch Anziehen der Mutter *M*, die das Gasrohr *G* gegen den Keil preßt und verspannt, gesichert. Die Büchse *B* ist unten geschlossen gehalten, um das Abfließen des Öls in das Fundament zu verhüten. In Abb. 1571 wird der Keil durch die Zugschraube *Z*, die ihr Muttergewinde in einem Rundeisen *R* findet, das in einer Bohrung des Rahmens liegt, eingestellt und unabhängig vom Deckel mittels der Mutter *M* und des Gasrohrs *G* gesichert. Die Druckschraube in Abb. 1573 stützt sich auf die Grundfläche des Lagerraumes. Daß sie durch eine gezahnte, auf dem Deckel verschraubte Scheibe festgestellt wird, ist unbedenklich, weil die Sicherung nach dem im offenen Lager erfolgten Einstellen des Keils angebracht werden kann.

Zu beachten ist, daß sich die einzelnen Lagerteile herausnehmen lassen, ohne die Welle ausbauen zu müssen. In Abb. 1574 kann zu dem Zwecke der Keil gesenkt und dann die Schale an ihm vorbei herausgedreht werden; die Lagerschale mußte dazu bei *A* abgeschragt werden. Nach Abb. 1571 können Keil und Schale auf einfache Weise nacheinander herausgenommen werden; in Abb. 1572 ist hinter dem Keil eine Platte *A* vorgesehen, die herausgezogen, jenen zurückzuschieben gestattet, so daß die Schale frei wird.

Mehrere Vorteile bietet die Ausführung nach Abb. 1583, bei der die Anlageflächen der Keile im Lager zentrisch ausgebohrt sind, während die vier, in einem Stück nach

Abb. 1584 zusammengesetzten Keile außen auf den gleichen Durchmesser abgedreht werden. Die Schalen können sich selbst dem Zapfen entsprechend einstellen; außerdem werden die Ausschnitte in den Seitenwänden des Rahmens bei *C* und *D* schmaler, und schließlich können die vier Deckelschrauben näher der Lagermitte angeordnet werden, unter Verkleinerung des Biegemoments, das den Deckel beansprucht.

Nachstellschrauben, Abb. 1476 und 1575, sind billig, aber wegen des örtlichen Druckes, den sie erzeugen, weniger vorteilhaft als breite Keile, ein Mangel, den man wenigstens durch Wahl reichlicher Schalenstärken ausgleichen soll. Das Gewinde unmittelbar in den gußeisernen Lagerkörper zu schneiden, empfiehlt sich nur bei mäßigen Kräften; besser ist, zu dem Zwecke Bronzebüchsen einzusetzen.

Bei der Nachstellung in senkrechter Richtung beschränkt man sich an Kurbellagern meist auf Blechzwischenlagen unter dem Deckel, Abb. 1583, die konstruktiv ähnlich wie die an zweiteiligen Schalen üblichen durchzubilden sind.

4. Bearbeitung der Lagerschalen.

Der Bearbeitungsgang einer zweiteiligen Bronzeschale ist in den Abb. 1515 bis 1517 dargestellt. Die gegossenen Hälften werden zunächst an den Fugen gefräst oder gehobelt, Abb. 1515, dann zusammengelötet, auf die Planscheibe einer Drehbank gespannt und innen fertig ausgebohrt, Abb. 1516. Das Abdrehen der Außenfläche geschieht schließlich zwischen den Spitzen der Drehbank, Abb. 1517, auf einem Dorn, der die genaue zentrische Lage der Bohrung zu den Außenflächen sichert, unter einmaligem Umspannen.

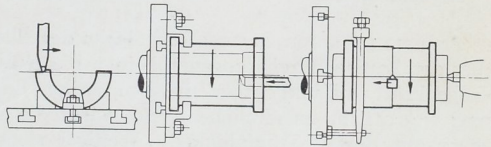


Abb. 1515 bis 1517. Bearbeitung einer zweiteiligen Schale.

Lassen sich die Schalen nicht zusammenlöten, so werden Futter und Ringe, bei Massenerstellung besondere Einspannvorrichtungen, die das rasche und genaue Fassen der Teile ermöglichen, zum Festhalten benutzt. Das äußere Abdrehen von vierteiligen Schalen nach Abb. 1477 wird dadurch umständlich, daß an Stelle der Schalen mit Keilflächen besondere Zwischenstücke eingelegt werden müssen. Besser ist in der Beziehung die Ausführung Abb. 1573 mit völlig drehrunden Schalen. Die dabei erforderlichen Druckstücke *Z* werden zugleich mit dem Lagerkörper ausgebohrt, was bei einer mehrfachen Lagerung der Welle in Rahmen, Gestellen und Gehäusen mit einer durchgehenden Spindel, Abb. 1518, erfolgt, um das Zusammenfallen der Mittellinien zu sichern. Bezüglich der

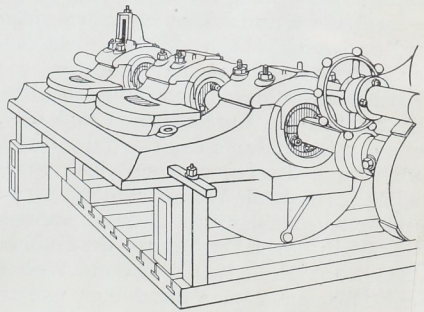


Abb. 1518. Ausbohren von Lagern mittels einer durchgehenden Spindel.

Bearbeitung von Triebwerkslagern durch Massenerstellung muß auf das Schrifttum [XXI, 3 und 4] verwiesen werden.

5. Lagerkörper, -deckel und -schrauben.

Ruhigen Laufes der Welle und der ganzen Maschine wegen sind den Lagerkörpern starre und kräftige Formen und breite Auflageflächen zu geben. Ein Hohlgußdeckel nach Abb. 1519 ist den nachgiebigeren, Abb. 1520 und 1521, vorzuziehen. Für den allgemeinen Grundsatz, die Kräfte möglichst unmittelbar aufzunehmen und die Biegemomente klein zu halten, bieten auch die Lager zahlreiche Anwendungsbeispiele. So sind an den liegenden Maschinen niedrige Kurbellagerhöhen nicht allein wegen der Er-

sparsam an Baustoff, sondern auch wegen der besseren Übertragung der freien Massenkkräfte auf das Fundament wichtig. In Abb. 1522 ist aus den Gründen die wegen des Biegemomentes unter dem Lager nötige hohe Wange des Rahmens zum Teil in das Fundament gelegt. Oft hat der Konstrukteur durch die Wahl der Querschnittform Gelegenheit, die Größe der Hebelarme der Kräfte zu beeinflussen. Der U-förmige Querschnitt Abb. 1700 unter der Lagermitte mit der doppelten Wand unter dem Lager rückt den Schwerpunkt S näher an die Zapfenmitte, verkleinert den Hebelarm und gibt die Möglichkeit, die Zugspannung im Querschnitt $II-II$ niedrig, die Druckspannung, der Eigenart des Gußeisens entsprechend, hoch zu halten. Vgl. in der Beziehung auch den Lagerbock der Abb. 1549.

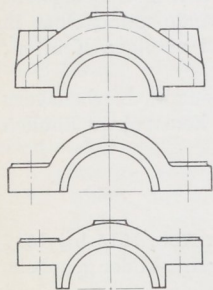


Abb. 1519 bis 1521.
Lagerdeckelformen.

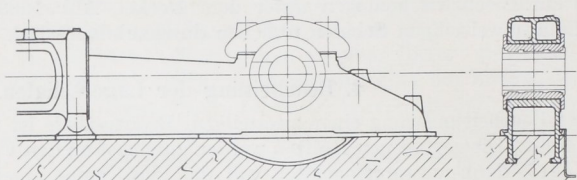


Abb. 1522. Rahmen mit in das Fundament verlegten Lagerwangen.

An dem schweren Gasmaschinenlager der Allis-Chalmers Co., Abb. 1512, nehmen die über den Zapfen durchgezogenen beiden kräftigen Schrauben einen Teil der wagrechten Kolbenkräfte auf und entlasten den unter dem Lager auf Biegung beanspruchten Rahmen ganz wesentlich. In ähnlicher Weise wirkt die Stange an dem Hängelager Abb. 1544; sie erhöht dessen Tragfähigkeit. Weniger sicher kann man auf die Mitwirkung des Deckels, den man vielfach über die Lagerkanten C und D , Abb. 1571, greifen läßt, rechnen, wenn die Einpassung nicht sehr sorgfältig ausgeführt wird.

Auch die Fundamentschrauben sollen möglichst nahe den Lagern angeordnet werden, damit sie beim Anziehen nicht Gelegenheit finden, an langen Hebelarmen hohe Nebenbeanspruchungen hervorzurufen.

Bei der Gestaltung von Ringschmierlagern ist ein genügend großer Ölräum mit Absetzstellen für Unreinigkeiten und die Möglichkeit vorzusehen, das Öl abzulassen, sowie den Ölstand und den Gang der Ringe zu beobachten. Auch die Rücksicht auf die Kühllhaltung des Lagers kann einen reichlichen Ölräum verlangen, damit die vorbeistreichende Luft die Wärme abführt. Daß in der Beziehung das Lager Abb. 1542 recht günstige Ausstrahlungsverhältnisse aufweist, zeigen die Ausführungen zu Abb. 1118. Weitere Mittel zur Verstärkung der Kühlung sind die Ausbildung von Rippenkörpern und die künstliche Kühlung durch Wasser. Am wirksamsten ist es, die Wärme möglichst unmittelbar am Zapfen abzuführen und zu dem Zwecke die Lagerschalen hohl auszubilden, sowie das Wasser derart zu leiten, daß es gezwungen ist, die Schalen in einer bestimmten Richtung zu umspülen, ohne daß sich tote Winkel, Luft- oder Dampfsäcke bilden können. Zuleitung im tiefsten, Abführung im höchsten Punkte ist anzustreben, aber nicht immer erreichbar. Ein anderer Weg ist, in die Lagerschalen eine aus gebogenen Röhren gebildete Kühlschlange einzuziehen. Größte Sorgfalt ist auf die Dichtigkeit der Schalen und der Rohranschlüsse zu verwenden; Wasser, das an die Laufflächen oder ins Öl gelangt, kann die Schmierung aufs empfindlichste stören.

In den Ölräum eingebaute oder eingegossene Rohrstrahlen, durch die Kühlwasser fließt, haben vielfach zu Mißerfolgen geführt. Das in ihrer Nähe befindliche Öl wird zwar gut gekühlt, nimmt aber dadurch, daß es dickflüssig wird, nicht mehr am Umlauf teil und wirkt infolge seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit nur in sehr geringem Maße auf das übrige Öl ein. Richtiger ist die Anwendung von Kühlern nach Art des in Abb. 1492 dargestellten, bei dem das gesamte Öl gezwungen ist, durch die vom Kühlwasser um-

spülten Rohre hindurchzufließen, also in Bewegung zu bleiben. Das setzt freilich die Einschaltung einer Ölpumpe voraus.

Für das von den Lagern abtropfende oder abgeschleuderte Öl müssen Auffangvorrichtungen vorgesehen werden. Einfache Beispiele sind die Schalen in Abb. 1539 und 1540, in die das aus den Lagern fließende Öl durch die Tropfleisten T geleitet wird, oder die Ölrinne V , Abb. 1542. Kurbellager pflegt man mit Ölrändern zu umgeben und auf der Kurbelseite sorgfältig an den in das Fundament eingegossenen Öltrog anzuschließen. Auch im Innern des Lagers soll das Öl keine Gelegenheit haben, zum Fundament zu gelangen. Kernlöcher sind zu verschließen, Öffnungen für Nachstellschrauben usw. zu vermeiden oder gut abzudichten.

Für das Ausrichten der Lager beim Aufstellen ist es erwünscht, eine Wasserwage aufsetzen zu können; wenn sich dazu geeignete, wagrechte, bearbeitete Flächen nicht von selbst ergeben, ist das Anbringen einer solchen am Lagerkörper oder Deckel zu empfehlen.

6. Die Normung der Traglager.

Neben den schon auf Seite 842 erwähnten Flanschlagern mit zwei und vier Schrauben der DIN 502 und 503 und den ungeteilten Augenlagern der DIN 504 sind in DIN 505 und 506 geteilte Deckellager für Stauffer- oder Fettschmierung einheitlich festgelegt worden. Sie sind ebenfalls in erster Linie für den Hebmascinenbau bestimmt, lassen sich aber auch sonst häufig vorteilhaft verwenden. DIN 505 bezieht sich auf Deckellager von 25 bis 200 mm Durchmesser mit 2 Fußschrauben, DIN 506 auf solche von 75 bis 220 mm Durchmesser mit 4 Fußschrauben. Abb. 1522a.

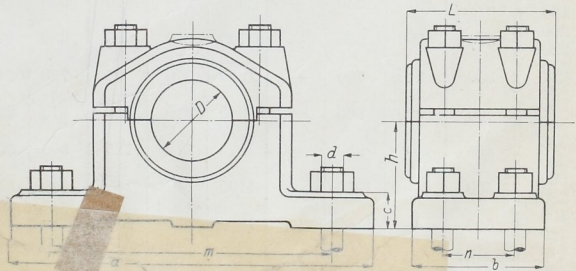


Abb. 1522a. Deckellager mit vier Fußschrauben, nach DIN 506.

In DIN 118 sind die wichtigsten Maße der Stehlager von beliebiger Form und Art so festgelegt, daß deren gegenseitige Austauschbarkeit gewährleistet, im übrigen aber möglichst weitgehende Konstruktionsfreiheit gewahrt ist. Ausgehend von den normal-

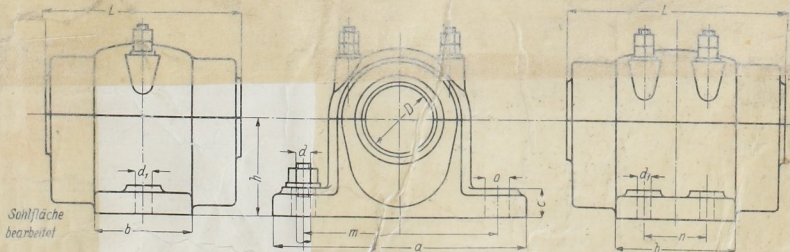


Abb. 1522b. Stehlager nach DIN 118; links mit zwei, rechts mit vier Fußschrauben. Vgl. Zusammenstellung 133.

Wellendurchmessern der DIN 114 sind Lagern benachbarter Durchmesser, z. B. denen von 25 und 30, 35 und 40, 45 und 50 mm, die gleichen Grundmaße nach Zusammenstellung 133 gegeben, um die Benutzung ein und desselben Modells oder fertigen Lagerkörpers für zwei Wellen durch Einsetzen verschiedener Schalen und, soweit nötig, durch Anbringen weiterer sonstiger Änderungen zu ermöglichen. Vereinheitlicht sind die Lager-

Zusammenstellung 133. Stehlager für Triebwerke nach DIN 118 (Auszug). Abb. 1522b.

| Wellen- durch- messer | Lager- höhe | Länge <i>L</i> höchstens | | | Fußplatte | | | Schraubenlöcher | | | | Schrauben | |
|-----------------------------|----------------|--------------------------------|------------------|------------------|-------------------|--------------------|-------------------|-----------------|----------|-------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|-------------|
| | | Form <i>A</i> | Form <i>B</i> | Form <i>C</i> | Länge <i>a</i> | Breite <i>b</i> | Dicke <i>c</i> | Abstand | | Länge höch- stens <i>o</i> | Breite <i>d</i> ₁ | Gewinde- durchmesser <i>d</i> | An- zahl |
| | | | | | | | | <i>m</i> | <i>n</i> | | | | |
| 25 | 65 | 140 | 120 | 100 | 200 | 55 | 25 | 150 | — | 20 | 17 | 1/2" | 2 |
| 30 | | | | | | | | | | | | | |
| 35 | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | 75 | 180 | 150 | 110 | 220 | 65 | 30 | 200 | — | 25 | 20 | 5/8" | 2 |
| 45 | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | | | | | | | |
| 55 | 90 | 220 | 180 | 120 | 260 | 75 | 35 | 230 | — | 30 | 23 | 3/4" | 2 |
| 60 | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | 100 | 260 | 210 | 130 | 290 | 85 | 40 | 260 | — | 34 | 26 | 7/8" | 2 |
| 60 | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | 110 | 300 | 240 | 140 | 330 | 95 | 50 | 290 | — | 39 | 30 | 1" | 2 |
| 80 | | | | | | | | | | | | | |
| 90 | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | 125 | 340 | 270 | 150 | 370 | 110 | 60 | 320 | — | 48 | 36 | 1 1/4" | 2 |
| 100 | | | | | | | | | | | | | |
| 110 | | | | | | | | | | | | | |
| 125 | 140 | 380 | 300 | 170 | 410 | 125 | 70 | 370 | — | — | — | — | — |
| 125 | | | | | | | | | | | | | |
| 140 | | | | | | | | | | | | | |
| 160 | 200 | 550 | 450 | — | 560 | 195 | 80 | 450 | — | — | — | — | — |
| 180 | | | | | | | | | | | | | |
| 200 | | | | | | | | | | | | | |
| 220 | 250 | 670 | 550 | — | 660 | 250 | 70 | 540 | 130 | 44 | 33 | 1 1/8" | 4 |
| 240 | | | | | | | | | | | | | |
| 260 | | | | | | | | | | | | | |
| 280 | 300 | 790 | 650 | — | 760 | 310 | 80 | 630 | 170 | 52 | 40 | 1 3/8" | 4 |
| 300 | | | | | | | | | | | | | |
| 320 | | | | | | | | | | | | | |
| 340 | 350 | 910 | 750 | — | 860 | 370 | 95 | 720 | 210 | 58 | 44 | 1 1/2" | 4 |
| 360 | | | | | | | | | | | | | |
| 380 | | | | | | | | | | | | | |
| 400 | 400 | 1030 | 850 | — | 960 | 440 | 110 | 810 | 250 | 66 | 50 | 1 3/4" | 4 |
| 420 | | | | | | | | | | | | | |
| 440 | | | | | | | | | | | | | |
| 460 | 450 | — | 950 | — | 1070 | 510 | 125 | 900 | 300 | 75 | 58 | 2" | 4 |
| 480 | | | | | | | | | | | | | |
| 500 | | | | | | | | | | | | | |
| 500 | 500 | — | 1050 | — | 1190 | 580 | 140 | 990 | 350 | 32 | 34 | W 56 · 1/4" | 4 |
| 380 | | | | | | | | | | | | | |
| 400 | | | | | | | | | | | | | |
| 420 | 550 | — | 1150 | — | 1310 | 650 | 155 | 1080 | 400 | 92 | 72 | W 64 · 1/4" | 4 |
| 440 | | | | | | | | | | | | | |
| 460 | | | | | | | | | | | | | |
| 480 | 600 | — | 1250 | — | 1430 | 720 | 170 | 1170 | 450 | 105 | 80 | W 72 · 1/4" | 4 |
| 460 | | | | | | | | | | | | | |
| 480 | | | | | | | | | | | | | |
| 500 | 650 | — | 1350 | — | 1550 | 800 | 185 | 1260 | 500 | 115 | 90 | W 80 · 1/4" | 4 |
| 480 | | | | | | | | | | | | | |
| 500 | | | | | | | | | | | | | |

höhen *h*. Abb. 1522b, die Abmessungen der Fußplatte *a, b, c*, die Anzahl, der Durchmesser *d* und die Lage der Fußschrauben durch *m* und *n*, sowie die Größe der zughörigen Löcher durch *o* und *d*₁. Die kleinen Lager haben je zwei, die größeren von 160 mm Durchmesser an drei Fußschrauben. Zweckmäßigerweise sind mit diesen Fußschrauben eine Bohrung *s* nach Abb. 1522c, in der die Köpfe normaler Hammerschrauben nach DIN 188 durchgeführt, vorgesehen, damit das Lager längs der Weite weggezogen werden kann, ohne diese ausbauen zu müssen.

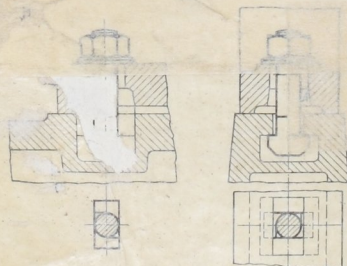


Abb. 1522c. Lagerfuß mit Höhlung für Kopf normaler Hammerschrauben nach DIN 188.

Für die Länge *L* sind je nach der Durchbildung der Lager als

- A* langes Gleitstehlager,
- B* kurzes Gleitstehlager,
- C* Kugelstehlager

verschiedene Höchstmaße festgelegt, die nicht überschritten werden dürfen; — Höchstmaße, um Einschränkungen der Lagerabmessungen bei Verbesserungen nicht zu hindern. Die Maße der Form *A* gelten für Sellerslager mit gußeisernen Schalen, die der Form *B* für feste Schalen mit Weißmetallausguß, beide für die im Triebwerkbau heute fast ausschließlich benutzte Ringschmierung mittels loser oder fester Ringe. Form *C* ist für

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 Stehlagers 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.

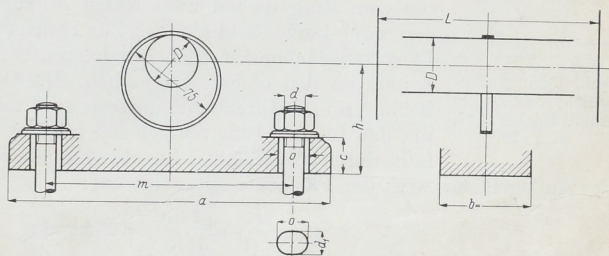


Abb. 1523. Die durch die Normen festgelegten Maße des Lagers
Abb. 1524 bis 1528. M. 1 : 5.

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.

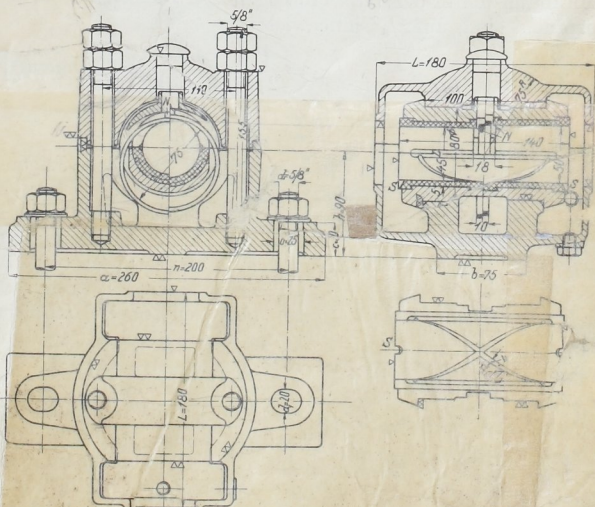


Abb. 1524 bis 1527. Normrechtes kurzes Gleitstehlager von 45 oder 50 mm Durchmesser, Form B. M. 1 : 5.

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 große Kraft auf die einzelnen Teile in der jeweils ungünstigsten Richtung und Weise lagern. Die Lager-
schalen sind aus Gießen 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 $d' = 80 \text{ mm}$. Mit einem Schmierringdurchmesser von etwa $1,5d \approx 75 \text{ mm}$, DIN 322, Zusammenstellung 132,

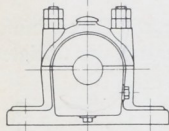


Abb. 1528. Außenansicht des Lagers
Abb. 1524 bis 1527.
M. 1: 10.

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° 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.

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

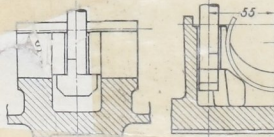


Abb. 1529 und 1530. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Hammerschrauben M. 1:5.

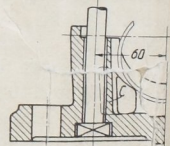


Abb. 1531. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Durchsteckschrauben. M. 1: 5.

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, die nahe an die Welle angeschlossen ist, angebracht. Die Ölkappe wurde mit einer geringeren 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

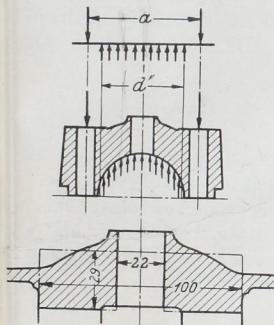


Abb. 1532. Zur Berechnung des Deckels.

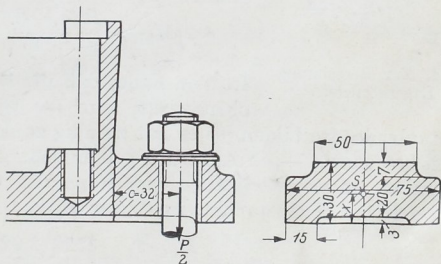


Abb. 1533. Zur Berechnung der Beanspruchung des Lagerflansches.

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:

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

$$\text{Trägheitsmoment: } J = \frac{3 \cdot 0,3^3}{12} + 3 \cdot 0,3 \cdot 1,34^2 + \frac{7,5 \cdot 2^3}{12} + 7,5 \cdot 2 \cdot 0,19^2 + \frac{5 \cdot 0,7^3}{12} + 5 \cdot 0,7 \cdot 1,16^2$$

$$= 12,1 \text{ cm}^4;$$

$$\text{Widerstandsmoment: } W = \frac{J}{3,0 - x} = \frac{12,1}{1,51} = 8,01 \text{ cm}^3.$$

Beim Einbau des Lagers ist dafür Sorge zu tragen, daß der Lagerkörper gleichmäßig, vor allem aber in der Mitte gut aufliegt, damit die Belastung durch eine nach unten wirkende Kraft möglichst unmittelbar aufgenommen wird. Eine Aufstellung so, daß das Lager nur an den Enden gestützt ist, muß als fehlerhaft bezeichnet werden. Sie würde allein unzulässige Biegebeanspruchungen und Klemmungen bedingen, sondern das Lager beim Laufen auch leicht in Schwingungen geraten lassen.

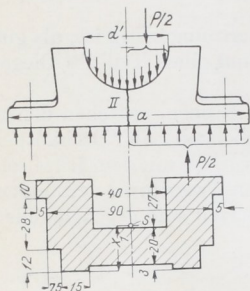


Abb. 1534. Zur Berechnung des Lagerkörpers.

Der Berechnung legt man eine gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der gesamten Auflagefläche, Abb. 1534, zugrunde und erhält damit das Biegemoment im Querschnitt II:

$$M_{bII} = \frac{P}{2} \left(\frac{a - d'}{4} \right) = \frac{1400}{2} \left(\frac{26 - 8}{4} \right) = 3150 \text{ kgcm}.$$

In dem Falle, daß die Belastung des Lagers von unten nach oben wirkt, wird der Querschnitt durch das Kräftepaar, das die Schraubenkräfte bilden — es hat zufällig zahlenmäßig genau den gleichen Wert wie das eben berechnete —, in Anspruch genommen. Am ungünstigsten ist mithin die vom Schwerpunkt am weitesten abliegende Faser des Querschnitts II, d. i. die in der Lagerhöhle gelegene, beansprucht, und zwar in dem einen Falle durch:

$$\sigma_{bII} = \frac{M_{bII} \cdot x_1}{J} = \frac{3150 \cdot 2,62}{67,6} = 122 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug, im andern auf Druck. J und x_1 sind auf ganz ähnliche Weise wie bei Querschnitt I ermittelt.

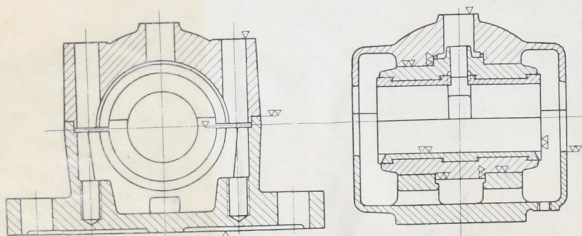


Abb. 1535 und 1536. Einfachere Kerngestaltung am Lager Abb. 1524 bis 1528. M. 1:5.

Der Guß des Lagers ist durch den verwickelten Kern des Unterteils und durch die recht erheblichen Unterschiede in den Wandstärken erschwert. Das genaue Passen an der Trennfuge und die vielfach geringen Spielräume sind nur bei großer Sorgfalt und Genauigkeit beim Einformen zu erreichen, wie man sie aber bei Anwendung von Formmaschinen verlangen kann. Wesentlich einfacher ist die Kerngestaltung bei der Ausbildung des Lagers nach Abb. 1535 und 1536.

Die Bearbeitung des Lagers bietet keine besonderen Schwierigkeiten.

b) Beanspruchung und Berechnung der Kurbelwellenlager.

Kurbelwellenlagern stehender, doppelwirkender Maschinen werden sowohl erteile wie auch die Deckel durch die wechselnden Auflagedrucke auf Biegung, schrauben durch die nach oben gerichteten Kräfte auf Zug beansprucht. Rie d Seiltriebe können Seitendrucke hervorrufen; meist ist aber die konstruktive

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

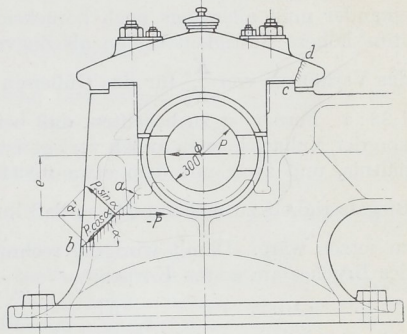


Abb. 1537. Bruch eines Kurbelwellenlagers.
M. 1: 25. (Nach Bach).

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,

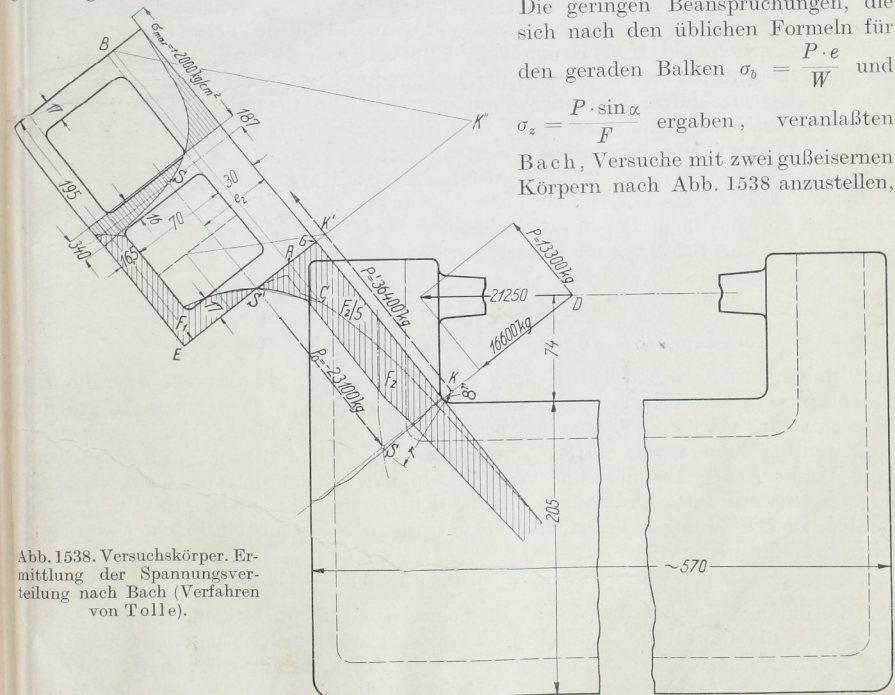


Abb. 1538. Versuchskörper. Ermittlung der Spannungsverteilung nach Bach (Verfahren von Tolle).

die rechnermäßig im Augenblick des Bruches die folgenden Beanspruchungen aufwiesen:

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

während je vier aus den Körpern herausgearbeitete gerade Biegestäbe rechteckigen Querschnitts im Mittel $K_b = 2343$ und 2465 kg/cm^2 und je drei Zugstäbe $K_z = 1167$ und 1246 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 $\frac{1}{5}$ 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 kg in Richtung der Bruchfläche und senkrecht dazu. Die Schubkraft von 16600 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 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 aufgesetzten 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.

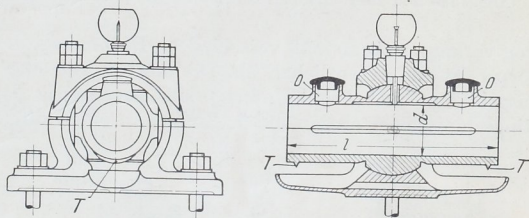


Abb. 1539. Normales Bamag-Stehlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

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-

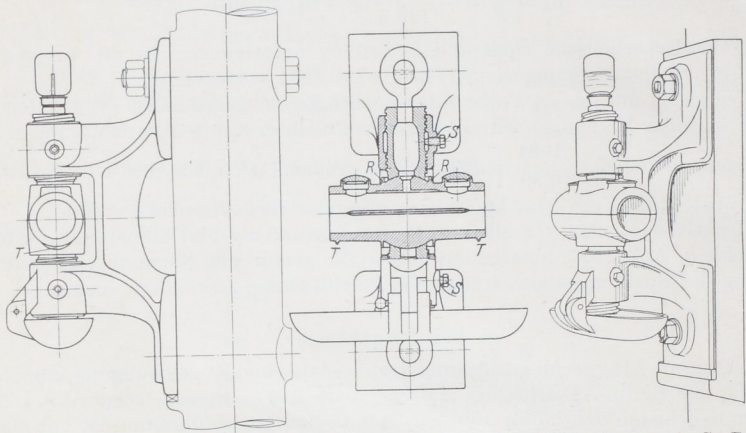


Abb. 1540 und 1541. Bomag-Säulenarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

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

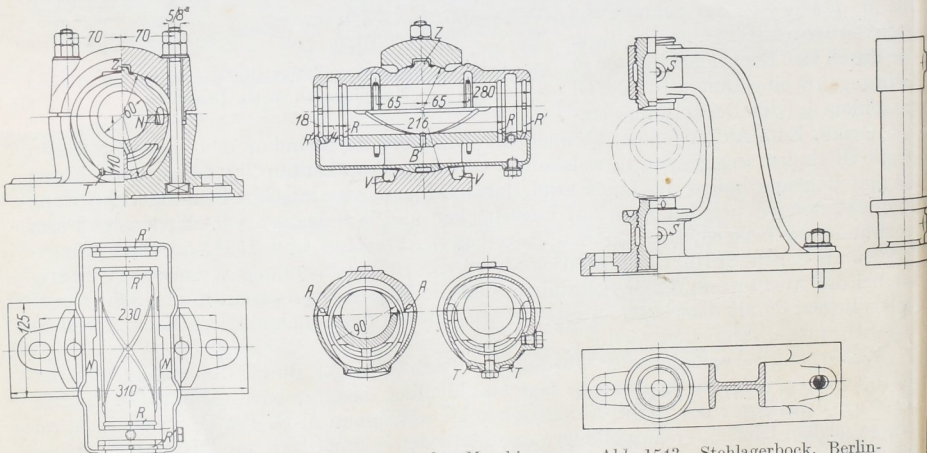


Abb. 1542. Bomag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1: 8.

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 Wüfcellager, Abb. 1549 und 1550, des Eisenwerks Wüfel 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

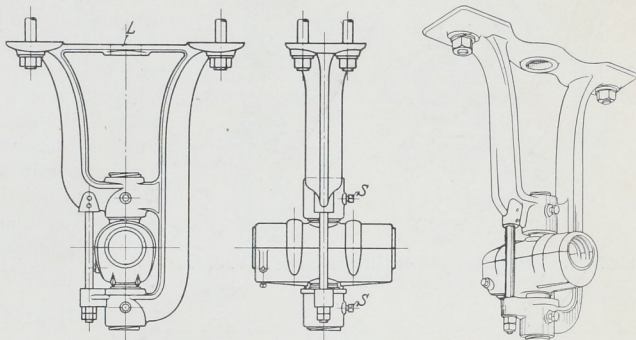


Abb. 1544 und 1545. Hängelager mit Schlußstange der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G., Dessau.

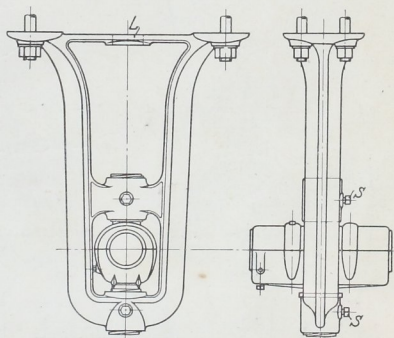


Abb. 1546. Geschlossenes Hängelager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau.

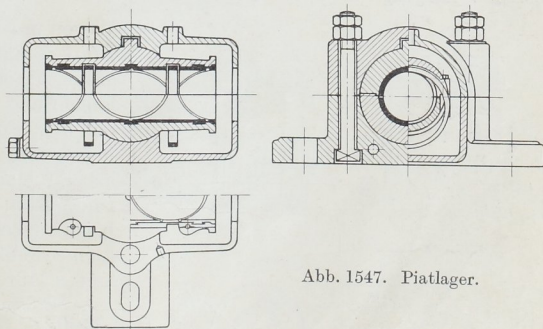


Abb. 1547. Piatlager.

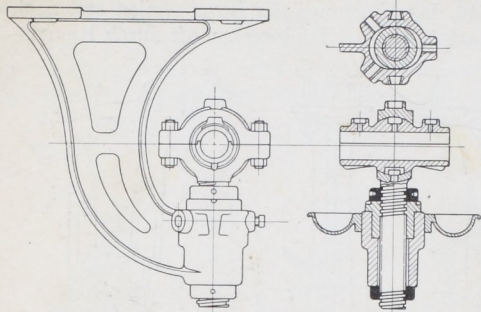


Abb. 1548. Hängelager von Kablitz. Nach Z. V. d. I. 1902, S. 1843.

bis herab zu 1,2 genommen, trotzdem aber annähernd die gleiche Tragfähigkeit wegen des höheren zulässigen Flächen-drucks, $p = 25$ bis 30 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 Stehlager mit sich selbst einstellenden Weißmetallschalen in einer ringsumlaufenden Kugelfläche darstellen. Ein einfaches Stehlager für Nadel- oder Tropf-schmierung zeigen Abb. 1554 und 1555.

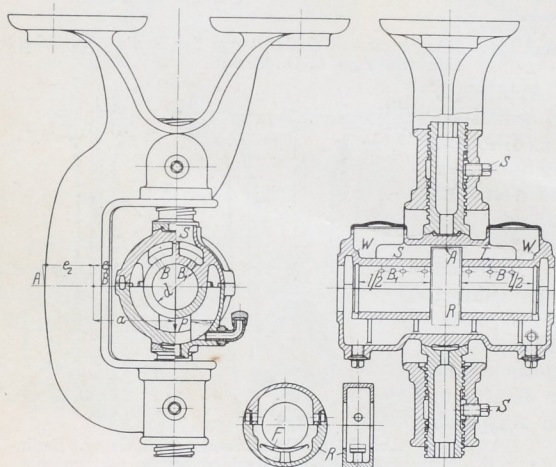


Abb. 1549. Hängelager des Eisenwerks Wüfel, Hannover-Wüfel.

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 vorspringende 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

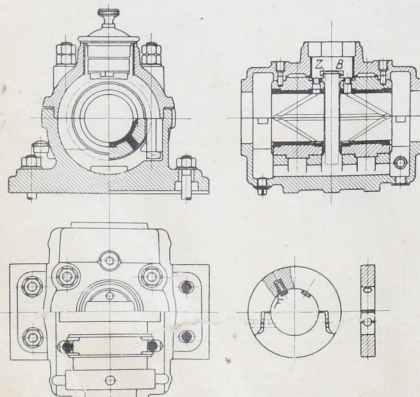


Abb. 1550. Stehlager des Eisenwerks Wüfel, Hannover-Wüfel.

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

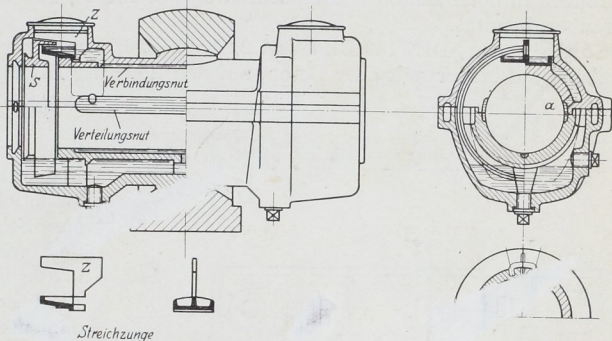


Abb. 1551. Stehlager der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Penig.

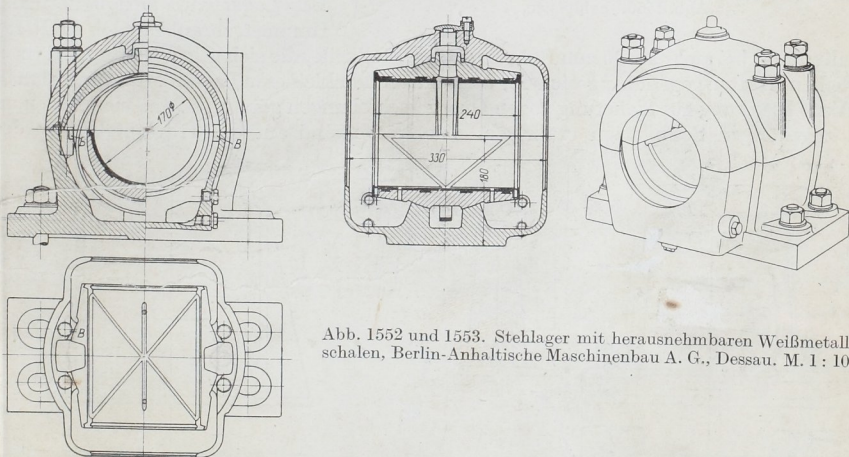


Abb. 1552 und 1553. Stehlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen, Berlin-Anhaltische Maschinenbau A. G., Dessau. M. 1 : 10.

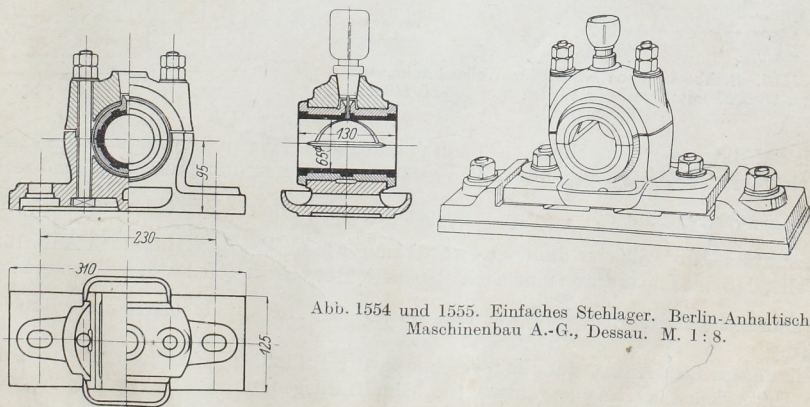


Abb. 1554 und 1555. Einfaches Stehlager. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau. M. 1 : 8.

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

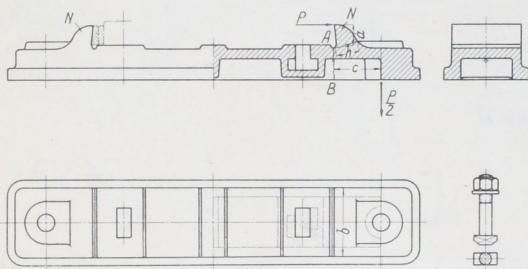


Abb. 1556. Sohlplatte.

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

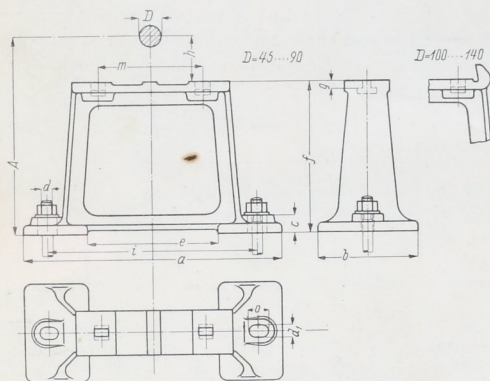


Abb. 1557. Stehbock (ohne Nasen für Wellendurchmesser bis zu 90 mm, mit Nasen für Wellen von 100 bis 140 mm Durchmesser).

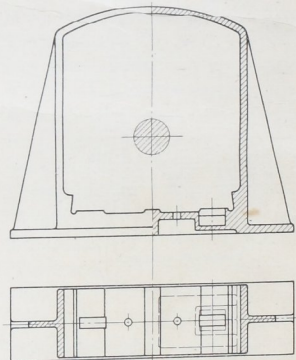


Abb. 1558. Mauerkasten.

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 Platten-

querschnittes 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 Untergießen mit Zement etwa 10, beim Aufliegen unmittelbar auf Mauerwerk oder Holz etwa 5 kg/cm² 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.

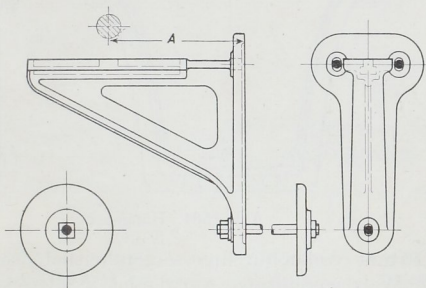


Abb. 1559. Wandarm.

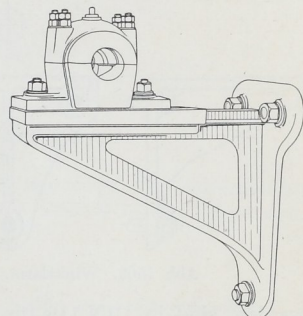


Abb. 1560. Wandarm mit Ring-schmierlager.

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 <i>A</i> . . . 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 |

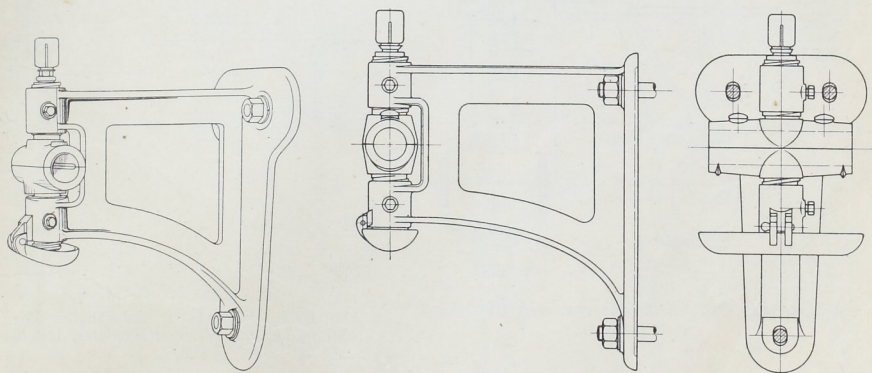


Abb. 1561 und 1562. Wandarmlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.

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

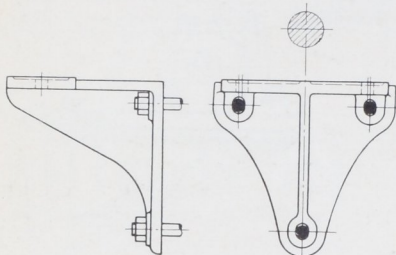


Abb. 1563. Winkelarm.

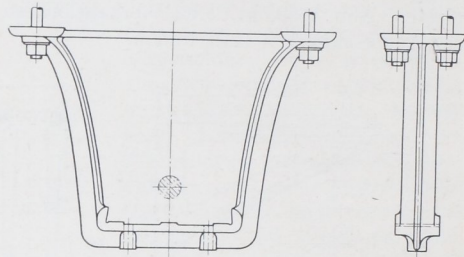


Abb. 1564. Hängebock.

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 |

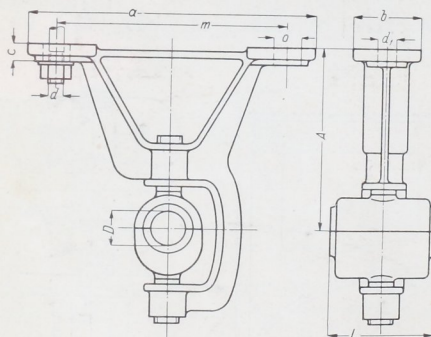


Abb. 1564a. Hauptmaße der normalen Hängelager nach DIN 119.

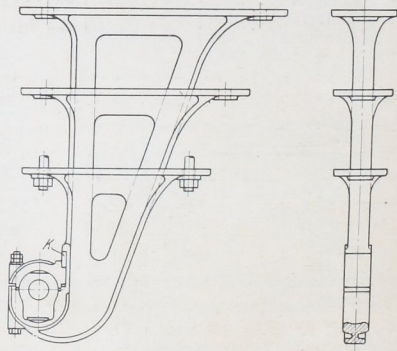


Abb. 1565. Hängelager einheitlicher Form. Südnorddeutsche Verbindungsbahn, Reichenberg.

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,

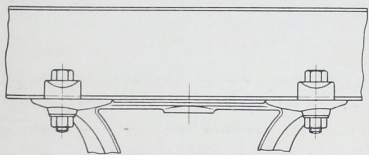


Abb. 1566. Befestigung der Lager mittels Klemmplatten.

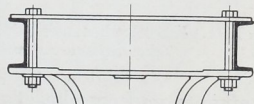
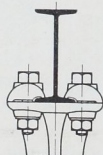


Abb. 1567. Befestigung der Lager an Deckenträgern.

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,

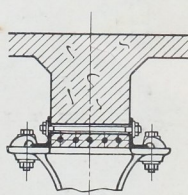
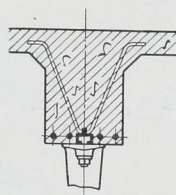


Abb. 1568 und 1569. Befestigung von Lagern an Betondecken.

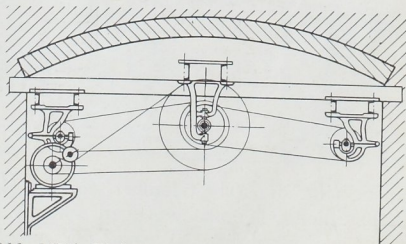


Abb. 1570. Einbau eines Triebwerks unter einem Gewölbe.

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

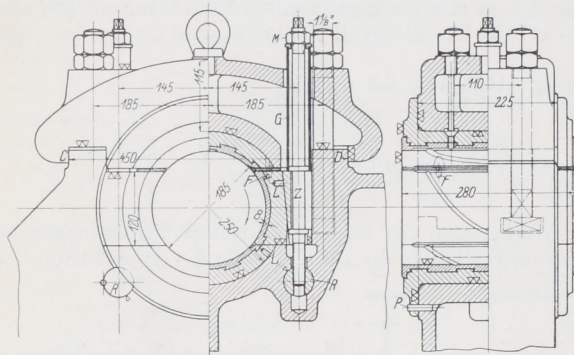


Abb. 1571. Kurbelwellenlager mit beiderseitiger Keilnachstellung für eine liegende Arbeitsmaschine. M. 1 : 10.

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.

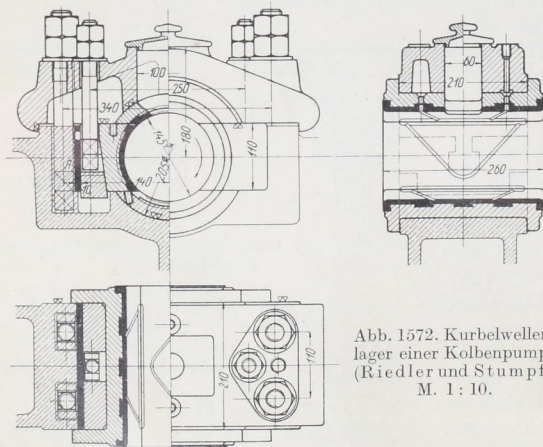


Abb. 1572. Kurbelwellenlager einer Kolbenpumpe (Riedler und Stumpf). M. 1 : 10.

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

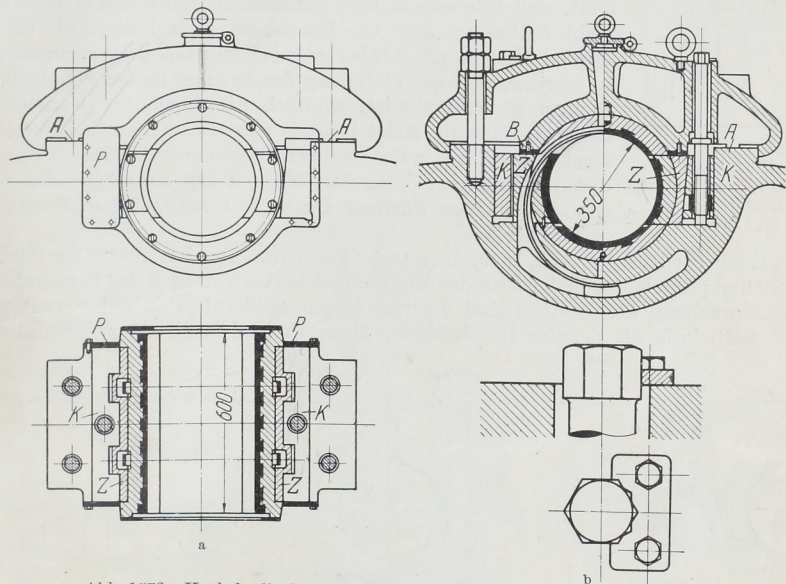


Abb. 1573. Kurbelwellenlager einer Großgasmaschine. M. 1: 20 und 1: 4.

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.

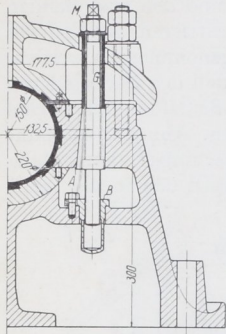


Abb. 1574. Kurbelwellenlager mit Büchse am Grund der Lagerhöhlung zur Keilnachstellung.
M. 1 : 10.

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 in Betrieben 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

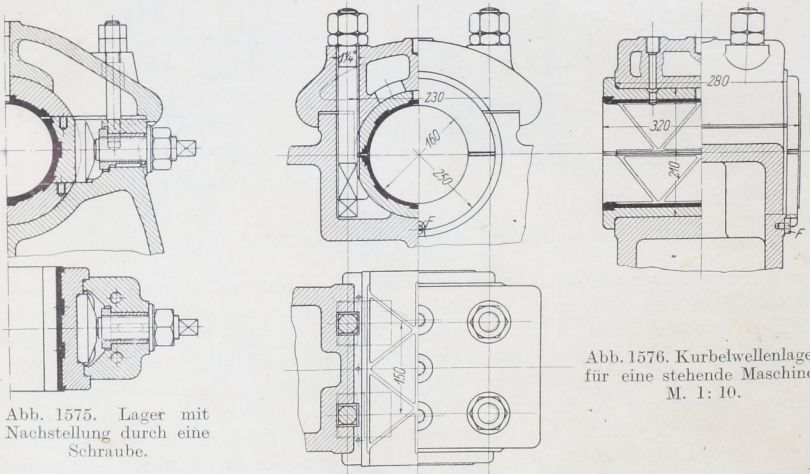


Abb. 1575. Lager mit Nachstellung durch eine Schraube.

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

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

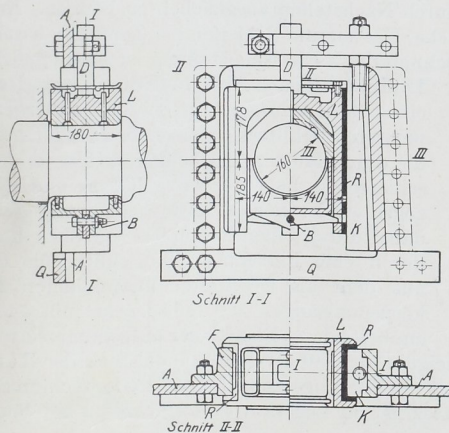


Abb. 1577. Achslager einer $\frac{3}{8}$ gekuppelten Güterzuglokomotive. M. 1: 15.

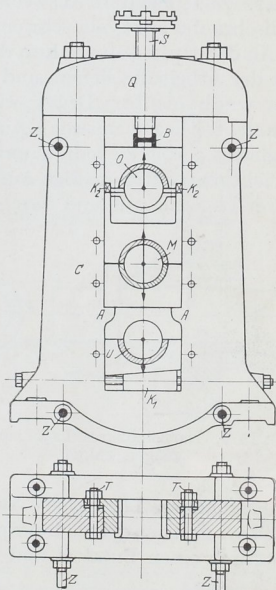


Abb. 1578. Dreiwalzenständer.

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

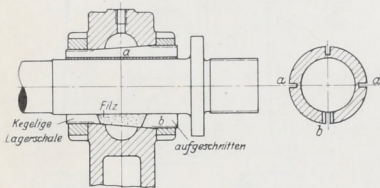


Abb. 1579. Nachstellbares Lager an Werkzeugmaschinen.

Laufflächen nach Abb. 1579 durch kegelige, an einer Stelle b aufgeschnittene und außerdem mit mehreren Schlitzern 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

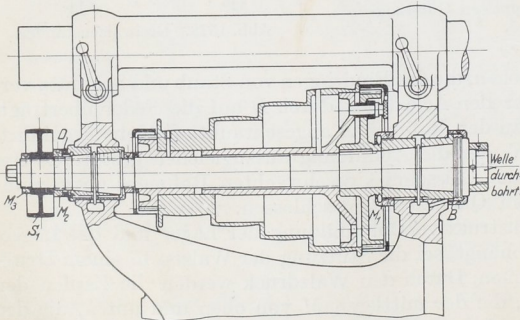


Abb. 1580. Spindelstock der Hendey-Norton Fräsmaschine. (Nach Hülle, Werkzeugmaschinen).

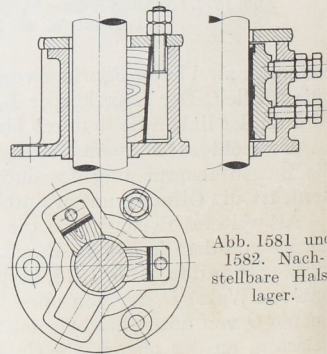


Abb. 1581 und 1582. Nachstellbare Halslager.

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

dem Bund der linken Lagerschale läuft. Radiales Spiel wird dadurch beseitigt, daß der linke Zapfen auf der Welle der Länge nach verschiebbar ist und durch die Mutter M_2 in die richtige Lage gegenüber der Schale gebracht werden kann. Die Schmierung ist sehr sorgfältig als Ringschmierung ausgebildet.

Zur Führung stehender Wellen dienen Halslager, die in einfachen Fällen aus einteiligen Büchsen bestehen, bei zu erwartenden Abnutzungen oder bei der Notwendigkeit der Einstellung aber meist dreiteilig und durch Keile, Abb. 1581 oder Schrauben, Abb. 1582, nachstellbar gemacht werden. Schwierig ist die Schmierung solcher Halslager — sofern nicht ein Ölbad ausgebildet werden kann —, weil das Öl durch die Schalenkanten abgeschabt wird. Pockholzschalen, die man an Wasserturbinen gern verwendet, weil sie schon durch das Wasser genügend geschmiert werden, trennt man durch Blechplatten von den Keilen, Abb. 1581, damit sich diese nicht in die Holzschalen infressen.

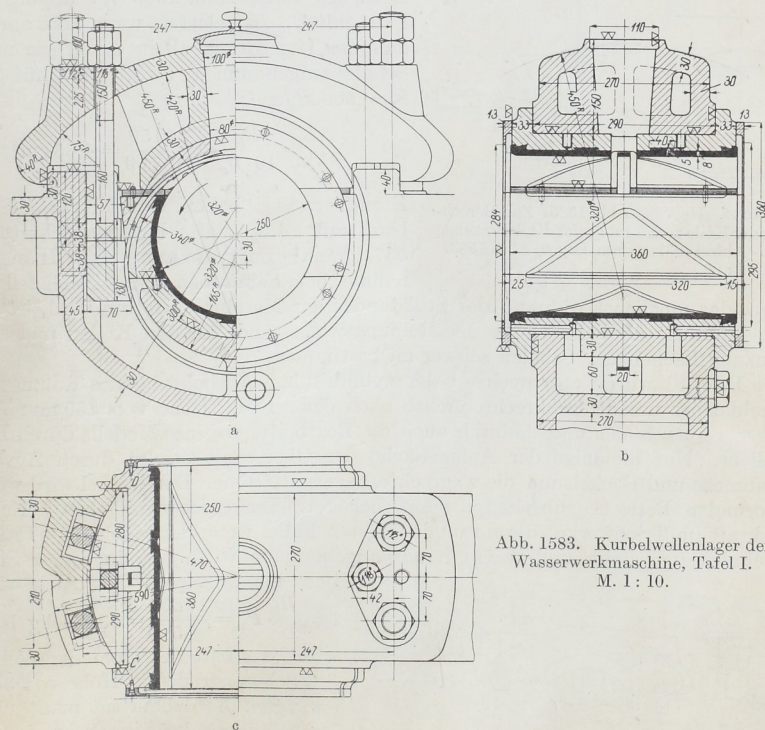


Abb. 1583. Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I.
M. 1 : 10.

f) Berechnungsbeispiel.

Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Auf Seite 652 wurde für den Wellenzapfen ein Durchmesser $d = 250$ und eine Länge $l = 360$ mm ermittelt. Das Lager, Abb. 1583, hat vierteilige Schalen aus Gußeisen von 35 mm Stärke mit einem Weißmetallausguß von 8 mm Dicke und besitzt Ringschmierung. Die Schmiernuten führen das Öl immer wieder der Schalenmitte zu. Das an den Enden austretende Öl wird durch Spritzringe, die an der Welle und an der Kurbelnabe sitzen, Abb. 1298, in zwei an die Schalen angeschraubte Ölfangringe und von da durch Bohrungen in den Ölraum zurückgeleitet. Damit sich die Welle bei Wärmeschwankungen ausdehnen kann, sind zwar die Lager auf der Hoch- und Niederdruckseite der Maschine gleich, die Zapfen-

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 in ungünstigsten Falle mit $1/10 B_h$ belastet, wenn man annimmt, daß der Lagerdruck allein durch die mittlere Schale aufgenommen wird. Sie müssen bei $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$:

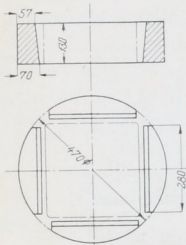


Abb. 1584. Herstellung der Keile zum Lager. Abb. 1583. M. 1 : 20.

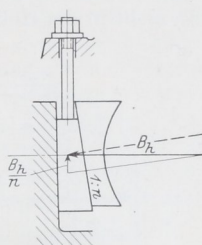


Abb. 1585. Zur Berechnung der Keilschrauben am Lager, Abb. 1583.

gewählt: $1\frac{1}{8}$ ''-Schrauben mit $4,5 \text{ cm}^2$ Kernquerschnitt und 537 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 $1\frac{1}{2}$ '' 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 Kernquerschnitt F_0 können die Schrauben je:

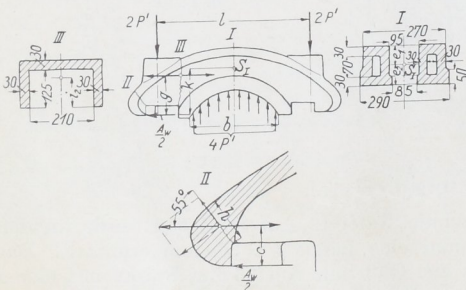


Abb. 1586. Zur Berechnung des Lagerdeckels.

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° liegende Querschnitt *II* nach der Theorie der geraden Balken mit:

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

und mit:

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

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

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

und

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

Querschnitt *I*:

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

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

zu stehen haben, weil sonst die auf Seite 689 näher besprochenen Störungen unvermeidlich sind. Eintretende Abnutzungen sollen durch Auswecheln der Linen und des Laufzapfens oder durch Nachstellen in axialer Richtung leicht ausgeglichen werden können.

Die Flihkraft verlangt, daß das Öl in der Zapfenmitte oder am inneren Rande zu-, am äußeren abgeführt wird. Beispielsweise sieht man zu ersterem Zwecke an Stirnzapfen eine zentrale Bohrung, Abb. 1157 und 1587, zur Verteilung des Öls aber radiale oder auch schräg angeordnete gerade oder gekrümmte Nuten vor, die zweckmäßigerweise nach dem äußeren Rande zu enger werden, vgl. Abb. 1124. Am Kammzapfen Abb. 1991 führen die unteren radialen Bohrungen der Lagerschale das Öl zu, das durch die

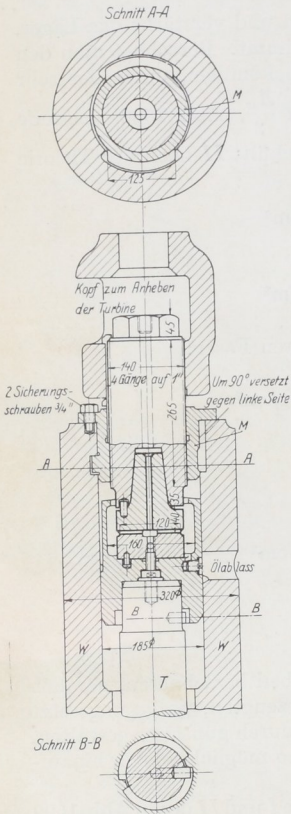


Abb. 1587. Oberwasserturbinenzapfen. (Nach Pfarr).

Löcher im Scheitel wieder abfließt. Auch Preßöl pflegt bei hohen Belastungen in entsprechender Weise zu- und abgeleitet zu werden.

An Stützzapfen liegender Wellen ist Ringschmierung nach Abb. 1590 möglich. Vom Spurzapfen wird ein Schmiering mitgenommen, der das Öl an die Nut *N* im Scheitel der Linse *L* abgibt, von wo es durch Bohrungen der Zapfenmitte zufließt. An der Drehung ist die Linse durch einen Stift in der Kappe *K* gehindert.

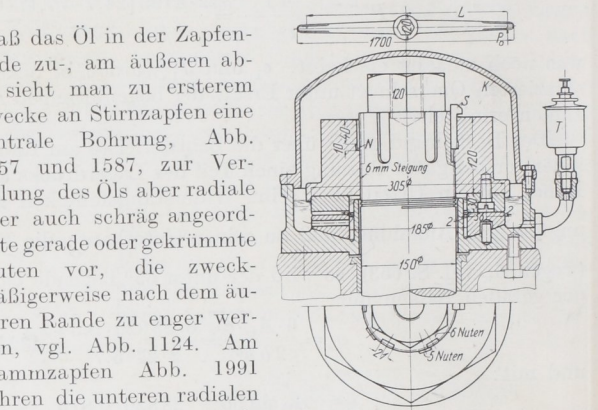


Abb. 1588. Turbinenstützlager für 5000 kg Druck. M. 1: 10 und 1: 50.

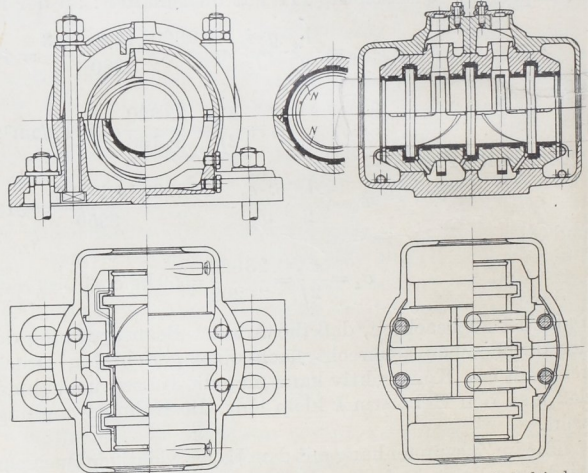


Abb. 1589. Kammlager für Triebwerkwellen. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.

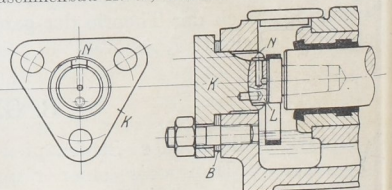


Abb. 1590. Stützzapfen mit Ringschmierung.

durch einen Stift in der Kappe *K* gehindert.

Die Einstellbarkeit der Stützflächen, die u. a. an Wasserturbinen wegen der Einhaltung des Spiels zwischen den Rädern oder wegen des richtigen Kämmens der Zahnräder gefordert wird, wird durch Blechscheiben *B*, Abb. 1590, bewirkt oder durch ein Gewinde auf dem Zapfenträger, Abb. 1588, in einfachen Fällen, wie in Abb. 1157, auch durch eine Stellschraube.

Bei wechselnder Druckrichtung bedingt die Abnutzung ein Zunehmen des Spiels und damit das Auftreten von Stößen. Es empfiehlt sich dann, für jede der Richtungen ein besonderes Drucklager vorzusehen und diese gegeneinander einstellbar zu machen.

Treten neben größeren axialen Kräften radiale auf, so ist ihre Aufnahme in getrennten Lagern grundsätzlich anzustreben, schon um die Ursachen auftretender Störungen leichter und sicherer feststellen zu können.

Ausführungsbeispiele. Einige einfache Bauarten sind in Abb. 1153, 1154 und 1157 für stehende Wellen, in Abb. 1190 und 1191 in Anwendung auf Schneckentriebe dargestellt und dort näher beschrieben.

Das Lager zu dem auf Seite 678 berechneten Stützzapfen für eine Welle von 150 mm Durchmesser bei 5000 kg Belastung und 200 Umdrehungen in der Minute ist in Abb. 1588 durchgebildet. Die Rechnung verlangt lediglich eine Breite des Zapfens von 5,55 cm, während die Wahl der Durchmesser freisteht. Im vorliegenden Falle wird der Innendurchmesser durch die Wand des Ölbehälters, in dem der Zapfen läuft, zu etwa 185 mm bestimmt, woraus ein mittlerer Durchmesser $d_m = 245$ mm folgt, wenn die Ringkanten um je 2 mm gebrochen werden und der Ring $b = 56$ mm breit ausgeführt wird. Das Brechen der Kanten ist nicht allein an der Lauffläche zu empfehlen, damit Beschädigungen und Ausbeulungen bei etwaigem unvorsichtigem Aufsetzen der Ringe verhütet werden, sondern auch an allen übrigen Kanten, um Rissen beim Härten vorzubeugen. Besonders sorgfältig müssen die Ölnuten abgerundet werden, um dem Öl den Zutritt zu den Laufflächen zu erleichtern. Die Dicke der stählernen Laufringe von im Mittel 30 mm ist durch die Bohrungen im unteren Ring gegeben, durch welche das in den Schmiernuten nach außen geförderte Öl wieder ergänzt und ein Ölkreislauf erzeugt wird. Wesentlich dünnere Scheiben würden sich beim Härten leicht verziehen oder brechen. Der untere Ring ist kugelig abgedreht und beim Laufen durch einen Stift am Mitgenommenwerden verhindert. Der obere ist scheibenförmig und durch zwei Schrauben an der Unterfläche der Mutter befestigt, damit er beim Auseinandernehmen nicht abfallen kann. Die Mutter ist reichlich hoch gehalten, um die Gewähr zu haben, daß die Lauffläche des oberen Ringes genau senkrecht zur Wellenachse steht. Zur Einstellung der Höhe nach dient Trapg 150×6 nach DIN 378, vgl. S. 216. Eine Feinnachstellung um je $\frac{1}{5}$ mm ist dadurch erreicht, daß, wie der Grundriß zeigt, in der Mutter fünf, in der Welle dagegen sechs Nuten für den Steckkeil *S* vorgesehen sind.

Beim Umstecken des Keiles in den nächsten Schlitz muß die Mutter um $\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{30}$ des Umfanges oder um $\frac{2}{10}$ mm angezogen oder nachgelassen werden. Das Einstoßen der Längsnuten in der Mutter ist durch eine ringsumlaufende Nut *N* erleichtert, während diejenigen in der Welle so lang sind, daß sie auch bei der höchsten Lage noch ausreichen. Zum Verstellen dient ein auf das Sechskant am Wellenende aufzusetzender Schlüssel, während die Mutter durch einen zweiten festgehalten wird. Das Tropf-schmiergefäß *T* führt während des Betriebes neues Öl zu, überschüssiges fließt über die Innenkante des Öltroges zu dem unter dem Stützlager liegenden Halslager. Zum Schutz gegen Schmutz und Staub ist die Kappe *K* vorgesehen.

Nachrechnung des Auflagedrucks an der Lauffläche unter Berücksichtigung der sechs Schmiernuten von 10 mm Breite und der beiden Löcher für die Schraubenköpfe:

$$p = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b - 6 \cdot b \cdot 1 - 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,5^2} = \frac{5000}{\pi \cdot 24,5 \cdot 5,6 - 6 \cdot 5,6 \cdot 1 - 2 \cdot 4,90} = 12,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Flächendruck im Gewinde. Auflagefläche eines Gewindeganges bei 2,5 mm Tiefe:

$$f_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (15^2 - 14,5^2) = 11,6 \text{ cm}^2.$$

Zahl der Gewindegänge unter Abzug der Ringnut:

$$z = \frac{H - 10}{h} = \frac{120 - 10}{6} = 18,3.$$

Abzug für die sechs Keilnuten:

$$6 \cdot 2,1 \cdot 0,25 \cdot 10,7 = 33,7 \text{ cm}^2.$$

$$p = \frac{P}{z \cdot f_0 - 40,4} = \frac{5000}{18,3 \cdot 11,6 - 33,7} = 28 \text{ kg/cm}^2.$$

Schlüssellänge zum Einstellen der Welle bei $P = 5000 \text{ kg}$ Last. Bei einem mittleren Halbmesser $r = 7,35 \text{ cm}$ der Schraubengänge folgt der Steigungswinkel α der Schraube aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi \cdot r} = \frac{0,6}{2\pi \cdot 7,35} = 0,0130; \quad \alpha = 0^\circ 45'$$

und bei einem Reibungswinkel $\varrho = 5^\circ 40'$ ($\mu = 0,1$) das zum Anziehen der Spindel nötige Drehmoment nach (99):

$$M_a = P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 5000 \cdot 7,35 \cdot \operatorname{tg}(45' + 5^\circ 40') = 4130 \text{ kgcm}.$$

Stehen zwei Mann zum Anziehen zur Verfügung, deren jeder $P_0 = 15 \text{ kg}$ Umfangskraft ausübe, so muß die Länge L des Schlüssels, Abb. 1588 oben:

$$L = \frac{M_a}{2 P_0} = \frac{4130}{2 \cdot 15} = 138 \text{ cm}$$

sein. Ausgeführt: doppelarmiger Schlüssel mit 1,7 m gesamter Länge.

Abb. 1587 gibt einen Oberwasserturbinezapfen von J.M. Voith, Heidenheim, wieder. Das Laufrad hängt an der äußeren gußeisernen Hohlwelle W und wird durch die darin liegende, ruhende Tragstange T abgestützt. Auf T sitzt der gußeiserne, als Ölbehälter ausgebildete Topf für die untere feste Linse. Der Laufzapfen aus Stahl ist kegelig in die flußstählerne Stellschraube eingesetzt und dort eingeschliften. Zur Zuführung des Schmiermittels sind beide der Länge nach durchbohrt. Das Öl des Topfes wird durch die Bohrungen in der Linse zur Zapfenmitte geleitet und durch Schmiernuten nach außen befördert. Frisches Öl fließt von einem Schmiergefäß auf der Stellschraube zu. Die untere Linse ist durch eine Kopfschraube im Öltopf gehalten, damit sie beim Herausnehmen des Zapfens infolge der Adhäsion der Ölschicht nicht hängen bleibt, später aber abfällt. Auf gute Abdichtung dieser Schraube wie auch der Ablassöffnung ist besonderer Wert zu legen, um das Leerlaufen des Öltroges zu verhüten.

Das Muttergewinde für die Stellschraube liegt in einer Tragmutter M , die mit einem Bajonettverschluß in die Hohlwelle W eingesetzt, in dieser genau zentriert und durch zwei Kopfschrauben gesichert ist. Sie ist eingeschaltet zwecks Vermeidung des Gewindes in der gußeisernen Welle W . Auf das obere Ende der Stellschraube ist noch ein Kopf zum Anheben der Turbine aufgeschraubt. Die ziemlich vierteilige Bauweise erfordert eine sehr sorgfältige und genaue Ausführung, insbesondere des oberen Bajonettverschlusses, wenn die Zapfenfläche nicht schief sitzen und zu Störungen Veranlassung geben soll. Um von der Hohllecke in der Wellenausdrehung für die Bajonettnasen, die nicht völlig scharf ausgedreht werden können, unabhängig zu sein, ist der Nasendurchmesser etwas kleiner als der der Ausdrehung gehalten.

Abb. 1589 gibt ein normales Kammlager für Triebwerkwellen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G. wieder. Zwischen den drei Kämme laufen zwei Schmierringe, die das Öl zu den Laufflächen heben. Die Kämme werden durch exzentrisch

eingedrehte kreisförmige Nuten N mit Öl benetzt, das durch Bohrungen in den tiefsten Punkten der Laufflächen wieder zum Ölraum unter dem Lager zurückfließt.

Die Lager zur Aufnahme der bedeutenden Schraubendrucke großer Schiffe werden nach Abb. 1591 aus einzelnen Bügeln zusammengesetzt. Die Druckwelle, der Auswechsellager wegen meist als kurzes besonderes Wellenstück ausgebildet, läuft in zwei Traglagern an den Enden eines Troges, der das Drucklager aufnimmt. Die mit Wasserkühlung versehenen und an den Laufflächen mit Weißmetall ausgefütterten Bügel sind auf zwei Spindeln gereiht, auf denen sie durch Muttern und Gegenmuttern genau eingestellt werden, von denen sie aber auch beim Warmlaufen oder bei Beschädigungen zwecks Auswechsellager leicht einzeln abgenommen werden können, da sie die Welle und die Spindeln nur von oben her umfassen. Von den Spindeln wird die Druckkraft durch lange Augen auf den Trog, von da auf den Schiffkörper übertragen.

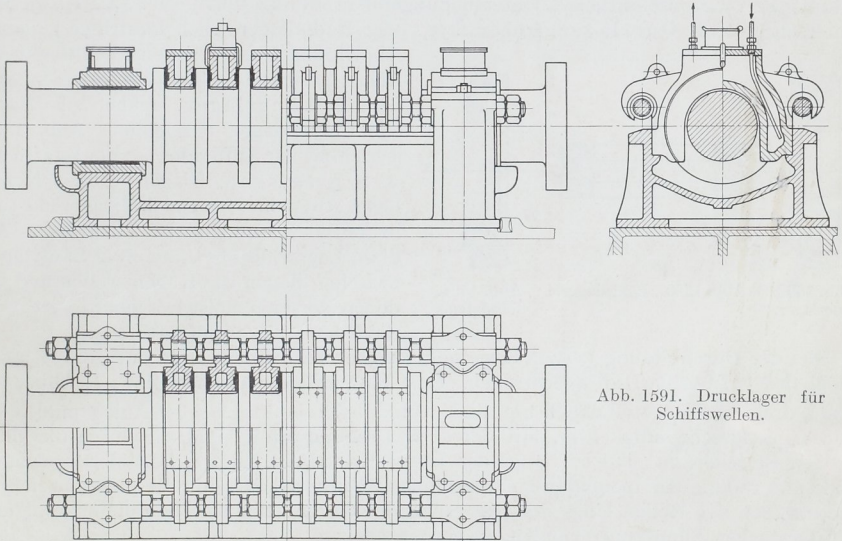


Abb. 1591. Drucklager für Schiffswellen.

* Eine wesentliche Verbesserung dieser Drucklager stellt das „Einringdrucklager“ von Michell dar, bei welchem die Stützfläche in eine Anzahl kurzer Druckstücke zerlegt ist, die durch Schrauben so gestützt sind, daß sie sich beim Laufen etwas schräg zum Druckring stellen und so die keilige Ölschicht bilden, die für das Zustandekommen reiner Flüssigkeitsreibung notwendig ist. (Vgl. S. 681.) An den Druckstücken, Abb. 1134, die in einer ringförmigen Ausdehnung radial festgehalten sind, greifen die Stützschauben etwas hinter der Mitte im Sinne der durch Pfeile angedeuteten Laufrichtung des Zapfens an. Das Drucklager ist zusammen mit dem unmittelbar daneben angeordneten Halslager zur sicheren Führung des Rings in ein Ölbad gelegt, das durch die Stopfbüchsen an den beiden Enden ermöglicht wird. Die Michell-Lager finden in neuere Zeit auf Schiffen, aber auch an Wasserturbinen zunehmende Anwendung und haben sich schon bei Wellenleistungen bis zu 25000 PS bewährt. Nach dem Taschenbuch der Hütte gestatten sie den Flächendruck bei 2 m/sek Umlaufgeschwindigkeit auf 2 gegenüber höchstens 5,5 kg/cm² bei den älteren Drucklagern zu erhöhen. Die Reibungszahl wird mit 0,0015 gegenüber 0,03 angegeben.

II. Wälzlager.

Der Grundgedanke der Wälz- oder Kugel- und Rollenlager ist, die gleitende Reibung gewöhnlicher Zapfenlager durch rollende zu ersetzen und dadurch die Laufwiderstände auf ein möglichst geringes Maß zu bringen. Dabei ergeben sich als weitere Vorteile: leichtes Anlaufen, geringe Abnutzung und verminderter Schmiermittelverbrauch, sowie kurze Baulänge. Nachteile sind: die größeren Kosten, geringere Betriebssicherheit bei Stößen, unter Umständen starke Geräusche.

A. Kugellager.

1. Arten und Grundlagen der Kugellager.

Die Kugellager verdanken ihre Entstehung dem Fahrradbau, ihre heutige Ausbildung den wissenschaftlichen Untersuchungen Striebeck's 1897—1901 [XXI, 20]. Man unterscheidet: 1. Querlager, früher Trag- oder Radiallager, auch Laufringe genannt, Abb. 1592, die vorwiegend senkrecht zur Achse gerichtete Kräfte aufnehmen können, 2. Längslager, früher als Stütz- oder Drucklager bezeichnet, Abb. 1593, bestimmt zur Aufnahme axialer Kräfte und 3. Schräglager, Diagonal- oder Konuslager, Abb. 1594, für gleichzeitige Belastung in radialer und axialer Richtung. Alle diese Lager bestehen aus zwei Laufringen, zwischen denen die Kugeln rollen und von denen der eine meist festgehalten ist, während der andere umläuft.

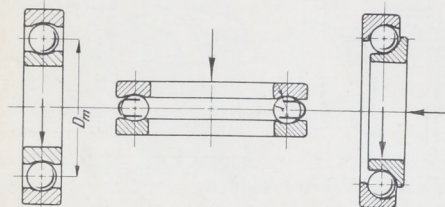


Abb. 1592. Querlager.

Abb. 1593. Längslager.

Abb. 1594. Schräglager.

Bei der Durchbildung ist zur Erzielung geringer Laufwiderstände und Abnutzungen möglichst reines Rollen anzustreben. Eine Kugel K , die in einer Rinne I , Abb. 1595, läuft, dreht sich augenblicklich um die Verbindungslinie ihrer beiden Anlagepunkte ab . Die Winkelgeschwindigkeit ω , mit der diese Drehung erfolgt und die durch die gleich großen Strecken aa' und bb' längs der Drehachse dargestellt sei, läßt sich in tangentiale und radiale Komponenten zur Kugelfläche zerlegen. Von diesen kennzeichnen die ersteren das Rollen längs der Rinnenwände, die anderen eine bohrende Bewegung, die die starken Abnutzungen an Kugellagern, bei denen die Kugeln nach Abb. 1596 in vier Punkten $abcd$ an den Laufringen anliegen, erklärt. Theoretisch findet zwar in dem Falle, daß sich die Verbindungslinien der Anlagepunkte ab und cd auf der Lagerachse mm schneiden, reines Rollen statt. Denn bei der Annahme, daß der untere Ring stillsteht, der obere sich dagegen mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_1 um mm dreht, würde die Geschwindigkeit der Punkte c und d bei reinem Rollen $v_c = r_c \cdot \omega_1$ und $v_d = r_d \cdot \omega_1$ sein. Faßt man andererseits die Bewegung der Kugel als Momentandrehung um die Achse ab auf, die mit der Winkelgeschwindigkeit ω_2 erfolge, so wird:

$$v_c = \overline{fc} \cdot \omega_2 \quad \text{und} \quad v_d = \overline{gd} \cdot \omega_2,$$

wenn \overline{fc} und \overline{gd} die Längen der von c und d auf die Drehachse ab gefällten Lote sind. Aus der Bedingung für die reine Rollbewegung, daß nämlich $r_c \cdot \omega_1 = \overline{fc} \cdot \omega_2$ und

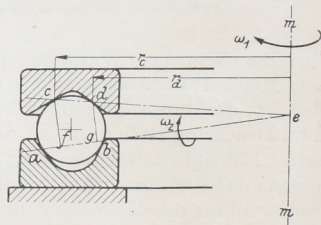


Abb. 1596. Kugellager mit Vierpunktberührung.

$r_d \cdot \omega_1 = \overline{gd} \cdot \omega_2$ sein muß, folgt durch Division:

$$\frac{r_c}{r_d} = \frac{\overline{fc}}{\overline{gd}},$$

eine Beziehung, die nur erfüllt werden kann, wenn die Dreiecke cfe und dge geometrisch ähnlich sind, also eine gemeinsame Spitze e auf der Achse mm haben. Praktisch sind aber derartige Lager unbrauchbar, weil sich die Kugeln durch die Belastung in die Laufrienen eindrücken und nicht mehr in Punkten, sondern in Flächen anliegen, deren äußere Teile infolge der oben erwähnten bohrenden Bewegung gleiten müssen. Dadurch entstehen Beschädigungen an den Kugeln und an den Laufrienen, die sich durch Streifen- und Riefenbildungen bemerkbar machen und die namentlich bei raschem Laufe durch die größere Erwärmung infolge der gleitenden Reibung sehr verstärkt werden. Die Übelstände lassen sich nur vermeiden, wenn die Kugeln in den Laufrienen in einem einzigen Punkte nach Abb. 1597 anliegen, so daß die Momentanachse eine Tangente an der Kugel wird, die radiale Komponente der Winkelgeschwindigkeit aber verschwindet.

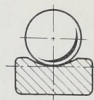


Abb. 1597.
Kugel in
einem Punkte
anliegend.

2. Berechnung der Kugellager.

Der Berechnung der Kugellager legte man früher die Bruchlast, bei der die Kugeln zersprangen, zugrunde und glaubte, in ähnlicher Weise wie bei vielen Maschinenteilen $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ der Bruchlast als zulässige Belastung annehmen zu dürfen. Die Lager führten zu Mißerfolgen; Zerstörungen und Brüche der Kugeln und Laufrienen traten ein. Die richtigen Grundlagen schuf Stribeck [XXI, 20]. Er zeigte, daß nicht die Bruchbelastung, sondern die Sprunglast, bei welcher der erste Sprung, ein an der Druckfläche auftretender feiner Riß, entsteht, maßgebend ist und setzte danach die zulässige Belastung fest. Denn zur Zerstörung der Lager genügt schon das Abbröckeln kleiner Teile; es ist keineswegs der Bruch der Kugeln nötig.

Die Bruch- und Sprunglasten sind vom Kugeldurchmesser und von der Form der Auflageflächen abhängig. Wird eine Kraft nach Abb. 1598 durch drei gleich große Kugeln übertragen, eine Anordnung, die auf die Anregung von Stribeck hin zur Prüfung von Kugeln verwendet wird, weil sie von dem Werkstoff und der Form etwaiger Preßstempel unabhängig ist, so findet die Berührung längs erhabener Flächen, also unter sehr ungünstigen Umständen statt. Bruch- und Sprunglasten liegen niedrig. Je mehr sich die Auflageflächen den Kugeln anschmiegen, desto günstiger werden die Übertragungsverhältnisse. Daher die zunehmende Belastung bei ebenen und hohlen Druckflächen, Abb. 1599 und 1600.

Die mittlere Pressung p_m an der Berührungsstelle zweier Kugeln vom Durchmesser d_1 und d_2 , die mit P_0 kg aufeinandergedrückt werden und deren Baustoff die Dehnungszahl α hat, beträgt nach Hertz:

$$p_m = 0,411 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)^2}. \quad (466)$$

Stribeck fand die Formel bei Versuchen innerhalb der Elastizitätsgrenze in sehr guter Übereinstimmung mit der Wirklichkeit. Für gleich große Kugeln wird mit $d_1 = d_2 = d$:

$$p_m = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (467)$$

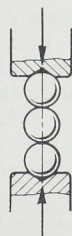


Abb. 1598.
Kugel-
prüfung nach
Stribeck.



Abb. 1599.
Kugel zwi-
schen ebenen
Flächen.



Abb. 1600.
Kugel in
Laufrienen.

Bei der Berührung einer Kugel vom Durchmesser $d_1 = d$ mit einer ebenen Platte ($d_2 = \infty$) folgt:

$$p_m = 0,411 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P}{4 \cdot \alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (468)$$

Liegt die Kugel vom Durchmesser $d_1 = d$ in einer Hohlkugelfläche vom Durchmesser $d_2 = -2d_1$, so beträgt die mittlere Pressung:

$$p_m = 0,259 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,652 \sqrt[3]{\frac{P}{16\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}}. \quad (469)$$

Sollen an Kugeln vom gleichen Durchmesser in den drei Fällen gleich große Pressungen entstehen, so müssen sich die Belastungen wie 1:4:16 verhalten; mit anderen Worten, eine Kugel in einer Hohlfläche vom doppelten Halbmesser darf 16mal höher belastet werden als zwei gleich große, unmittelbar aufeinandergepreßte und 4 mal höher als eine Kugel auf einer ebenen Lauffläche.

Löst man die Gleichung (467) nach P_0 auf:

$$P_0 = \frac{p_m^3}{0,652^3} \cdot \alpha^2 \cdot d^2, \quad (470)$$

so wird der Beiwert von d^2 für eine bestimmte Höhe der Pressung unveränderlich, so daß die Gleichung die Form $P_0 = \text{konst} \cdot d^2$ annimmt. Unter der Voraussetzung gleicher Beanspruchung der Kugeln darf also die Belastung verhältnismäßig dem Quadrat der Kugeldurchmesser steigen und daher auch die zulässige Belastung P_0 einer einzelnen Kugel nach der Formel:

$$P_0 = k \cdot d^2 \quad (471)$$

gewählt werden. k ist eine vom Baustoffe, dem Härtezustande und der Laufrinnenform, aber auch von den Betriebsverhältnissen des Lagers abhängige Zahl, die die zulässige Belastung einer Kugel von 1 cm Durchmesser angibt, da für $d = 1$ cm $k = P_0$ folgt. k wird als zulässige spezifische Belastung bezeichnet.

Hierbei ist hervorzuheben, daß die Druckbeanspruchung an der Berührungsstelle bei den üblichen, durch die Erfahrung erprobten Zahlen für k die Elastizitätsgrenze überschreitet. Beispielweise ergibt Formel (471) für eine Stahlkugel von 20 mm Durchmesser, die in einer Hohlkugelfläche von 40 mm Durchmesser liegt, bei einer spezifischen Belastung mit $k = 50$ oder

$$P_0 = k \cdot d^2 = 50 \cdot 2^2 = 200 \text{ kg Druck}$$

eine mittlere Pressung an der Berührungsstelle von:

$$p_m = 0,259 \sqrt[3]{\frac{P}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,259 \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 2 \cdot 100000^2}{1 \cdot 2^2}} = 15650 \text{ kg/cm}^2,$$

während nach Druckversuchen an gehärteten Stahlzylindern die Elastizitätsgrenze schon bei etwa 9000 kg/cm² liegt. Daß in dem Falle Belastungen über die Elastizitätsgrenze hinaus dauernd ohne Veränderung der Kugelform möglich sind, läßt sich dadurch erklären, daß die von den hohen Spannungen betroffenen Stellen als allseitig eingeschlossene Körper betrachtet werden müssen, die bei der Entspannung ihre ursprüngliche Form wieder annehmen.

Die Elastizitätslehre zeigt, daß neben der oben berechneten, senkrecht zur Oberfläche wirkenden Druckspannung p_m noch rechtwinklig dazu gerichtete Druckspannungen entstehen, die die volle Ausbildung der p_m entsprechenden Formänderungen verhindern. Nach Mohr kommt für die Beurteilung der Inanspruchnahme der Unterschied der größten und der kleinsten der drei Hauptspannungen, der im vorliegenden Falle etwa $\frac{1}{6} p_m$ beträgt, in Frage.

Während nun die Beanspruchung der Kugeln um so günstiger wird, je mehr sich die Laufrinnen den Kugeloberflächen anschmiegen, werden die Reibungsverhältnisse

um so ungünstiger. Ein Lager mit einer die Kugeln nach Abb. 1601 umschließenden Lauffläche würde große Tragfähigkeit besitzen, aber wegen der starken gleitenden Reibung nicht betriebsbrauchbar sein. Mit steigender Anschmiegunng nimmt die Reibung zunächst langsam, die Belastungsfähigkeit dagegen rasch zu. Der richtige Mittelweg konnte nur durch Versuche gefunden werden, bei denen Stribeck als zweckmäßigsten Wert der Ausrundung der Laufrinnen $r = \frac{2}{3} d$ feststellte. An Querlagern ist die äußere Ringmiegung in den beiden Ringen verschieden; während nach Abb. 1602 der äußere Ring sowohl in der Kuglebene wie in der senkrechten dazu vertieft gekrümmt ist, bietet der innere ungünstigere Verhältnisse, da die Laufbahn in der Ringebene erhaben ist. Abb. 1602 zeigt gleichzeitig stark vergrößert die verschiedenen Druckflächen der Kugeln. Hierauf gründet sich der Vorschlag, am inneren Ring einen kleineren Krümmungshalbmesser als am äußeren und zwar:

$$r_i = 0,52d, \quad r_a = 0,56d$$

zu wählen [XXI, 22].

Verteilung der Belastung auf die einzelnen Kugeln eines Lagers. Bei Längslagern, Abb. 1593, werden, genaue Herstellung, gleiche Größe der Kugeln und zentrische Kraftwirkung vorausgesetzt, alle Kugeln gleichmäßig belastet, so daß die Tragkraft P eines Stützlagers durch die Zahl z der Kugeln und die Tragfähigkeit P_0 einer einzelnen gegeben ist:

$$P = z \cdot P_0 = z \cdot k \cdot d^2. \quad (472)$$

Dagegen sind in einem mit P kg belasteten Querlager, Abb. 1603, nur die in der einen Hälfte befindlichen Kugeln und noch dazu verschieden hoch beansprucht. Mit

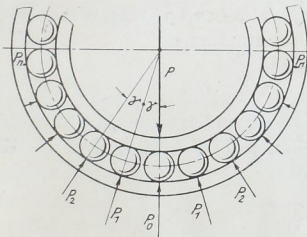


Abb. 1603. Verteilung der Drücke in einem Querlager.

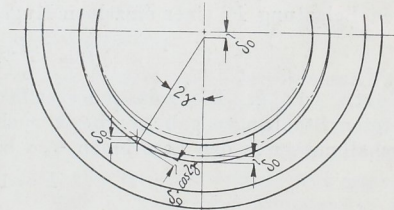


Abb. 1604. Zur Ermittlung der Druckverteilung in einem Querlager.

den Bezeichnungen der Abbildung verlangt die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Kraft P :

$$P = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma,$$

wobei $n \cdot \gamma < 90^\circ$ sein muß. Durch die Belastung werden die Kugeln zusammengedrückt, dadurch aber die beiden Laufringe einander genähert. Beträgt die Annäherung nach Abb. 1604 in der Richtung der Kraft P_0 δ_0 , in Richtung von P_1 δ_1 cm usw., so muß unter der Voraussetzung, daß die Kreisform der Ringe erhalten bleibt,

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma, \quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma \dots \delta_n = \delta_0 \cos n \cdot \gamma \quad (473)$$

sein. Da weiterhin, wie Hertz gezeigt hat, zwischen den Kräften und Zusammenrückungen die Beziehung:

$$\frac{P_0^2}{P_1^2} = \frac{\delta_0^3}{\delta_1^3} \quad \text{ode} \quad P_1 = P_0 \left(\frac{\delta_1}{\delta_0} \right)^{3/2}$$

besteht, so folgt mit Hilfe der Gleichungen (473):

$$P_1 = P_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma$$

und entsprechend:

$$P_2 = P_0 \cdot \cos^{3/2} 2\gamma \dots P_n = P_0 \cos^{3/2} n\gamma$$

oder

$$P = P_0 (1 + 2 \cos^{3/2} \gamma + 2 \cos^{3/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{3/2} n \cdot \gamma). \quad (474)$$

Für verschiedene Kugelzahlen z , und zwar:

$$z = \quad 10 \quad \quad 15 \quad \quad 20$$

ergibt sich:

$$\gamma = \frac{360^\circ}{z} = \quad 36^\circ \quad \quad 24^\circ \quad \quad 18^\circ$$

$$P_0 = \begin{cases} \frac{P}{2,28} & \frac{P}{3,44} & \frac{P}{4,58} \\ \frac{P \cdot 4,38}{z} & \frac{P \cdot 4,36}{z} & \frac{P \cdot 4,37}{z} \end{cases}$$

Wie die letzte Zeile zeigt, ist P_0 in den drei Fällen, also für Kugelzahlen zwischen 10 und 20 rund $\frac{P \cdot 4,37}{z}$. Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Belastung der Scheitelkugel infolge des Spiels und der Formänderung der Ringe noch etwas größer wird, setzt Stribeck:

$$P_0 = \frac{5 \cdot P}{z}$$

Bei
hat damit die Scheitelkugel:

$$z = 10 \quad \quad 15 \quad \quad 20$$

$$\frac{P}{2} \quad \quad \frac{P}{3} \quad \quad \frac{P}{4}$$

aufzunehmen. Umgekehrt erhält man die Tragkraft P eines Querlagers aus der zulässigen Belastung P_0 einer einzelnen Kugel vom Durchmesser d :

$$P = \frac{z \cdot P_0}{5} = \frac{z \cdot k \cdot d^2}{5}. \quad (475)$$

Werte für k . Die zulässige spezifische Belastung gehärteter Stahlkugeln auf gehärteten Stahlringen gab Stribeck nach Versuchen mit Querlagern, deren Krümmungshalbmesser in den Lauffrinnen $\frac{2}{3} d$ betrug, mit:

$$k = 100,$$

für ebene, kegelförmige oder zylindrische Laufflächen mit:

$$k = 30 \dots 50$$

an. Neuerdings ist man auf das $1\frac{1}{2}$ -fache der Werte gegangen. Genauere, von den Umlaufzahlen n und Lagerabmessungen abhängige Zahlen gibt Ahrends [XXI, 23]. Rechnet man sie auf die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Kugeln um, die sich aus dem Durchmesser des Kugelmittlenkreises D_m , Abb. 1592, zu $v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60}$ ergibt, so erhält man die in Abb. 1605 durch kleine Kreise hervorgehobenen Einzelwerte, die sich genügend genau nach der Kurve I zu einer einheitlichen Beziehung zwischen der Belastungszahl k und der mittleren Umfangsgeschwindigkeit v der Kugeln zusammenfassen lassen. Tatsächlich ist ja die letztere die gleiche wie die des umlaufenden Ringes und daher an ein und demselben Querlager bei der gleichen Drehzahl recht verschieden groß, je nachdem, ob der innere Ring umläuft und der äußere still steht oder ob der umgekehrte, ungünstigere Fall vorliegt. Der oben berechnete Wert für v

ist der Mittelwert aus den beiden Fällen. Kurve *I* gilt für stoßfreien, Nebenbeanspruchungen nicht ausgesetzten Betrieb und für Rillenhalmesser $r_i = 0,6d$ am inneren Lauffringe.

Für Längslager, bei denen der Unterschied, ob der eine oder der andere Ring umläuft, wegfällt, ist Kurve *II* mit ihren schon bei geringen Geschwindigkeiten rasch sinkenden, durchweg beträchtlich niedrigeren Belastungszahlen maßgebend.

Kranhakenlager und ähnliche, selten oder ganz langsam laufende Lager können mit $k = 220$ bis 250 berechnet werden.

Für stoßweisen Betrieb muß k erheblich niedriger sein. So darf für Gleisfahrzeuge bei sehr beschränkten Raumverhältnissen k 80 bis höchstens 120 betragen.

An gußeisernen Kugeln auf ebenen, zylindrischen oder kegeligen Laufflächen kann $k = 2,5$ gesetzt werden.

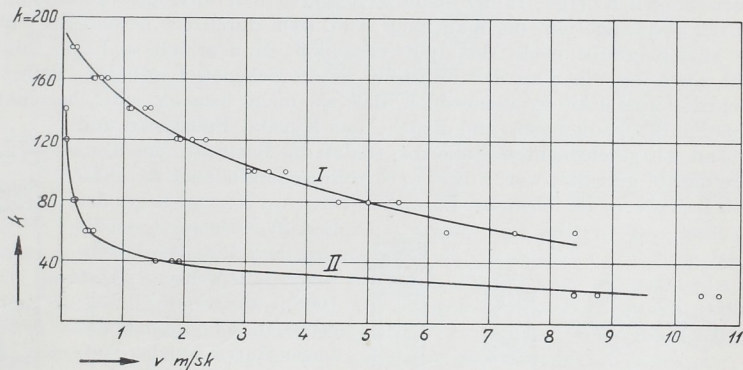


Abb. 1605. Zulässige Belastung k von Kugellagern in Abhängigkeit von der Umlaufgeschwindigkeit v . *I* für Querlager, *II* für Längslager.

3. Herstellung der Kugellager.

Baustoffe. Die hohen Beanspruchungen der Kugeln und Lauffringe auf Flächen- und Druck bedingen auch hohe Ansprüche an die Güte und Gleichmäßigkeit der zu verwendenden Baustoffe. Es werden insbesondere Chrom- und Chromnickelstähle benutzt, die neben großer Härte noch hinreichende Zähigkeit, der etwa auftretenden Stöße wegen, aufweisen müssen. Sehr harter, gleichzeitig aber spröder Baustoff wäre ungeeignet. Für große und schwere Lauffringe kommt im Einsatz gehärteter Flußstahl in Frage, der billiger ist und infolge des weichen Kerns hohe Zähigkeit besitzt, der aber wegen der Spannungen und Verziehungen beim Härten leichter Ausschuß gibt und bedeutendere Nacharbeiten beim Fertigschleifen verlangt.

Herstellung der Kugeln und Ringe. Die Stücke für die einzelnen Kugeln werden aus Rundstahl abgeschritten, kleinere kalt, größere warm in Gesenken zu Kugeln gepreßt oder geschmiedet und zur Beseitigung der Spannungen ausgeglüht. Dann schleift man die rohen Kugeln zwischen zwei mit konzentrischen Rillen versehenen Scheiben mit Öl und Schmirgel unter $0,01$ bis $0,02$ mm Zugabe auf den gewünschten Durchmesser vor. Die Scheiben laufen in entgegengesetztem Sinne um, während die Kugeln ständig von einer Rille zur anderen wandern. Hierauf werden sie sorgfältig gehärtet, fertiggeschliffen und poliert, auf Härte und Fehler nachgeprüft und äußerst genau der Größe nach getrennt, da die Verwendung nur gleicher Kugeln in ein und demselben Lager wegen der richtigen Verteilung der Kräfte und der gleichmäßigen Beanspruchung der Teile von größter Wichtigkeit ist. Fertige Kugeln werden z. B. von der Gußstahlkugelfabrik Fischer in Schweinfurt von $1,5$ mm bis $6'' = 152,4$ mm

Durchmesser mit 0,0025 mm Genauigkeit in bezug auf Größe und Rundung, von anderen Firmen zwischen 0,8 und 208 mm Durchmesser, geliefert.

Die Laufringe stanzt man aus Platten aus oder sticht sie von gezogenen Rohren ab oder schmiedet sie bei größeren Abmessungen vor, dreht und härtet sie dann. Die genaue Form wird wiederum durch Schleifen hergestellt, wobei besondere Sorgfalt auf konzentrische Lage der Lauf- und Mantelflächen und auf Parallelität der Rillen und Stirnflächen gelegt wird. Mantel- und Stirnfläche müssen genau senkrecht zueinander stehen, weil sonst Unregelmäßigkeiten beim Laufen unvermeidlich sind.

4. Konstruktive Durchbildung der Kugellager.

Querlager. Die verschiedenen Ausführungen unterscheiden sich voneinander durch die Art des Einbringens der Kugeln und durch die Bauart der in den meisten Fällen verwendeten Käfige. In der ersten Zeit führte man die Kugeln durch eine Lücke in einem der Laufringe ein, die man nach Abb. 1606 durch ein besonderes Füllstück oder nur eine Schraube nach Abb. 1607 verschloß. Man erhielt so Lager mit voller Kugelzahl, aber mit einer an der Füllstelle unterbrochenen Laufbahn. Selbst wenn die Vorschrift, die Lücke so anzuordnen, daß sie nicht belastet wird, beachtet war, kamen häufig Beschädigungen und Brüche der Kugeln, Füllstücke und Laufringe an der geschwächten Stelle vor, so daß das Bestreben der Konstrukteure darauf gerichtet war, ununterbrochene Laufbahnen zu schaffen. Dafür liegen u. a. die folgenden Lösungen vor. Am Normal-Lager der S. K. F.-Norma A. G. ist die

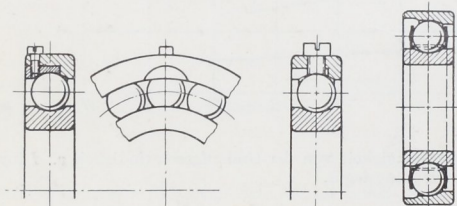


Abb. 1606. Kugellager mit Füllstück.

Abb. 1607. Kugellager mit Schlußschraube.

Abb. 1608. Normalkugellager (Schulterlager).

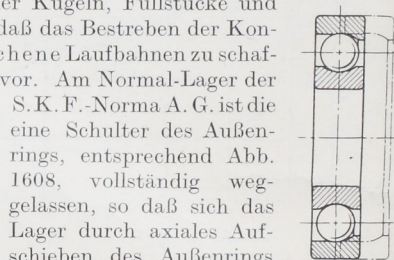


Abb. 1609. Schluß eines Kugellagers durch elastische Erweiterung oder Anwärmen des Außenrings.

eine Schulter des Außenrings, entsprechend Abb. 1608, vollständig weggelassen, so daß sich das Lager durch axiales Aufschieben des Außenrings über die im Innenring sitzenden Kugeln zusammensetzen läßt. Axialdrucke können dann nur in einer Richtung oder durch symmetrische Anordnung zweier Lager aufgenom-

men werden. Auch ist die Tragkraft des Lagers vermindert, da die äußere Laufbahn auf der einen Seite zylindrisch ist. Nach Patent Nr. 148486 wird die eine Schulter eines Laufringes so weit erniedrigt, daß der Ring sich in axialer Richtung über die in den andern Laufring gelegte Kugelreihe unter elastischer Erweiterung oder durch Erwärmen bringen läßt, Abb. 1609. Malicet und Blin beschränkten sich nach Patent Nr. 155661 auf je eine Aussparung in den beiden Ringen, welche nicht ganz bis zur Tiefe der Laufrinne reichen, die aber das Eindringen der letzten zur Füllung nötigen Kugeln gestatten, wenn die Lücken nach Abb. 1610 einander gegenüberstehen, ein Verfahren, das auch mehrere deutsche Firmen benutzen. Die Laufbahn selbst bleibt völlig unverletzt. Die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken (D. W. F.) legen die Ringe nach Abb. 1611 exzentrisch ineinander und füllen den Zwischenraum mit Kugeln aus. Ein bis zwei weitere Kugeln können durch Erwärmen des äußeren oder durch Einpressen unter elastischer Formänderung beider Ringe eingebracht werden (Patent Nr. 184024/25). Dadurch wird jede Schwächung der Laufringe vermieden; weil aber je nach der Schulterhöhe nur $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ des Umfanges mit Kugeln besetzt werden können, ist die Tragfähigkeit der Lager kleiner. Außerdem muß zur Erhaltung des richtigen und gleichen Kugelabstandes ein Käfig verwendet werden. Die Schwedische Kugellager Fabrik, jetzt S. K. F.-Norma Ges., hat die äußere Laufbahn als

Hohlkugelfläche ausgebildet, Abb. 1612 und füllt die Kugeln dadurch ein, daß der innere, mit zwei Rinnen versehene Laufring mit dem Käfig durch den äußeren durchgesteckt und, soweit möglich, mit Kugeln gefüllt wird. Dreht man dann den Käfig, so lassen sich die noch fehlenden Kugeln einsetzen und durch Einschwenken in die Laufbahn bringen. Die Lager haben den Vorteil, daß Schwankungen und Durchbiegungen der Welle unschädlich sind, weil sich der Innenring und die Kugeln in der Kugelfläche von selbst einstellen. Sie bieten aber den Kugeln ungünstigere Auflagflächen, da der Krümmungshalbmesser des Außenringes im Verhältnis zum Kugeldurchmesser recht groß ist,

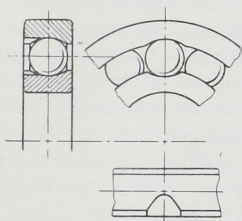


Abb. 1610. Kugellager nach Malicet und Blin.

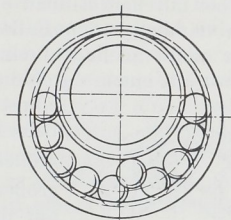


Abb. 1611. Einfüllen der Kugeln nach dem Verfahren der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.

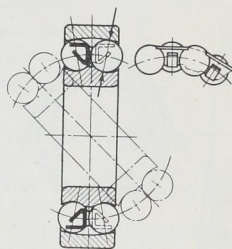


Abb. 1612. S. K. F.-Lager der Schwedischen Kugellager-Fabrik. (Pendellager).

so daß für eine bestimmte Tragfähigkeit des Lagers eine größere Kugelzahl nötig ist. Die Lager werden deshalb normalerweise zweireihig ausgeführt, in ihrer Breite aber dadurch beschränkt, daß die Kugeln in den beiden Reihen gegeneinander versetzt sind. Da die Berührung zwischen den Kugeln und den Lauflächen auf Halbmessern durch den Lagermittelpunkt stattfindet, Abb. 1612, müssen auch die Laufrinnen am inneren Ringe symmetrisch zu diesen Linien ausgebildet werden.

Die SelbstEinstellung von Querlagern läßt sich auch durch kugelige Form des Außenringes erreichen. Bei geringen Belastungen genügt es, solche Lager in eine zylindrische Fläche einzupassen, wie es Abb. 1613 an einem Triebwerk-

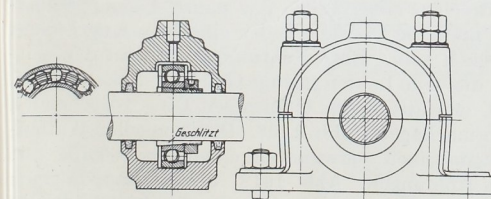


Abb. 1613. Triebwerk-kugellager von Fichtel und Sachs, Schweinfurt.

lager von Fichtel und Sachs zeigt. Für größere Belastungen liefern die Fabriken genau passende, kugelig ausgedrehte Außenringe, Abb. 1614, an denen aber bei Schwankungen der Welle die gleitende Reibung zwischen den Kugelflächen überwunden werden muß, so daß wesent-

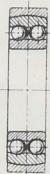


Abb. 1614. Querlager mit kugeligem Einstellring und zwei Kugelnreihen.

lich größere Kräfte zur Einstellung nötig sind, die noch dazu ungünstigerweise durch die Laufkugeln vom Innenring auf den Außenring übertragen werden müssen. Durch solche Lager können wohl Aufstellungsfehler oder dauernde Durchbiegungen der Welle unschädlich gemacht werden; dagegen sind die S. K. F.-Lager für schwankende oder verschiedenen Durchbiegungen ausgesetzte Wellen geeigneter. Die Abb. 1614 zeigt gleichzeitig ein neuerdings von mehreren Firmen ausgeführtes zweireihiges Kugellager, eine Bauart, die die Tragkraft zu erhöhen gestattet, aber auch sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit stellt, wenn auf gleichmäßige Belastung und Beanspruchung der Kugeln gerechnet werden soll.



Abb. 1615.

Der mehrfach erwähnte Käfig ist auch aus Betriebsrücksichten zweckmäßig, bei schnelllaufenden Lagern sogar notwendig. Zwei benachbarte Kugeln drehen sich nach

Abb. 1615 im Sinne der eingezeichneten Pfeile. Treffen sie zusammen, so haben die Oberflächenteile im Berührungspunkte entgegengesetzte Geschwindigkeiten. Da also die Kugeln mit doppelter Umlaufgeschwindigkeit aneinander gleiten, ist es erklärlich, daß häufig Zerstörungen der Oberflächen eintreten, die sich an etwas weicheren Kugeln durch oft tiefe Rillen kenntlich machen, in welche die benachbarten Kugeln passen. Das Zusammenprallen wird durch die Be- und Entlastungen, die die Kugeln bei jedem Umlauf erfahren, herbeigeführt und namentlich durch das Schiefstellen des inneren

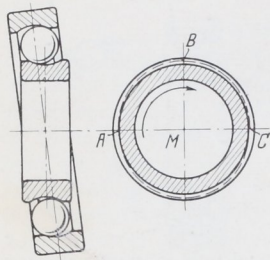


Abb. 1616. Laufbahn der Kugeln bei schiefer Lage der Welle.

Ringes gegenüber dem äußeren bei Durchbiegungen der Welle oder bei falschem Einbau erheblich verstärkt. Die Kugeln laufen nämlich in dem Falle, wie Abb. 1616 zeigt, im inneren Ringe nicht mehr auf einem Kreise um die Lagermitte, sondern auf einem durch die gestrichelte Linie angedeuteten, ellipsenähnlichen Wege und erhalten beim Durchlaufen des Viertels AB eine größere Geschwindigkeit, weil BM größer als AM ist, während ihr Lauf auf dem Wege BC wieder verzögert wird. Dabei holen sich die Kugeln ein, treffen heftig aufeinander und rufen die oft starken Geräusche schnellaufender Kugellager hervor. Anfangs suchte man die Übelstände durch federnde

Abb. 1617. Lager mit federnden Zwischenlagen (veraltet).

Zwischenlagen nach Abb. 1617 zu beseitigen, die eine geringe Bewegung der Kugeln gegeneinander gestatten, die unmittelbare Berührung aber verhindern sollten. Jetzt ist man durchweg zu festen Käfigen übergegangen, weil die Zwischenlagen leicht zerstört wurden und Beschädigungen veranlaßten, wenn sie in die Lauffläche gelangten. Die Käfige sollen leicht sein, steife und widerstandsfähige Formen haben, die sich den Kugeln anschmiegen, um die Flächenpressungen bei Berührungen mit ihnen klein zu halten und durch einfache mechanische Vorgänge ohne Nacharbeit herzustellen sein.

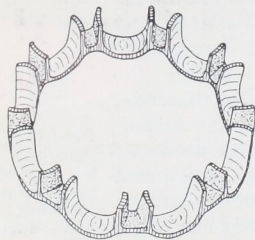


Abb. 1618. Käfig der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken (ältere Ausführung).

Vielteilige Konstruktionen gefährden beim Lockerwerden oder beim Brechen eines Teiles das ganze Lager. Selbstverständlich muß die Drehung jeder einzelnen Kugel leicht und frei möglich sein. Eine Führung ist nur an den seitlichen Polen, die beim Laufen geringe Geschwindigkeit haben, möglich, vgl. den aus einem U-förmigen Ring bestehenden Käfig des Norma-Lagers, Abb. 1608. Die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken verwandten einen Bronzekäfig mit bearbeiteten Höhlungen, Abb. 1618, dessen Lappen nach dem Überschieben über die zwischen den Laufingen gleichmäßig verteilten Kugeln zusammengebogen wurden. Die Stege zwischen den einzelnen Kammern sind nahe an die Mittelebene gelegt, um Stöße der Kugeln möglichst unmittelbar aufzunehmen und um keine Biegemomente entstehen zu lassen, die den Ring stark beanspruchen würden. Die Wahl des richtigen Werkstoffs, der das Abbiegen der Lappen verträgt, ist naturgemäß sehr wichtig.

Die Kugelfabrik Fischer nietet Zwischenstücke, die die Kugeln halten, zwischen zwei seitliche Blechscheiben, Abb. 1619. Die S. K. F. Kugellagergesellschaft stanzt und preßt den einteiligen Käfig, Abb. 1612, aus Stahlblech. Die Käfigtaschen werden durch den wellenförmig gebogenen Steg und durch Umgeben der äußeren Lappen gebildet, während die schmalen inneren Zacken die Aufgabe haben, die Kugeln voneinander getrennt zu halten. Lager für besonders schwere Belastungen haben Käfige aus Bronze mit eingearbeiteten Kugelhöhlen. Fichtel und Sachs, Schweinfurt, verwenden den federnden Wellenkorb, Abb. 1613, einen aus profiliertem Blech wellenförmig gepreßten Käfig.

Längslager. Längslager werden meist als Rillnager mit Ausrundungen von etwa $r = \frac{2}{3} d$, Abb. 1593, ausgeführt. Nur in den Fällen, wo seitliche Verschiebungen der Achse nicht zu umgehen sind, finden sich Scheibendrucklager mit ebenen Laufflächen, die aber nach den früheren Betrachtungen geringere Tragfähigkeit haben. Abb. 1620 gibt eine solche Ausführung der Kugelfabrik Fischer wieder, bei der die Kugeln in drei konzentrischen Kreisen angeordnet sind. Gleitende Reibung läßt sich bei Längslagern nicht völlig vermeiden, weil sich die Tangenten an den Auflagepunkten der Kugeln nicht in ein und denselben Punkte der Welle schneiden. Die Kugeln drehen sich beim Laufen ständig um die Verbindungslinie ihrer Anlagepunkte und führen so eine bohrende Bewegung gegenüber den Laufringen aus. Zur gleichmäßigen Verteilung des Druckes ist gleiche Größe der Kugeln, Übereinstimmung der Laufrillendurchmesser und genau senkrechte Lage der Stützflächen zur Drehachse nötig. Bietet die Erfüllung der letzten Bedingung Schwierigkeiten, so empfiehlt es sich, ballige Unterringe nach Abb. 1621 zu verwenden, die in einer kugelig ausgedrehten Stützfläche oder auf einem besonderen, strichpunktiert gezeichneten Unterlagringe mit ebener Grundfläche Winkelbeweglichkeit und Selbsteinstellung des Lagers ermöglichen. Der von der Welle mitzunehmende Ring wird fest aufgetrieben und erhält zu dem Zwecke einen etwas kleineren Durchmesser als der ruhende Gegenring und der Käfig.

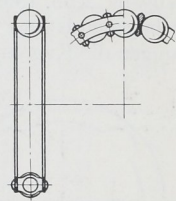


Abb. 1619. Käfig der Kugelfabrik Fischer.

Häufig sind, z. B. an Schneckenrieben, der Richtung nach wechselnde Drucke aufzufangen. Entweder verwendet man dann zwei einfache Längslager, Abb. 1992, oder besser, weil billiger und weniger Raum beanspruchend, als Ganzes durchgebildete Wechsel- oder Doppellängslager. Abb. 1622 zeigt beispielweise eine Ausführung der S. K. F.-Norma-Gesellschaft für schwere Belastung mit dem zugehörigen normalen Gehäuse. Der mittlere Ring ist auf der zu stützenden Welle festgeklemmt und überträgt die

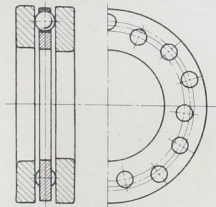


Abb. 1620. Längslager mit ebenen Laufflächen. Kugelfabrik Fischer.

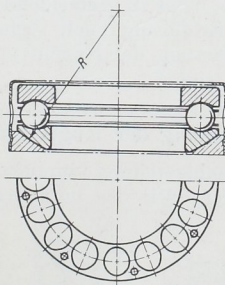


Abb. 1621. Längslager mit balligen Unterring und Kappe.

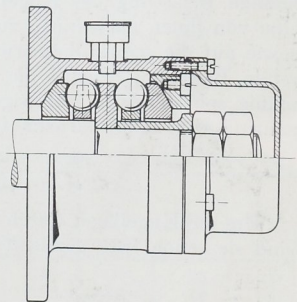


Abb. 1622. Wechsel- oder Doppellängslager mit normalem Gehäuse für schwere Belastung. S. K. F.-Norma.

Kraft je nach ihrer Richtung auf die eine oder andere Kugelreihe. Die Außenringe sind der Selbsteinstellung wegen kugelig abgedreht. Die gleiche Firma stellt auch Lager nach Abb. 1623 mit kugelig ausgeschliffenem Gehäuse her, in das die einzelnen Teile durch zwei seitliche Aussparungen eingeführt werden. Doppeldrucklager mit nur einer Kugelreihe, Abb. 1624, liefert die Maschinenfabrik Rheinland, Düsseldorf, als geschlossenes Ganzes. Die beiden Ringe sitzen mit wenig axialem und radialem Spiel lose auf der Achse. Bei einem Druck von rechts her legt sich die Schulter der Welle gegen den rechten Laufring und nimmt diesen mit, während der andere durch die Reibung am Gehäuse festgehalten, zur Stützung dient. Bei Druck von links nimmt die Mutter den linken Ring mit, während der rechte ruht. Wichtig ist, daß die Anlageflächen, namentlich der Mutter, genügend groß sind und nicht schlagen, sowie, daß das Gewinde

kurz gehalten wird, damit der Ring unter der Mutter Führung findet. Die Kugellagerkappe ist gegenüber dem Gehäuse durch einen Kupferring mit Asbesteinlage abgedichtet.

Auch an Längslagern werden Käfige verwendet, um die Kugeln bequem und gleichzeitig einlegen zu können und um Beschädigungen durch gegenseitiges Anlaufen zu vermeiden. Abb. 1621 zeigt zwei durch einige vernietete Stifte verbundene Blechscheiben mit länglichen Löchern für die Kugeln, Abb. 1593 einen aus einem Blechstreifen zusammengebogenen Käfig. Auch bearbeitete Metallringe, in deren Höhlungen die Kugeln nach dem Einfüllen durch Zusammendrücken der Kanten gehalten werden, Abb. 1622, finden sich namentlich bei schweren Lagern.

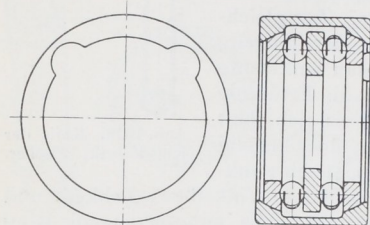


Abb. 1623. Doppellängslager mit kugelig ausgeschliffenem Gehäuse. S.K.F.-Norma.

Die Kugeln liegen nicht mehr in den tiefsten Punkten der Rinnen, sondern in den durch das Parallelogramm der Kräfte gegebenen Punkten *A* und *B* an. Dadurch wird die gleitende Reibung beträchtlich vermehrt und die gleichmäßige Belastung der Kugeln in Frage gestellt, sobald etwa eine von ihnen nach innen zurückfällt. Auf diese Erscheinung sowie auf die schon oben erwähnte, nicht zu vermeidende bohrende Bewegung dürfte die der Erfahrung nach verhältnismäßig sehr niedrige zulässige Belastung der Kugeln in Längslagern bei hohen Drehzahlen, Abb. 1605, zurückzuführen sein.

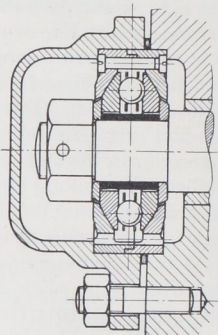


Abb. 1624. Einreihiges Doppeldrucklager. Maschinenfabrik Rheinland, Düsseldorf.

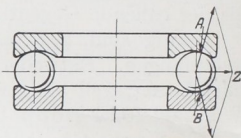


Abb. 1625. Wirkung der Fliehkraft der Kugeln an Längslagern.

5. Normung der Kugellager!

Um die Kugellager durch Massenherstellung hinreichend billig ausführen zu können, sind sie schon früh genormt worden. Mit den normalen Ausführungen soll der Kon-

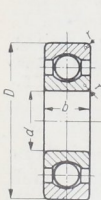


Abb. 1626. Einreihiges Querlager nach DIN 612.

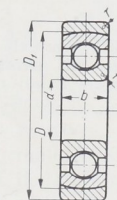


Abb. 1627. Einreihiges Querlager mit Einstellring nach DIN 612.

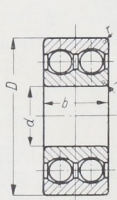


Abb. 1628. Zweireihiges Querlager.

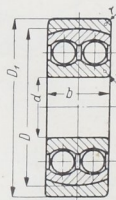


Abb. 1629. Zweireihiges Querlager mit Einstellring.

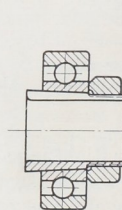


Abb. 1630. Einreihiges Spannhülslager.

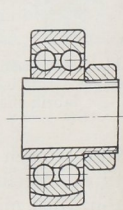


Abb. 1631. Zweireihiges Spannhülslager.

strukturer unbedingt auszukommen suchen; Sonderausführungen erfordern lange Lieferzeiten und werden sehr teuer.

Anfangs arbeiteten die einzelnen Firmen mehr oder weniger unabhängig voneinander Normalien aus, die neuerdings in den Dinormen vereinheitlicht werden sollen. Zunächst

ist in dem Übersichtsblatt DIN 619 eine Einteilung der Lager und eine Zusammenstellung der Bezeichnungen gegeben. Nach demselben werden bei den Querlagern:

- a) einreihige, Abb. 1626 und 1627, d) zweireihige Spannhülsenlager, Abb. 1631,
 b) zweireihige Querlager, Abb. 1628 e) Pendellager, Abb. 1612 und
 und 1629, f) Schulterlager, Abb. 1608
 c) einreihige, Abb. 1630 und

Zusammenstellung 136. Einreihige leichte Querlager, DIN 612 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

| d | D | b | D ₁ | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|-----|-----|----|----------------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 4 | 16 | 5 | — | 0,5 | 26 | 24 | 22 | 19 | 16 | 13 | 8,5 |
| 5 | 19 | 6 | — | 0,5 | 35 | 32 | 30 | 25 | 21 | 17 | 11 |
| 7 | 22 | 7 | — | 1 | 35 | 32 | 30 | 25 | 21 | 17 | 11 |
| 9 | 26 | 8 | — | 1 | 70 | 65 | 60 | 50 | 40 | 32 | 22 |
| 10 | 30 | 9 | 35 | 1 | 100 | 90 | 85 | 60 | 55 | 45 | 35 |
| 12 | 32 | 10 | 37 | 1 | 110 | 100 | 95 | 80 | 65 | 50 | 40 |
| 15 | 35 | 11 | 40 | 1 | 130 | 120 | 110 | 90 | 75 | 60 | 45 |
| 17 | 40 | 12 | 47 | 1,5 | 170 | 160 | 150 | 110 | 100 | 80 | 55 |
| 20 | 47 | 14 | 52 | 1,5 | 220 | 210 | 190 | 140 | 120 | 100 | 65 |
| 25 | 52 | 15 | 58 | 2 | 270 | 250 | 240 | 190 | 150 | 120 | 85 |
| 30 | 62 | 16 | 70 | 2 | 350 | 340 | 320 | 250 | 200 | 160 | 110 |
| 35 | 72 | 17 | 80 | 2 | 450 | 430 | 400 | 300 | 250 | 190 | 140 |
| 40 | 80 | 18 | 90 | 2 | 550 | 530 | 490 | 380 | 310 | 240 | 160 |
| 45 | 85 | 19 | 95 | 2 | 650 | 630 | 580 | 450 | 370 | 290 | 200 |
| 50 | 90 | 20 | 100 | 2 | 750 | 730 | 680 | 540 | 450 | 360 | 240 |
| 55 | 100 | 21 | 110 | 2,5 | 900 | 880 | 820 | 660 | 530 | 410 | 270 |
| 60 | 110 | 22 | 120 | 2,5 | 1100 | 1050 | 970 | 780 | 620 | 490 | 310 |
| 65 | 120 | 23 | 130 | 2,5 | 1300 | 1200 | 1100 | 880 | 720 | 550 | 350 |
| 70 | 125 | 24 | 135 | 2,5 | 1500 | 1400 | 1300 | 1000 | 820 | 630 | 400 |
| 75 | 130 | 25 | 140 | 2,5 | 1750 | 1600 | 1500 | 1200 | 940 | 720 | 460 |
| 80 | 140 | 26 | 150 | 3 | 2000 | 1800 | 1700 | 1400 | 1100 | 850 | 500 |
| 85 | 150 | 28 | 160 | 3 | 2300 | 2100 | 2000 | 1600 | 1250 | 1000 | 600 |
| 90 | 160 | 30 | 170 | 3 | 2600 | 2400 | 2300 | 1800 | 1450 | 1150 | 700 |
| 95 | 170 | 32 | 180 | 3,5 | 2900 | 2800 | 2600 | 2100 | 1700 | 1300 | 800 |
| 100 | 180 | 34 | 190 | 3,5 | 3200 | 3100 | 2900 | 2300 | 1900 | 1500 | 900 |
| 105 | 190 | 36 | 210 | 3,5 | 3500 | 3400 | 3200 | 2600 | 2000 | 1600 | 1000 |
| 110 | 200 | 38 | 220 | 3,5 | 3900 | 3600 | 3400 | 2800 | 2200 | 1700 | 1100 |

Zusammenstellung 137. Einreihige mittelschwere Querlager, DIN 613 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

| d | D | b | D ₁ | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|----|-----|----|----------------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 10 | 35 | 11 | 40 | 1 | 160 | 150 | 130 | 110 | 95 | 75 | 50 |
| 12 | 37 | 12 | 42 | 1,5 | 170 | 160 | 150 | 120 | 100 | 80 | 55 |
| 15 | 42 | 13 | 47 | 1,5 | 190 | 180 | 170 | 130 | 110 | 90 | 60 |
| 17 | 47 | 14 | 52 | 1,5 | 270 | 260 | 240 | 190 | 160 | 130 | 90 |
| 20 | 52 | 15 | 58 | 2 | 360 | 340 | 310 | 250 | 220 | 170 | 110 |
| 25 | 62 | 17 | 70 | 2 | 450 | 430 | 420 | 340 | 280 | 230 | 150 |
| 30 | 72 | 19 | 80 | 2 | 650 | 600 | 560 | 450 | 380 | 300 | 200 |
| 35 | 80 | 21 | 90 | 2,5 | 850 | 800 | 720 | 600 | 500 | 400 | 260 |
| 40 | 90 | 23 | 100 | 2,5 | 1100 | 1000 | 930 | 750 | 640 | 500 | 320 |
| 45 | 100 | 25 | 110 | 2,5 | 1300 | 1200 | 1100 | 920 | 760 | 600 | 380 |
| 50 | 110 | 27 | 120 | 3 | 1550 | 1500 | 1400 | 1100 | 880 | 690 | 440 |
| 55 | 120 | 29 | 130 | 3 | 1850 | 1800 | 1700 | 1300 | 1050 | 820 | 500 |
| 60 | 130 | 31 | 140 | 3,5 | 2300 | 2100 | 2000 | 1500 | 1250 | 960 | 580 |
| 65 | 140 | 33 | 150 | 3,5 | 2700 | 2500 | 2300 | 1800 | 1500 | 1150 | 680 |
| 70 | 150 | 35 | 160 | 3,5 | 3200 | 2900 | 2700 | 2200 | 1800 | 1350 | 780 |
| 75 | 160 | 37 | 170 | 3,5 | 3500 | 3400 | 3100 | 2500 | 2000 | 1500 | 900 |
| 80 | 170 | 39 | 180 | 3,5 | 3900 | 3800 | 3500 | 2700 | 2200 | 1700 | 1000 |
| 85 | 180 | 41 | 190 | 4 | 4500 | 4200 | 3900 | 3000 | 2400 | 1900 | 1200 |
| 90 | 190 | 43 | 210 | 4 | 5000 | 4700 | 4300 | 3300 | 2600 | 2000 | 1300 |
| 95 | 200 | 45 | 220 | 4 | 5500 | 5200 | 4700 | 3700 | 2900 | 2200 | 1400 |

Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Normenausschusses. Maßgebend sind die jeweils neuesten Ausgaben der Dinblätter, die durch den Beuth-Verlag GmbH., Berlin S 14, Dresdener Str. 97, zu beziehen sind.

unterschieden. Genormt sind bisher die Gruppen a) bis d) mit und ohne Einstellung und zwar a) und b) in leichter Ausführung, DIN 612 und 622, mittelschwerer, DIN 613 und 623 und schwerer Ausführung, DIN 614 und 624, c) in leichter, DIN 632 und mittelschwerer Bauart, DIN 633 und d) in leichter Ausführung, DIN 642.

Als Kurzbezeichnung dient die Bohrung des Lagers in Millimetern, zu welcher ein Z gesetzt wird, wenn es sich um Lager ohne Einstellringe, ein R , wenn es sich um solche mit Einstellung handelt. Ein einreihiges leichtes Querlager mit 30 mm Bohrung und Einstellring ist demnach durch „Kugellager R 30 DIN 612“ gekennzeichnet.

Einen Auszug aus den Dinormen 612 bis 614 und 622 bis 624 bieten die Zusammenstellungen 136 bis 141, wobei die angegebenen Höchstbelastungen nur als Anhalt dienen sollen. Je nach den besonderen Umständen und Betriebsverhältnissen wird man häufig davon abweichen müssen.

Zusammenstellung 138. Einreihige schwere Querlager, DIN 614 (Auszug). Vgl. Abb. 1626 u. 1627.

| d | D | b | D_1 | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|-----|-----|-----|-------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 17 | 62 | 17 | 70 | 2 | 550 | 500 | 450 | 380 | 320 | 250 | 160 |
| 20 | 72 | 19 | 80 | 2 | 750 | 690 | 650 | 530 | 440 | 330 | 220 |
| 25 | 80 | 21 | 90 | 2,5 | 970 | 900 | 870 | 690 | 560 | 440 | 290 |
| 30 | 90 | 23 | 100 | 2,5 | 1200 | 1100 | 1050 | 900 | 700 | 550 | 360 |
| 35 | 100 | 25 | 110 | 2,5 | 1500 | 1350 | 1300 | 1100 | 860 | 670 | 430 |
| 40 | 110 | 27 | 120 | 3 | 1750 | 1650 | 1600 | 1200 | 1000 | 800 | 510 |
| 45 | 120 | 29 | 130 | 3 | 2000 | 1950 | 1900 | 1500 | 1200 | 930 | 600 |
| 50 | 130 | 31 | 140 | 3,5 | 2400 | 2300 | 2200 | 1750 | 1400 | 1100 | 700 |
| 55 | 140 | 33 | 150 | 3,5 | 2900 | 2800 | 2600 | 2000 | 1700 | 1300 | |
| 60 | 150 | 35 | 160 | 3,5 | 3400 | 3300 | 3000 | 2400 | 2000 | 1500 | |
| 65 | 160 | 37 | 170 | 3,5 | 3900 | 3800 | 3400 | 2700 | 2200 | 1600 | |
| 70 | 180 | 42 | 190 | 4 | 4400 | 4300 | 4000 | 3100 | 2500 | 1900 | |
| 75 | 190 | 45 | 210 | 4 | 5000 | 4800 | 4500 | 3500 | 2800 | 2100 | |
| 80 | 200 | 48 | 220 | 4 | 5600 | 5400 | 5000 | 4100 | 3300 | | |
| 85 | 210 | 52 | 230 | 5 | 6300 | 6000 | 5300 | 4200 | 3500 | | |

Zusammenstellung 139. Zweireihige leichte Querlager, DIN 622 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

| d | D | b | D_1 | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|-----|-----|-----|-------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 10 | 30 | 14 | 35 | 1 | 160 | 140 | 130 | 100 | 90 | 70 | 50 |
| 12 | 32 | 14 | 37 | 1 | 180 | 160 | 150 | 130 | 100 | 80 | 65 |
| 15 | 35 | 14 | 40 | 1 | 210 | 190 | 180 | 140 | 120 | 100 | 70 |
| 17 | 40 | 16 | 47 | 1,5 | 270 | 260 | 240 | 180 | 160 | 130 | 90 |
| 20 | 47 | 18 | 52 | 1,5 | 350 | 340 | 300 | 220 | 190 | 160 | 100 |
| 25 | 52 | 18 | 58 | 2 | 430 | 400 | 380 | 300 | 240 | 190 | 140 |
| 30 | 62 | 20 | 70 | 2 | 560 | 540 | 510 | 400 | 320 | 260 | 180 |
| 35 | 72 | 23 | 80 | 2 | 720 | 690 | 640 | 480 | 400 | 320 | 220 |
| 40 | 80 | 23 | 90 | 2 | 880 | 850 | 780 | 610 | 500 | 380 | 260 |
| 45 | 85 | 23 | 95 | 2 | 1050 | 1000 | 920 | 720 | 590 | 460 | 320 |
| 50 | 90 | 23 | 100 | 2 | 1200 | 1150 | 1100 | 860 | 720 | 580 | 380 |
| 55 | 100 | 25 | 110 | 2,5 | 1450 | 1400 | 1300 | 1050 | 850 | 660 | 430 |
| 60 | 110 | 28 | 120 | 2,5 | 1800 | 1700 | 1550 | 1250 | 990 | 780 | 500 |
| 65 | 120 | 31 | 130 | 2,5 | 2100 | 1900 | 1800 | 1400 | 1150 | 880 | 560 |
| 70 | 125 | 31 | 135 | 2,5 | 2400 | 2200 | 2100 | 1600 | 1300 | 1000 | 640 |
| 75 | 130 | 31 | 140 | 2,5 | 2800 | 2600 | 2400 | 1900 | 1500 | 1150 | 740 |
| 80 | 140 | 33 | 150 | 3 | 3200 | 2900 | 2700 | 2200 | 1800 | 1350 | |
| 85 | 150 | 36 | 160 | 3 | 3700 | 3400 | 3200 | 2600 | 2000 | 1600 | |
| 90 | 160 | 40 | 170 | 3 | 4200 | 3800 | 3700 | 2900 | 2300 | 1850 | |
| 95 | 170 | 43 | 180 | 3,5 | 4600 | 4500 | 4200 | 3400 | 2700 | 2100 | |
| 100 | 180 | 46 | 190 | 3,5 | 5100 | 5000 | 4600 | 3700 | 3000 | 2400 | |
| 105 | 190 | 50 | 210 | 3,5 | 5600 | 5400 | 5100 | 4200 | 3200 | 2600 | |
| 110 | 200 | 53 | 220 | 3,5 | 6200 | 5800 | 5400 | 4500 | 3500 | 2700 | |

Zusammenstellung 140. Zweireihige mittelschwere Querlager, DIN 623 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

| d | D | b | D ₁ | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|----|-----|----|----------------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 10 | 35 | 17 | 40 | 1 | 260 | 240 | 210 | 180 | 150 | 120 | 80 |
| 12 | 37 | 17 | 42 | 1,5 | 270 | 260 | 240 | 190 | 160 | 130 | 90 |
| 15 | 42 | 17 | 47 | 1,5 | 300 | 290 | 270 | 210 | 180 | 140 | 95 |
| 17 | 47 | 19 | 52 | 1,5 | 430 | 420 | 380 | 300 | 260 | 210 | 140 |
| 20 | 52 | 21 | 58 | 2 | 580 | 540 | 500 | 400 | 350 | 270 | 180 |
| 25 | 62 | 24 | 70 | 2 | 720 | 690 | 670 | 540 | 450 | 370 | 240 |
| 30 | 72 | 27 | 80 | 2 | 1050 | 960 | 900 | 720 | 610 | 480 | 320 |
| 35 | 80 | 31 | 90 | 2,5 | 1400 | 1300 | 1150 | 960 | 800 | 640 | 420 |
| 40 | 90 | 33 | 100 | 2,5 | 1750 | 1600 | 1500 | 1200 | 1000 | 800 | 510 |
| 45 | 100 | 36 | 110 | 2,5 | 2100 | 1900 | 1800 | 1500 | 1200 | 960 | 610 |
| 50 | 110 | 40 | 120 | 3 | 2500 | 2400 | 2200 | 1750 | 1400 | 1100 | 700 |
| 55 | 120 | 43 | 130 | 3 | 3000 | 2900 | 2700 | 2100 | 1700 | 1300 | 800 |
| 60 | 130 | 46 | 140 | 3,5 | 3700 | 3400 | 3200 | 2400 | 2000 | 1500 | 930 |
| 65 | 140 | 48 | 150 | 3,5 | 4300 | 4000 | 3700 | 2900 | 2400 | 1850 | 1100 |
| 70 | 150 | 51 | 160 | 3,5 | 5000 | 4800 | 4300 | 3400 | 2700 | 2200 | 1250 |
| 75 | 160 | 55 | 170 | 3,5 | 5600 | 5400 | 5000 | 4000 | 3200 | 2400 | 1450 |
| 80 | 170 | 58 | 180 | 3,5 | 6200 | 6100 | 5600 | 4300 | 3500 | | |
| 85 | 180 | 60 | 190 | 4 | 7200 | 6700 | 6200 | 4800 | 3800 | | |
| 90 | 190 | 64 | 210 | 4 | 8000 | 7500 | 6900 | 5300 | 4200 | | |
| 95 | 200 | 67 | 220 | 4 | 8800 | 8300 | 7500 | 5900 | 4600 | | |

Zusammenstellung 141. Zweireihige schwere Querlager, DIN 624 (Auszug). Vgl. Abb. 1628 u. 1629.

| d | D | b | D ₁ | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | |
|----|-----|----|----------------|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 2000 |
| | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | |
| 17 | 62 | 29 | 70 | 2 | 880 | 800 | 720 | 610 | 510 | 400 | 260 |
| 20 | 72 | 33 | 80 | 2 | 1200 | 1100 | 1050 | 850 | 700 | 530 | 350 |
| 25 | 80 | 36 | 90 | 2,5 | 1550 | 1450 | 1400 | 1100 | 900 | 700 | 460 |
| 30 | 90 | 40 | 100 | 2,5 | 1900 | 1800 | 1700 | 1450 | 1100 | 880 | 580 |
| 35 | 100 | 43 | 110 | 2,5 | 2400 | 2200 | 2100 | 1800 | 1400 | 1100 | 690 |
| 40 | 110 | 46 | 120 | 3 | 2800 | 2600 | 2500 | 1900 | 1600 | 1300 | 800 |
| 45 | 120 | 50 | 130 | 3 | 3200 | 3100 | 3000 | 2400 | 1900 | 1500 | 960 |
| 50 | 130 | 53 | 140 | 3,5 | 3800 | 3700 | 3500 | 2800 | 2200 | 1800 | 1100 |
| 55 | 140 | 57 | 150 | 3,5 | 4600 | 4500 | 4200 | 3200 | 2700 | 2100 | |
| 60 | 150 | 60 | 160 | 3,5 | 5400 | 5300 | 4800 | 3800 | 3200 | 2400 | |
| 65 | 160 | 64 | 170 | 3,5 | 6200 | 6100 | 5400 | 4300 | 3500 | 2600 | |
| 70 | 180 | 74 | 190 | 4 | 7000 | 6900 | 6400 | 5000 | 4000 | 3000 | |
| 75 | 190 | 77 | 210 | 4 | 8000 | 7700 | 7200 | 5600 | 4500 | 3400 | |
| 80 | 200 | 80 | 220 | 4 | 9000 | 8600 | 8000 | 6500 | 5300 | | |
| 85 | 210 | 86 | 230 | 5 | 10100 | 9600 | 8500 | 6700 | 5600 | | |

Da die allgemeine Normung der Längslager noch aussteht, sind in den Zusammenstellungen 142 bis 144a die Längslager nach den Listen der Berlin-Karlsruher Industrie-Werke A.G., früher Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin-Wittenau, wiedergegeben. Sie werden der Belastungsfähigkeit nach in vier Reihen, als: ganz leichte, leichte, mittelschwere und schwere Längslager und Wechsellager mit zwei Kugelnreihen und der Form nach mit zwei flachen Scheiben, mit einer flachen und einer balligen Scheibe und mit Einstellscheibe und Kappe, ähnlich Abb. 1621, geliefert.

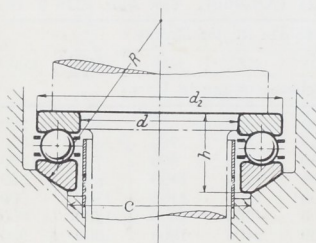
Flache Längslager, vgl. Abb. 1593, bestehen aus zwei Scheiben, die auf ihrer Innenseite Kugellaufrollen tragen zur Aufnahme der im Käfig geführten Kugeln. Die enge (obere, umlaufende) Scheibe wird durch die Welle geführt, während die weite (untere, stillstehende) Scheibe zur genauen Zentrierung bestimmt ist. Solche flachen Längslager sind nur dort brauchbar, wo unbedingte Gewähr dafür besteht, daß die Auflageflächen im Gehäuse genau rechtwinklig zur Lagermitte hergestellt werden können und letztere während des Betriebes in einer Flucht mit der Wellenmitte bleibt. Sonst ist mit Überlastung einzelner Kugeln und Herabsetzung der Lebensdauer des Lagers zu rechnen.

Bei den balligen Längslagern, vgl. die Abbildung zu Zusammenstellung 142, stützt sich die weite (untere) Scheibe mit ihrem kugelballigen Sitz auf eine entsprechende Hohlfläche des Gehäuses, wodurch eine gewisse Einstellmöglichkeit gegeben ist und etwaige Ungenauigkeiten in der Bearbeitung der Auflageflächen im Gehäuse ausgeglichen werden.

Längslager mit Einstellscheibe, Abb. 1621, werden angewendet, wenn die Herstellung des balligen Sitzes im Gehäuse Schwierigkeiten bereitet. Durch die Kappe werden die einzelnen Lagerteile zu einem Ganzen verbunden. Das erleichtert den Einbau, ohne die Einstellbarkeit zu beeinträchtigen.

Bei der Normung der Stehlager in DIN 118 und der Hängelager in DIN 119 sind die Formen und Abmessungen so gewählt worden, daß sich auch Wälzlager verwenden, also normale Gleitlager gegen Kugel- oder Rollenlager austauschen lassen. Dabei können einreihige leichte Spannhülsekugellager nach DIN 632 oder mittelschwere nach DIN 633 oder zweireihige leichte nach DIN 642 benutzt werden. Um die konstruktive Entwicklung der Lager nicht zu hemmen, ist die Länge L des Wälzlagereinsatzes nur als Größtmaß festgelegt worden. Vgl. Spalte „Form C“ in Zusammenstellung 133, S. 864.

Abb. 1613 zeigt ein normales Stehlager für Triebwerkwellen von Fichtel und Sachs. Selbstverständlich haben die Firmen in Ergänzung zu den allgemein gültigen Dinormen zahlreiche Werknormen für Gehäuse und Kappen zu den Lagern oder ganze Stützlager für Schneckentriebe usw. geschaffen. Beispiele dafür bieten die Abb. 1622 und 1624.



Zusammenstellung 142. Ganz leichte Längslager.

| Nr. | d | d_2 | h | c | R | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | | |
|------|-----|-------|-----|-----|-----|-----|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 1500 | 3000 |
| | | | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | | |
| 1600 | 10 | 26 | 12 | 18 | 20 | 0,5 | 490 | 345 | 195 | 125 | 100 | 80 | 70 | 42 |
| 1601 | 12 | 28 | 13 | 20 | 20 | 0,5 | 550 | 380 | 215 | 140 | 110 | 90 | 75 | 47 |
| 1602 | 15 | 31 | 13 | 23 | 25 | 0,5 | 620 | 420 | 235 | 150 | 125 | 100 | 82 | 52 |
| 1603 | 18 | 35 | 13 | 26 | 25 | 0,5 | 680 | 465 | 260 | 165 | 135 | 105 | 88 | 55 |
| 1604 | 20 | 37 | 13 | 28 | 30 | 0,5 | 740 | 500 | 280 | 180 | 145 | 115 | 95 | 60 |
| 1605 | 25 | 45 | 15 | 35 | 35 | 0,5 | 970 | 700 | 395 | 255 | 185 | 145 | 130 | 83 |
| 1606 | 30 | 50 | 15 | 40 | 40 | 1 | 1120 | 800 | 450 | 285 | 210 | 160 | 145 | 90 |
| 1607 | 35 | 55 | 17 | 45 | 45 | 1 | 1430 | 1020 | 575 | 355 | 265 | 205 | 175 | 115 |
| 1608 | 40 | 60 | 17 | 50 | 50 | 1 | 1630 | 1150 | 640 | 400 | 310 | 225 | 200 | 130 |
| 1609 | 45 | 68 | 17 | 56 | 55 | 1 | 1840 | 1350 | 750 | 475 | 335 | 250 | 225 | 140 |
| 1610 | 50 | 74 | 19 | 62 | 60 | 1 | 2000 | 1550 | 870 | 480 | 360 | 270 | 260 | 155 |
| 1611 | 55 | 78 | 19 | 66 | 65 | 1 | 2260 | 1650 | 910 | 570 | 400 | 300 | 270 | 175 |
| 1612 | 60 | 82 | 19 | 71 | 70 | 1 | 2500 | 1800 | 1000 | 620 | 440 | 330 | 290 | 185 |
| 1613 | 65 | 90 | 22 | 77 | 75 | 1,5 | 3050 | 2150 | 1200 | 750 | 535 | 400 | 320 | 215 |
| 1614 | 70 | 95 | 22 | 82 | 80 | 1,5 | 3200 | 2250 | 1250 | 770 | 560 | 410 | 350 | 225 |
| 1615 | 75 | 100 | 22 | 87 | 85 | 1,5 | 3350 | 2350 | 1300 | 800 | 575 | 420 | 365 | 235 |
| 1616 | 80 | 110 | 24 | 95 | 95 | 2 | 4000 | 2750 | 1500 | 940 | 685 | 500 | 410 | 260 |
| 1617 | 85 | 115 | 24 | 100 | 100 | 2 | 4350 | 3000 | 1650 | 1020 | 740 | 535 | 420 | 280 |
| 1618 | 90 | 120 | 24 | 105 | 105 | 2 | 4700 | 3200 | 1700 | 1060 | 785 | 570 | 440 | |
| 1619 | 95 | 130 | 27 | 112 | 110 | 2,5 | 5700 | 3800 | 2100 | 1320 | 950 | 685 | 550 | |
| 1620 | 100 | 135 | 27 | 117 | 115 | 2,5 | 5930 | 4000 | 2200 | 1370 | 980 | 710 | 575 | |
| 1621 | 105 | 140 | 27 | 122 | 120 | 2,5 | 6200 | 4150 | 2250 | 1420 | 1010 | 725 | 600 | |
| 1622 | 110 | 145 | 27 | 127 | 125 | 2,5 | 6420 | 4300 | 2350 | 1470 | 1050 | 750 | 625 | |

Ausführung ballig

Zusammenstellung 143. Leichte Längslager.

| Nr. | d | d ₂ | h | c | R | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | | |
|------|-----|----------------|----|--------|-----|-----|--------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|
| | | | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 1500 | 3000 |
| | | | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | | |
| 1102 | 10 | 30 | 14 | 14 | 25 | 1 | 640 | 450 | 240 | 145 | 110 | 85 | 65 | 45 |
| 1103 | 15 | 35 | 15 | 19,33 | 30 | 1 | 800 | 650 | 340 | 205 | 135 | 115 | 95 | 65 |
| 1104 | 20 | 42 | 16 | 25,47 | 35 | 1 | 1000 | 775 | 425 | 250 | 175 | 140 | 120 | 75 |
| 1105 | 25 | 47 | 17 | 28,35 | 35 | 1 | 1300 | 950 | 525 | 305 | 215 | 180 | 145 | 95 |
| 1106 | 30 | 53 | 18 | 35,68 | 40 | 1 | 1400 | 1100 | 575 | 350 | 250 | 200 | 165 | 105 |
| 1107 | 35 | 62 | 21 | 44,4 | 50 | 1,5 | 2000 | 1500 | 785 | 430 | 300 | 250 | 200 | 150 |
| 1108 | 40 | 64 | 21 | 49,66 | 50 | 1,5 | 2500 | 1600 | 865 | 515 | 350 | 300 | 250 | 160 |
| 1109 | 45 | 73 | 25 | 54,32 | 60 | 1,5 | 3500 | 2100 | 1180 | 670 | 400 | 350 | 300 | 210 |
| 1110 | 50 | 78 | 25 | 59,47 | 65 | 1,5 | 4000 | 2300 | 1310 | 770 | 500 | 400 | 350 | 230 |
| 1111 | 55 | 88 | 28 | 66,5 | 70 | 1,5 | 4500 | 2900 | 1480 | 920 | 600 | 500 | 400 | 290 |
| 1112 | 60 | 90 | 28 | 71,24 | 75 | 1,5 | 5000 | 3100 | 1560 | 1020 | 700 | 550 | 450 | 300 |
| 1113 | 65 | 100 | 32 | 75,99 | 80 | 2 | 6000 | 3800 | 1930 | 1130 | 800 | 650 | 550 | 380 |
| 1114 | 70 | 103 | 32 | 80,74 | 85 | 2 | 7000 | 4000 | 1970 | 1200 | 900 | 700 | 600 | 400 |
| 1115 | 75 | 110 | 32 | 86,23 | 90 | 2 | 7400 | 4200 | 2070 | 1350 | 950 | 750 | 650 | 410 |
| 1116 | 80 | 115 | 35 | 90,98 | 95 | 2 | 8000 | 5000 | 2500 | 1500 | 1100 | 800 | 700 | 490 |
| 1117 | 85 | 125 | 38 | 97,49 | 105 | 2 | 10000 | 6000 | 3000 | 1800 | 1300 | 950 | 850 | 580 |
| 1118 | 90 | 135 | 38 | 103,75 | 110 | 2,5 | 10500 | 6300 | 3200 | 1900 | 1400 | 1000 | 900 | 600 |
| 1119 | 95 | 140 | 41 | 109,98 | 115 | 2,5 | 12000 | 7000 | 3600 | 2200 | 1600 | 1150 | 1000 | 690 |
| 1120 | 100 | 150 | 41 | 114,96 | 125 | 2,5 | 13200 | 7400 | 3970 | 2300 | 1700 | 1200 | 1100 | 730 |
| 1121 | 105 | 155 | 46 | 119,33 | 130 | 2,5 | 15000 | 8000 | 4470 | 2500 | 1800 | 1400 | 1200 | . |
| 1123 | 115 | 165 | 49 | 129,98 | 140 | 3 | 18000 | 10000 | 5270 | 3000 | 2200 | 1600 | 1300 | . |
| 1125 | 125 | 175 | 52 | 140,62 | 150 | 3 | 21000 | 11000 | 6350 | 3400 | 2400 | 1900 | 1400 | . |
| 1128 | 140 | 200 | 58 | 156,19 | 170 | 3 | 26500 | 12500 | 8280 | 4400 | 3000 | 2200 | 1700 | . |
| 1130 | 150 | 220 | 60 | 171,22 | 185 | 3 | 27500 | 13750 | 9300 | 5000 | 3300 | 2500 | . | . |

Zusammenstellung 144. Mittelschwere Längslager.

| | | | | | | | | | | | | | | |
|------|-----|-----|----|-------|-----|-----|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| 1202 | 10 | 45 | 25 | 23 | 35 | 1 | 1700 | 1100 | 660 | 350 | 240 | 200 | 170 | 115 |
| 1203 | 15 | 50 | 27 | 28 | 40 | 1 | 2200 | 1430 | 840 | 450 | 315 | 260 | 210 | 150 |
| 1204 | 20 | 60 | 27 | 38 | 45 | 1 | 2700 | 1760 | 1030 | 560 | 380 | 315 | 260 | 180 |
| 1205 | 25 | 65 | 30 | 39 | 50 | 1,5 | 3200 | 2100 | 1090 | 670 | 450 | 375 | 300 | 200 |
| 1206 | 30 | 70 | 32 | 45 | 55 | 1,5 | 3800 | 2500 | 1300 | 790 | 540 | 450 | 370 | 250 |
| 1207 | 35 | 75 | 34 | 50 | 60 | 1,5 | 4400 | 2900 | 1520 | 880 | 620 | 500 | 420 | 280 |
| 1208 | 40 | 80 | 36 | 52 | 65 | 1,5 | 4900 | 3100 | 1650 | 990 | 675 | 540 | 460 | 310 |
| 1209 | 45 | 90 | 38 | 63 | 70 | 2 | 6000 | 3750 | 2040 | 1170 | 810 | 600 | 530 | 360 |
| 1210 | 50 | 95 | 38 | 68 | 75 | 2 | 6500 | 4000 | 2210 | 1260 | 875 | 650 | 575 | 390 |
| 1211 | 55 | 105 | 42 | 76 | 80 | 2 | 7800 | 4900 | 2680 | 1520 | 1060 | 790 | 700 | 470 |
| 1212 | 60 | 110 | 43 | 76,5 | 85 | 2 | 8500 | 5300 | 2880 | 1640 | 1150 | 850 | 750 | 510 |
| 1213 | 65 | 115 | 45 | 78,5 | 90 | 2,5 | 10000 | 6000 | 3430 | 1960 | 1330 | 1000 | 880 | 575 |
| 1214 | 70 | 125 | 48 | 87,5 | 100 | 2,5 | 10800 | 6500 | 3680 | 2040 | 1420 | 1080 | 930 | 620 |
| 1215 | 75 | 130 | 50 | 92 | 105 | 2,5 | 11800 | 7000 | 4030 | 2200 | 1560 | 1180 | 1000 | 665 |
| 1216 | 80 | 140 | 52 | 100 | 110 | 2,5 | 13700 | 7800 | 4670 | 2600 | 1750 | 1300 | 1170 | 750 |
| 1217 | 85 | 150 | 56 | 107 | 120 | 3 | 16000 | 9000 | 5350 | 2800 | 2000 | 1500 | 1300 | 830 |
| 1218 | 90 | 155 | 57 | 118 | 125 | 3 | 18000 | 9300 | 6100 | 3300 | 2300 | 1700 | 1500 | 900 |
| 1219 | 95 | 165 | 62 | 123,5 | 130 | 3 | 20000 | 10000 | 6880 | 3700 | 2430 | 1800 | 1620 | 1000 |
| 1220 | 100 | 170 | 62 | 128 | 135 | 3 | 21700 | 10800 | 7370 | 4000 | 2600 | 1950 | 1730 | 1100 |
| 1222 | 110 | 190 | 67 | 141 | 150 | 3,5 | 25000 | 12600 | 8600 | 4600 | 3000 | 2270 | 2020 | . |
| 1224 | 120 | 205 | 72 | 149 | 165 | 3,5 | 30000 | 15000 | 10050 | 5300 | 3600 | 2700 | 2400 | . |
| 1226 | 130 | 220 | 75 | 160 | 175 | 3,5 | 35000 | 17500 | 11470 | 6300 | 4200 | 3150 | 2800 | . |
| 1228 | 140 | 230 | 80 | 172 | 185 | 3,5 | 40000 | 20000 | 12900 | 7000 | 4500 | 3500 | 3170 | . |

6. Gesichtspunkte bei der Wahl der Kugellager.

Die in den Listen angegebenen Tragfähigkeiten gelten nur für völlig stoßfreien Betrieb. Maßgebend ist stets die höchste, überhaupt vorkommende Belastung der betreffenden Lagerstelle. Zur Aufnahme von Stößen sind die Kugellager bei der fast punktförmigen Berührung zwischen den Kugeln und Laufflächen wenig geeignet.

Zusammenstellung 144 a. Schwere Längslager.

| Nr. | d | d_2 | h | c | R | r | Drehzahlen in der Minute | | | | | | | |
|------|-----|-------|-----|-----|-----|-----|--------------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| | | | | | | | 1 | 10 | 50 | 200 | 500 | 1000 | 1500 | 3000 |
| | | | | | | | Höchstbelastung in kg | | | | | | | |
| 1308 | 40 | 90 | 38 | 65 | 65 | 1,5 | 7150 | 4800 | 2350 | 1430 | 1150 | 800 | 595 | 420 |
| 1309 | 45 | 100 | 42 | 75 | 75 | 2 | 9000 | 5500 | 3000 | 1770 | 1300 | 975 | 700 | 490 |
| 1310 | 50 | 110 | 47 | 80 | 80 | 2 | 11000 | 7300 | 3700 | 2100 | 1580 | 1190 | 880 | 620 |
| 1311 | 55 | 120 | 52 | 90 | 90 | 2 | 13000 | 8900 | 4450 | 2600 | 1900 | 1420 | 1040 | 730 |
| 1312 | 60 | 130 | 56 | 95 | 95 | 2 | 14000 | 9500 | 4650 | 2750 | 2000 | 1500 | 1100 | 770 |
| 1313 | 65 | 140 | 61 | 105 | 105 | 2,5 | 18000 | 12000 | 6150 | 3600 | 2600 | 1900 | 1350 | 950 |
| 1314 | 70 | 150 | 65 | 110 | 110 | 2,5 | 20000 | 13500 | 6770 | 4000 | 2850 | 2100 | 1510 | 1050 |
| 1315 | 75 | 160 | 70 | 120 | 120 | 2,5 | 24500 | 16000 | 7700 | 4700 | 3350 | 2450 | 1750 | 1200 |
| 1316 | 80 | 170 | 74 | 125 | 125 | 2,5 | 26500 | 17500 | 8800 | 5100 | 3650 | 2650 | 1880 | 1300 |
| 1317 | 85 | 180 | 78 | 135 | 135 | 3 | 29000 | 18800 | 9800 | 5600 | 3900 | 2800 | 2000 | 1400 |
| 1318 | 90 | 190 | 83 | 140 | 140 | 3 | 33500 | 21500 | 11000 | 6400 | 4300 | 3000 | 2200 | |
| 1319 | 95 | 195 | 86 | 145 | 145 | 3 | 36500 | 23500 | 11900 | 7000 | 4800 | 3300 | 2400 | |
| 1320 | 100 | 215 | 90 | 155 | 155 | 3 | 37000 | 24000 | 12500 | 7200 | 5000 | 3500 | | |
| 1322 | 110 | 225 | 95 | 160 | 175 | 3 | 43000 | 27000 | 14900 | 8200 | 5500 | 3900 | | |
| 1324 | 120 | 235 | 105 | 162 | 205 | 3 | 48000 | 30000 | 15400 | 9000 | 6050 | 4200 | | |
| 1326 | 130 | 250 | 105 | 178 | 220 | 3 | 53000 | 32500 | 16600 | 9500 | 6600 | | | |
| 1328 | 140 | 265 | 105 | 190 | 245 | 3 | 57000 | 35000 | 18000 | 10300 | 7100 | | | |
| 1330 | 150 | 280 | 115 | 192 | 270 | 4 | 61000 | 38000 | 19500 | 11100 | 7600 | | | |
| 1332 | 160 | 300 | 120 | 208 | 285 | 4 | 73000 | 43000 | 22500 | 12800 | 8700 | | | |
| 1334 | 170 | 320 | 125 | 226 | 300 | 4 | 82000 | 48000 | 25000 | 14000 | 9500 | | | |
| 1336 | 180 | 340 | 130 | 245 | 315 | 4 | 91000 | 53000 | 27000 | 14600 | 11500 | | | |
| 1340 | 200 | 360 | 135 | 266 | 340 | 4 | 104000 | 59000 | 30500 | 17000 | 12500 | | | |

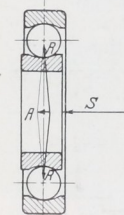


Abb. 1632. Wirkung axialer Belastung auf Querlager.

Sollen sie trotzdem zur Anwendung kommen, so ist den Stößen durch Wahl großer Lager Rechnung zu tragen. So pflegt man an Fahrzeugen zur rechnungsmäßigen Belastung bei harten Reifen 100% Zuschlag zu geben, bei Vollgummireifen 75%, bei Luftreifen 50 bis 60%. An Stirn- und Kegelradtrieben mit bearbeiteten Zähnen legt man den dreifachen, bei unbearbeiteten den fünffachen Zahndruck für die Bestimmung der Lagerbelastung zugrunde, an Riementrieben das Fünffache der Zugkraft des Riemens. In schwierigen Sonderfällen ist Rückfrage bei den Kugellagerfabriken, die meist über Erfahrungen in ähnlichen Fällen verfügen, zu empfehlen. Zu hohe Belastung macht sich durch Abblättern und Abbröckeln der Laufringe und Kugeln und schließlich durch Brüche derselben geltend.

Ungeeignet sind Querlager zur Aufnahme größerer Axialdrucke. Bei einem gesamten Axialdruck von S kg entfallen auf die beiden in Abb. 1632 sichtbaren Kugeln $\frac{2S}{z} = A$ kg, wenn z die Gesamtzahl der Kugeln im Ringe ist. A erzeugt aber nach dem Parallelogramm der Kräfte infolge der ungünstigen Anlage sehr bedeutende Belastungen R der Kugeln, die zu denjenigen in radialer Richtung hinzukommen. Fichtel und Sachs geben als Mittelwert $R = 7A$ an und empfehlen deshalb bei Querlagern, die gleichzeitig durch Längskräfte in Anspruch genommen sind, die siebenfache axiale zur radialen Belastung hinzuzuzählen und dementsprechend das Lager zu wählen. Größere Axialkräfte müssen unbedingt durch besondere Längslager aufgenommen werden; vgl. die Konstruktionsbeispiele, Abb. 1634 und 2004.

Neuerdings ist man bestrebt, die axiale Belastungsfähigkeit durch hochschultrige Lager, die bei Versuchen tatsächlich erheblich höhere Tragfähigkeit zeigten, zu vergrößern.

Beim Einbau der Lager sind folgende Gesichtspunkte zu beachten. Sitzt der Ring auf der treibenden Welle lose, Abb. 1633, so wälzt er sich bei der Drehung auf der Welle ab, greift diese infolge des hohen Flächendrucks an und erzeugt bald tiefe,

der Ringbreite entsprechende Rinnen in der Welle, die nicht selten zu Brüchen führen. Der Ring muß also ohne jedes Spiel, im Falle schwerer Belastung mit Festsitz, bei mittlerer und leichter Belastung mit Haftsitz zweckmäßig nach Anwärmen in 40 bis 50° warmem Öl durch leichte Schläge gegen ein aufgesetztes Rohrstück aufgetrieben werden; lediglich ein Festklemmen in axialer Richtung, etwa durch eine Mutter, Abb. 1635, genügt nicht. Bei Anwendung des Passungssystems der Einheitswelle ergeben sich, da die Kugellager mit Untermaßbohrungen von im Mittel $\frac{3}{4}$ Paßeinheiten versehen sind, stets Haftsitze. Der stillstehende Ring wird mit Schiebesitz eingepaßt, damit er Längskräften nachgeben kann. Eine Ausnahme bilden nur die Norma-Lager, Abb. 1608,

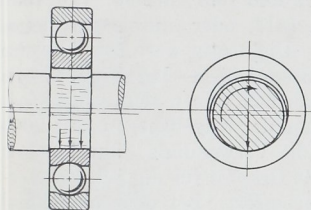


Abb. 1633. Rillenbildung bei losem Sitz des laufenden Ringes.

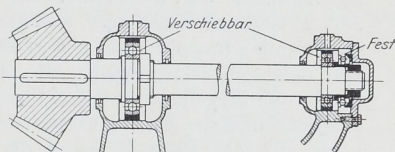


Abb. 1634. Einbau von Kugellagern.

deren Außenring wegen der zylindrischen Lauffläche, selbst wenn er an der Drehung nicht teilnimmt, festgespannt sein muß. In der Regel ist der getriebene, also fest aufzusetzende Ring der innere, z. B. an allen Wellenlagern. Ausnahmen kommen aber unter anderem an Leerlaufscheiben und manchen Kupplungen vor, in welchen der äußere Lauftring ohne Spiel eingepreßt werden muß. Auf langen zylindrischen Wellen wird das Aufsetzen durch Spannhülsen nach Abb. 1613 und 1635 ermöglicht. Die schwach kegelige Hülse ist geschlitzt und wird durch die Mutter fest zwischen die Welle und den Innenring gezogen. Hervorgehoben werde noch, daß auch die Gehäuse, in denen die Kugellager sitzen, genügend widerstandsfähig gehalten werden müssen. So schlägt sich z. B. Aluminiumguß leicht aus und läßt die Lager manchmal locker werden.

Besondere Sorgfalt ist auf die Ausdehnungsmöglichkeit der Wellen bei Temperaturänderungen zu verwenden. An einer Welle ohne wesentliche Axialbelastung, Abb. 1635, darf nur eines der Querlager in der Längsrichtung festgehalten sein; die anderen müssen wegen der großen Empfindlichkeit gegenüber axialen Drucken in der Längsrichtung nachgeben können. Auch jenes erhält zweckmäßigerweise etwa $\frac{1}{2}$ mm Spiel, um die Verschiebbarkeit der Welle prüfen zu können. Ist ein besonderes Längslager zur Aufnahme der Axialdrucke vorgesehen, Abb. 1634, so müssen alle übrigen Längsspiel erhalten, das ihm nächstliegende jedoch nur so viel, daß ein Herausfallen der Käfige oder Kugeln des Stützlagers ausgeschlossen ist. Etwas schiefes Aufsetzen der Lager bei schlecht gearbeiteten Flächen oder Durchbiegungen der Welle sind durch Verwendung kugeligter Stützflächen, Abb. 1621 und 1614 oder durch Lager mit kugeligen Laufflächen der S. K. F.-Norma G.m.b.H. unschädlich zu machen. Unrichtiger oder mangelhafter Einbau von Kugellagern kann ähnliche Beschädigungen hervorrufen, wie sie durch Überlastungen entstehen.

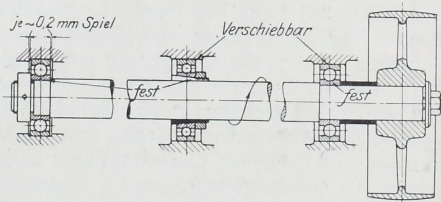


Abb. 1635. Einbau von Kugellagern.

Notwendig ist für alle Kugellager gute Schmierung durch säurefreie Schmiermittel, einerseits um die Reibung zu vermindern, andererseits um die polierten Laufflächen sauber, glatt und rostfrei zu halten und das Geräusch, das bei höheren Geschwindigkeiten entstehen kann, zu dämpfen. Raschlaufende Lager sollen mit dünnem Mineralöl geschmiert werden, in das die Kugeln, die die Verteilung des Öls selbst besorgen, nur

einzutauchen brauchen. An langsam laufenden können auch Fette, Vaseline, Teeröle und andere dicke Schmiermittel Verwendung finden. Für Lager im Freien wird mit feinstem Flockengraphit gemischtes Öl empfohlen. Der Schmiermittelverbrauch ist sehr gering.

Die größten Feinde der Kugellager sind Rost, Staub und Metallspäne. Rost erzeugt örtliche Vertiefungen in den Lauffrillen und an den Kugeln, Staub und Metallspäne schleifen die laufenden Flächen rasch ab und lassen sie zunächst matt, bald aber auch deutlich rauh werden. Dagegen schützt man die Lager durch möglichst völligen Abschluß nach außen hin durch Kappen, Abb. 1622 und 1624, Bleche, Abb. 1636

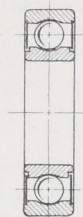


Abb. 1636.
Kugellager
mit Ab-
schluß-
blechen.

oder mit Talg getränkte Filzscheiben, Abb. 1613 oder durch gleichliches Füllen der Lager mit dicken Schmiermitteln. Ungünstig wäre beispielweise die Stützung der unterhalb des Schneckenrades liegenden Schnecke in Abb. 1990 durch Kugellager, weil die unvermeidlichen, feinen Metallspäne sich am Grunde sammeln; richtig die völlige Trennung der Kugellager in Abb. 2003 von dem Schneckengetriebe, die gleichzeitig die Verwendung dünnflüssigen Öls für die Kugellager und dickflüssigen Öls mit Graphit für die Schnecke ermöglicht und die Zugänglichkeit der Lager verbessert. Bei dem manchmal noch üblichen Einlaufenlassen der Zahnradgetriebe der Kraftwagen mit Schmirgel wird zweckmäßigerweise der Einbau der endgültigen Lager zunächst unterlassen, weil dieselben durch den Schmirgel völlig verdorben würden.

Erst wenn die eben behandelten Punkte sorgfältig beachtet werden, können die Vorteile der Kugellager zur Geltung. Gegenüber Gleitlagern zeigen sie wesentlich geringere Reibungszahlen von etwa 0,0011 . . . 0,0018 gegenüber 0,03 . . . 0,06. Die Reibung hängt nur in geringem Maße von der Belastung ab und steigt auf etwa das Doppelte bei abnehmendem Druck. Fast unabhängig ist sie von der Temperatur und Laufgeschwindigkeit, so daß selbst während des Anlaufens äußerst geringe Widerstände vorhanden sind, die das Ingangsetzen mit Kugellagern versehener Maschinen wesentlich erleichtern. Das ist u. a. wichtig an Schiebebühnen, an welchen schwächere Motoren verwendet werden können, wenn die Gleitlager durch Kugellager ersetzt werden. Rydberg [XXI, 24] fand bei Vergleichsversuchen an Eisenbahnzügen, daß der Anfahrwiderstand bei Verwendung von Kugellagern nur 10 bis 15% desjenigen der Züge mit Gleitlagern betrug. Bei 40 km/Stde Fahrgeschwindigkeit ergaben Kugellager einen um 38% geringeren Fahrwiderstand als Gleitlager, Luft- und Radreibung eingeschlossen. Dabei war der Beharrungszustand, der bei den Gleitlagern sich erst nach längerem Laufen einstellte, zugrunde gelegt. Große und stark belastete Spurlager werden in neuerer Zeit mehr und mehr als Kugellängslager ausgeführt, weil bei richtiger Bemessung und Wartung die Gefahr des Fressens vermieden ist. In ausgedehntestem Maße werden Kugellager an Kraftwagen verwendet, da die Verminderung der Reibung bei der großen Zahl von Lagerstellen eine wesentliche Rolle spielt. Abnutzung, Wartung und Schmiermittelverbrauch sind gering. Konstruktiv ist die kurze Baulänge häufig von besonderem Wert; zudem brauchen die Lager für hohe Geschwindigkeiten nicht länger bemessen zu werden als für niedrige, während an Gleitlagern größere Reibungsarbeit nur durch größere Lagerlänge beherrscht werden kann.

Die Anschaffungskosten der Kugellager sind in der Regel höher als diejenigen der Gleitlager, trotzdem können in vielen Fällen die niedrigeren Betriebskosten, manchmal auch schon die Möglichkeit, kleinere Antriebsmotoren zu verwenden, den Einbau von Kugellagern vorteilhaft machen.

Ungeeignet sind Kugellager in Fällen, wo die Führung der Welle spielfrei sein muß wie an Drehbankspindeln, und dort, wo starke Stöße auftreten. Selbst eine kurze Überlastung durch Stöße kann die Ursache der völligen Zerstörung von Kugellagern werden, indem die örtlichen Formänderungen und Eindrücke bald zu Beschädigungen aller Kugeln führen. Ein weiterer Nachteil ist, daß die Laufflächen der Kugellager einteilig sein müssen, so daß ihr Einbau oder ihre Auswechslung an langen Wellen mit zahlreichen darauf sitzenden Teilen umständlich und schwierig wird.

7. Anwendungsbeispiele.

Abb. 1637 zeigt ein Lager der S. K. F.-Norma-Gesellschaft für Kippwagen, bei dem auf einfache Durchbildung Wert gelegt ist. Der ungeteilte Lagerkörper gleitet in Führungsschienen am Wagengestell und ist durch eine Spiralfeder gestützt. Das Kugellager ist auf der Achse aufgefressen und durch eine Mutter gesichert, im Gehäuse aber durch die beiden Deckel mittels Durchsteckschrauben gehalten. Am inneren Deckel sind Nuten für zwei Filzringe zum Schutz gegen Staub und Schmutz vorgesehen.

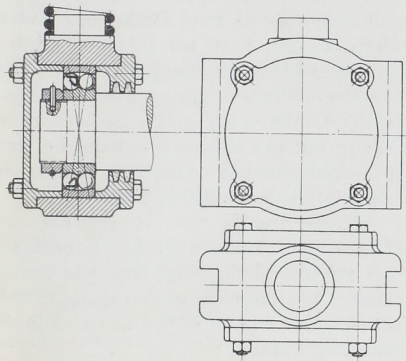


Abb. 1637. Kugellager für Kippwagen. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

Abb. 1638 stammt von einem Kraftwagenmotor. Die Form der Kurbelwelle und die Bohrung des Schubstangenlagers mußten so gewählt werden, daß der Zusammenbau

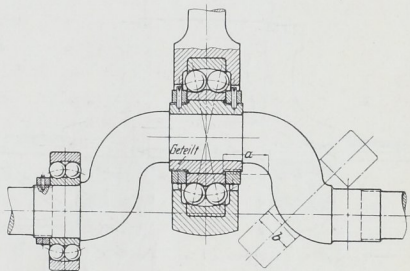


Abb. 1638. Kugellager an einer gekröpften Welle. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

möglich war. Auf den Kurbelzapfen ist ein geteiltes Paßstück aufgesetzt, auf dem der innere Lauftring durch zwei Muttern gehalten wird. Das Lager wird über den Kurbelarm hinweg in axialer Richtung auf das Paßstück geschoben, wobei das Maß a größer als die Lagerbreite b sein muß.

Ein normales Triebwerklager für mäßige Belastung von Fichtel und Sachs gibt Abb. 1613 wieder. Das Kugellager wird durch eine geschlitzte Spannbüchse auf der Welle gehalten und kann sich infolge der kugeligen Außenfläche in der zylindrischen Ausdrehung des Lagerkörpers selbst einstellen. Der Lagerkörper ist geteilt und durch Filzringe nach außen abgedichtet.

Ein Kugellager an einem schweren Kranhaken für 20 t zeigt Abb. 1639. Die 17 Kugeln von $\frac{7}{8}$ '' Durchmesser sind mit:

$$k = \frac{P}{z \cdot d^2} = \frac{20000}{17 \cdot 2,22^2} = 239$$

beansprucht, eine Belastung, die wegen der seltenen und langsamen Drehung noch zulässig ist. Die Kugeln

laufen in Fett, das durch zwei Ringe auf dem Querstück zusammengehalten wird.

Abb. 1640 zeigt ein von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken geliefertes Längslager der 2500 PS-Turbinen der Usines d'Oelberg in Freiburg. Die Belastung beträgt 45 t und wird bei 187 Umläufen in der Minute von zwei Reihen $2\frac{1}{2}$ zölligen Kugeln aufgenommen. Die innere Reihe enthält 17, die äußere 25 Kugeln; die spezifische Belastung ist:

$$k = \frac{P}{z \cdot d^2} = \frac{45000}{42 \cdot 6,35^2} = 26,6.$$

Um die Last möglichst gleichmäßig zu verteilen, sind zwischen dem Kupferring K und den oberen Lauftringen 16 trapezförmige Druckstücke angeordnet, die die Kräfte durch

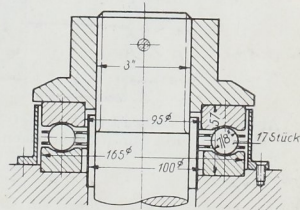


Abb. 1639. Kugellager an einem Kranhaken für 20t Belastung. M. 1: 5.

schmale Wulste übertragen. Dabei sind die Wulste so gegeneinander versetzt, daß der äußere Ring der größeren Kugellager entsprechend stärker belastet wird. Die beiden unteren Laufringe ruhen auf einem kugelig abgedrehten Grundring. Das gesamte Kugellager läuft in einem großen Ölbad. Dem unmittelbar darunter angebrachten Halslager wird Öl durch das Rohr *R* zugeführt, das abfließende wird durch den Ring *S* abgeschleudert, in dem Ölfänger *F* aufgefangen und abgeführt.

Eine Leerlaufriemenscheibe gibt Abb. 1641 wieder. Sie stützt sich auf zwei Querlager, die auf der glatten durchlaufenden Welle durch kegelige Spannhülsen gehalten, in der Scheibennabe laufen. Die letztere ist nach außen durch zwei Deckel mit Nuten für Filzringe abgeschlossen und nimmt das Schmiermittel, Fett bei mäßiger, Öl bei

größerer Laufgeschwindigkeit, auf. Dadurch ist neben geringen Bewegungswiderständen eine große Sicherheit in bezug auf die Schmierung, die bei den üblichen einfachen Leerlaufscheiben oft Schwierigkeiten macht, gegeben.

Nach Angabe von Hermanns im Motorwagen 1914 sind schon Kugellager bis zu 400 t Belastung, Kugellager bis zu 4 m Durchmesser ausgeführt und Drehzahlen bis zu 40000 in der Minute erreicht worden.

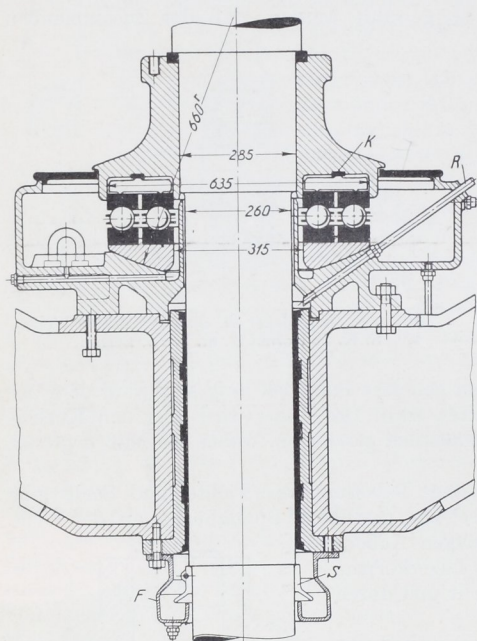


Abb. 1640. Längslager für 45 t Belastung. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. M. 1: 15.

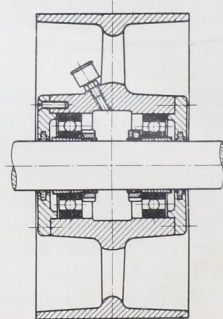


Abb. 1641. Leerlaufriemenscheibe mit Kugellagern.

B. Rollenlager.

1. Grundlagen.

Rollenlager benutzen Rollen oder Walzen als reibungsminderndes Mittel und bieten gegenüber den Kugellagern den Vorteil, daß die Rollkörper in Linien statt in Punkten anliegen und deshalb Stößen gegenüber weniger empfindlich sind. Reines Rollen tritt, ganz allgemein betrachtet, ein, wenn sich die Berührungslinien nach Abb. 1642 in der Drehachse schneiden. Stützlager verlangen also kegelige Rollen, deren Zusammenhalt und richtige Führung freilich große Schwierigkeiten bereitet. Im Falle eines Traglagers für eine zylindrische Welle, Abb. 1643, müssen auch die Rollen zylindrische Form bekommen und bieten dadurch scheinbar die Möglichkeit, einfache Lager von hoher Tragfähigkeit auszubilden. Praktisch steht dem aber das Schränken der Walzen entgegen. Schon geringe Ungenauigkeiten der Welle oder der Walzen, ungleichmäßige Belastungen, Formänderungen usw. lassen die Walzen an einem Ende voreilen und

bringen sie in eine schräge Lage. Dadurch treten nicht allein hohe Beanspruchungen in den Rollen auf, die zwischen der Welle und der Lauffläche verbogen werden, sondern oft recht beträchtliche Axialdrucke und eine starke Neigung zum Wandern der Rollen gegenüber der Welle. Z. B. betrug der Schub an dem Lager der Abb. 1644 bei 970 kg Querbelastung und 350 Umdrehungen in der Minute bis zu 68 kg. Beim Öffnen des Lagers nach dem Stillsetzen zeigten die Rollen etwa 2% Neigung gegenüber der Wellenachse. Das Schränken läßt sich nicht völlig vermeiden und tritt um so stärker und störender auf, je länger die Rollen sind. Zudem ist es schwierig, lange Walzen und Laufbüchsen genau zylindrisch herzustellen und schließlich nutzen sich die Rollen beim Laufen infolge des Schiefstellens an den Enden stärker ab und bleiben nicht dauernd zylindrisch. Starkes Schränken führt zu Verbiegungen und Brüchen der Walzen, Beschädigungen und Rissen der Walzen, Beschädigungen, die sich selbst durch Unterteilen oder durch elastische Formen, wie spiralige,

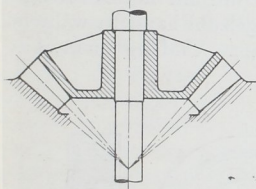


Abb. 1642. Rollenlager.

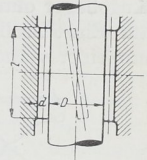


Abb. 1643. Querrollenlager.

federnde Rollen, nicht vermeiden lassen. Als erstes Anzeichen beginnender Zerstörung treten meist Vertiefungen in der Rollenoberfläche durch Abbröckeln kleiner Teilchen auf. Zur Beschränkung des Schiefstellens ist die Verwendung widerstandsfähiger Käfige zur Führung der Walzen gegeneinander nötig, die aber den Rollen gestatten sollten, auf der unbelasteten Seite wieder die richtige Lage einzunehmen. Die älteren

Rollenlager, an denen man durch lange Walzen glaubte, die Tragfähigkeit steigern zu können, ergaben aus all den Gründen bei Versuchen und bei ihrer sonstigen Anwendung niedrige Belastungszahlen, die den Walzenlagern kaum Aussicht boten, mit den Kugellagern in Wettbewerb zu treten. Dagegen sind in den neueren

Ausführungen, bei denen kurze Rollen von einer Länge etwa gleich dem Durchmesser benutzt werden, Lager gefunden, die den Kugellagern gleichwertig, in mancher Beziehung sogar überlegen sind.

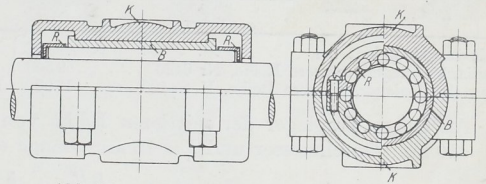


Abb. 1644. Rollenlager älterer Bauart. M. 1 : 5.

2. Berechnung der Rollenlager.

Die Tragfähigkeit P_0 einer einzelnen Walze setzt man in sinngemäßer Umformung der Formel (471) für Kugeln:

$$P_0 = k \cdot d \cdot l. \quad (476)$$

k ist eine vom Werkstoff und Härtezustand sowie den Betriebsverhältnissen des Lagers abhängige Zahl, d der Durchmesser, l die Länge der Walzen. Die Tragfähigkeit P eines ganzen Querlagers mit z Rollen darf dementsprechend zu:

$$P = \frac{z}{5} \cdot k \cdot d \cdot l \quad (477)$$

angenommen werden.

Für langsame oder nur kippende Bewegungen, wie sie an den Rollenlagern der Brücken und Eisenbauwerke, Abb. 1645, vorkommen, kann für Gußeisen auf gußeisernen Ebenen Platten $k = 25$, für Stahl auf Stahlguß oder Stahl (ungehärtet) $k = 60$ gesetzt werden. Dabei ist sorgfältige Bearbeitung der Rollen und der Laufflächen vorausgesetzt, so daß sich die Kraft auf der ganzen Walzenlänge möglichst gleichmäßig verteilt. Bei mehreren Rollen und sehr großer Länge ist eine Verminderung der Werte zu empfehlen. An sehr langsam laufenden Lagern, an Kransäulen u. dgl. darf für gehärteten Stahl

auf gehärtetem Stahl $k = 150$ genommen werden. Für raschlaufende Lager mit langen Walzen gibt die Moffet Railway Bearing Co in Chicago $k = 20$ an. Stribeck ermittelte bei Versuchen an Lagern mit langen Rollen von verschiedener, teilweise aber minderwertiger Bauart $k = 6 \dots 11$. Die neueren Lager mit kurzen Rollen ($l \approx d$) zeigen wesentlich größere Belastungsfähigkeiten, wie der Vergleich mit einreihigen Kugellagern derselben Bohrung und gleicher Außenabmessung ergibt. Beispielweise sind die folgenden Zahlen den Listen der S. K. F.-Norma-Gesellschaft entnommen, wobei hervorgehoben sei, daß es sich bei dem Radiax-Lager um ein hochschultriges Kugellager ohne Einfüllöffnung und demnach mit geringer Kugelzahl handelt, während am Einstellrollenlager mit Innenbord nach Abb. 1646 der ganze Umfang dicht, also mit einer verhältnismäßig großen Zahl von Rollen besetzt ist.

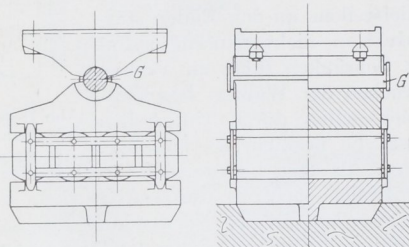


Abb. 1645. Rollenlager für eine Brücke oder ein Eisenbauwerk.

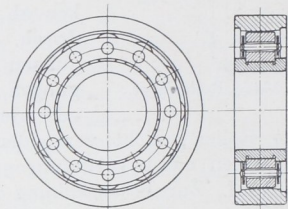


Abb. 1646. S. K. F.-Norma Einstellrollenlager mit Innenbord.

| | | | | | |
|---|----------|-------|-------|-------|-----------------------|
| Belastungsfähigkeit bei | $n = 10$ | 100 | 300 | 500 | 1000 Umdr. i. d. Min. |
| Radiaxkugellager, schwere Reihe, Nr 6420 | 9500 | 8000 | 6800 | 6000 | 5000 kg |
| Einstellrollenlager, schwere Reihe, N. S. 100 | 17000 | 15300 | 13500 | 12200 | 9000 kg |

An einem Traglager der mittleren Reihe von 25 mm Bohrung mit 12 Rollen von $d = 10$ mm Durchmesser und $l = 10$ mm Länge ergaben sich aus der Formel:

$$k = \frac{5P}{z \cdot l \cdot d} = \frac{5 \cdot P}{12 \cdot 1 \cdot 1},$$

die folgenden, von der mittleren Laufgeschwindigkeit abhängigen Belastungszahlen.

| | | | | | | | | | |
|--|-----------|------|------|-----|-----|------|------|------|--------|
| Drehzahl in der Minute | $n = 10$ | 100 | 200 | 300 | 500 | 1000 | 2000 | 3000 | 5000 |
| Mittlere Laufgeschwindigkeit der Rollen $v = 0,02$ | 0,22 | 0,44 | 0,66 | 1,1 | 2,2 | 4,4 | 6,6 | 11,0 | m/sek |
| Tragfähigkeit nach der Liste | 750 | 690 | 600 | 540 | 420 | 350 | 330 | 300 | 250 kg |
| Spezifische Belastung | $k = 313$ | 288 | 250 | 225 | 175 | 146 | 137 | 125 | 104 |

Sie liegen nicht unbeträchtlich höher als die für Kugeln zulässigen Werte nach Abb. 1605.

3. Konstruktive Durchbildung der Rollenlager und Beispiele.

Ähnlich wie die Kugellager wurden auch die Rollenlager von den Firmen in Rücksicht auf die Massenherstellung genormt. Sie werden nur in den normalen Abmessungen geliefert. Dabei bieten die kurzen Rollen die Möglichkeit, mit den durch die Dinormen festgelegten Ringmaßen auszukommen, die die Kugellager gleichen Wellendurchmessers haben, so daß dadurch die Austauschfähigkeit der beiden Lagerarten gegeneinander gegeben ist.

Für Sonderausführungen werden die Walzendurchmesser zu etwa $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ desjenigen der Welle gewählt.

Ein älteres Lager mit langen, ungehärteten Rollen zeigt Abb. 1644. Die Rollen laufen in einer Stahlbüchse B , sind an den Enden in den Bohrungen zweier voneinander ganz unabhängiger Ringe R in bestimmten Abständen voneinander gehalten, unterliegen aber beim Laufen ziemlich starken Schränkungen. Das Lagergehäuse besteht aus Gußeisen und ist nach der Sellersschen Art durch Kugelflächen K gehalten, um

Durchbiegungen der Welle unschädlich zu machen. Die Führungsringe genügend sicher und steif miteinander zu verbinden, ist bei der großen Rollenlänge schwierig, da die Verbindungsmittel beim Schiefstellen der Rollen beträchtlichen Biegemomenten ausgesetzt sind und um so mehr Platz wegnehmen und die Zahl der Walzen beschränken, je kräftiger und breiter sie ausgeführt werden. Durch das Schränken läuft ferner einer der Ringe *R* an der Gehäuseinnenfläche an und verstärkt durch die dort entstehende gleitende Reibung die Neigung zum Schränken. Diese gleitende Reibung hat man durch Einschalten von Kugeln, auf denen die Käfige laufen, vgl. Abb. 1653, zu vermindern gesucht, kam aber dadurch zu verwickelten und teuren Bauarten.

Abb. 1646 gibt ein normales Einstellrollenlager der S. K. F.-Norma-Gesellschaft wieder. Die kurzen zylindrischen Rollen laufen zwischen hohen Spurkränzen des zylindrisch abgeschliffenen Innenringes, werden durch die im Verhältnis zum Durchmesser langen Anlageflächen am Bord sicher geführt und sitzen auf Bolzen, die mit zwei Seitenplatten einen widerstandsfähigen Käfig bilden. Der Außenring ist schwach ballig geschliffen, wodurch der Druck sicher auf den mittleren Teil der Rollen unter Vermeidung gefährlicher Kantenpressungen übertragen wird. Durch geringes Spiel der Walzen in den Laufbahnen ist eine gewisse Schrägstellung der Welle möglich. Dagegen kann das Rollenlager keinen Axialdruck aufnehmen. Neuerdings werden aber die Außenringe mit Borden, an dem Schulterrollenlager, Abb. 1647, mit einem einfachen, an dem Führungsrollenlager 1648 mit doppeltem Bord versehen und so zur Aufnahme von

größeren Axialdrücken geeignet gemacht, die nach Abb. 1647 nicht ungünstig, jedenfalls in vorteilhafterer Weise als durch Kugeln, die sich zwischen den Laufringen mehr oder weniger klemmen, übertragen werden. In vielen Fällen wird man dadurch besondere Drucklager entbehren können. Nach Versuchen steigt die axiale Tragfähigkeit mit zunehmender Querbelastung. Auch werden bei diesen Lagern die Laufflächen im Außenring genau zylindrisch geschliffen, eine Maßnahme, die die Neigung der Rollen zum Kanten und Kippen infolge der seitlichen Kräfte vermindert.

Die Lager werden in drei Reihen für leichte, mittlere und schwere Belastung und, wie oben erwähnt, in Übereinstimmung mit den Dinormen geliefert.

Daneben führt die S. K. F.-Norma-Gesellschaft Lager nach der Abb. 1649 mit tonnenförmigen Rollen aus, die nach Art ihrer doppelreihigen Kugellager einerseits in zwei Rillen des Innenrings, andererseits im kugelig ausgedrehten Außenring anliegen. Der Wölbungshalbmesser der Walzen ist etwas kleiner als der Halbmesser der Kugel genommen. Selbst unter den sehr ungünstigen Verhältnissen an Walzwerken haben sich derartige Rollenlager bewährt.

Die Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt, benutzt kurze, gewölbte Rollen, die, durch hohe Schultern des Innenrings und einen Käfig gehalten, in einem kugelig ausgeschliffenen Außenring laufen. Auch bei ihnen ist der Wölbungshalbmesser der Rollen etwas kleiner als derjenige der Kugelfläche, deren Mittelpunkt in der Wellenmitte liegt, damit die Lager Durchbiegungen oder Schiefstellungen der Welle leicht folgen können.

G. und J. Jaeger, Elberfeld, versehen die Rollen zwecks gleichzeitiger Belastung in radialer und axialer Richtung mit Bündeln mitten auf den Walzen, Abb. 1650, sind dadurch freilich zur Teilung der eigentlichen Laufringe gezwungen.

In Abb. 1651, der Ankerlagerung eines Bahnmotors, ist das linke Lager als Führungsrollenlager ausgebildet und dient zum Festhalten der Motorwelle der Seite nach, während das rechte die Ausdehnung und Durchbiegung der Welle zuläßt; die letztere besonders

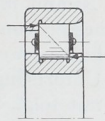


Abb. 1647.
Schulterrollenlager.
S. K. F.-
Norma
G. m. b. H.,
Berlin.

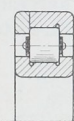


Abb. 1648.
Führungsrollenlager.
S. K. F.-
Norma
G. m. b. H.,
Berlin.

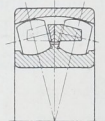


Abb. 1649.
S. K. F.-
Rollenlager.

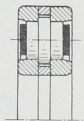


Abb. 1650.
Bundrollenlager,
G. und J.
Jaeger
A. G.,
Elberfeld.

leicht dadurch, daß die gewölbte Lauffläche im Gegensatz zu Abb. 1646 innen angeordnet ist. Große Sorgfalt ist auf die Fernhaltung von Staub und Schmutz durch die mit Rillen versehenen Scheiben S und S_1 und durch die Filzringe F verwandt.

Eine andere Lösung der Aufnahme von Axialdrücken ist durch den Zusammenbau von Rollen- mit Kugellagern nach Abb. 1652 gegeben, bei dem ein einziger Ring die Stützflächen der Walzen für die radiale wie die der Kugeln für die axiale Belastung abgibt. Durch die vom Innenring gebildete lange Nabe wird der gute Sitz auf der Welle erleichtert; doch werden die Lager auch mit einem kurzen Innenring und einem besonderen Druckstück hergestellt. Welle und Gehäuse bekommen einfache, zylindrische Flächen ohne Absätze.

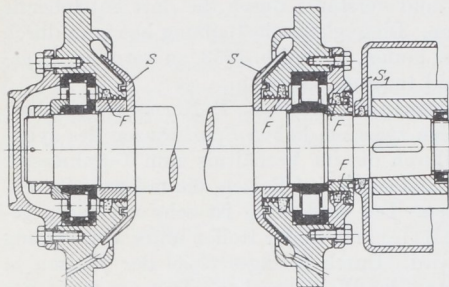


Abb. 1651. Ankerlagerung eines Bahnmotors. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

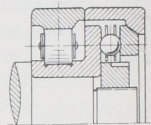


Abb. 1652. Kombiniertes Rollen- und Kugellager, S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

In Abb. 1653 ist das

Halslager eines Drehkranes für einen Zapfen von 90 mm Durchmesser und einen wagrechten Druck von 3100 kg dargestellt. Nimmt man den Walzendurchmesser zu 25 mm an, so ergibt sich ein Rollenkreisdurchmesser von 115 mm, auf dem neun Rollen Platz haben, wenn man genügend Zwischenraum zur Unterbringung der Käfigstangen vorsieht. Damit folgt die Länge l der Rollen bei $k = 60$ für Stahlwalzen, die in einer Stahlbüchse und auf einem Stahlzapfen laufen, aus Formel (477):

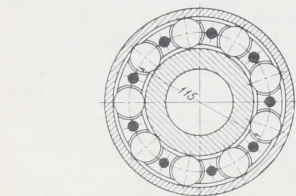
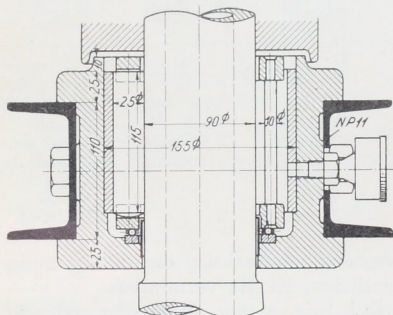


Abb. 1653. Stützung eines Drehkranzapfens. M. 1: 5.

Der Käfig besteht aus zwei kräftigen, durch neun Längsstangen miteinander verbundenen

$$l = \frac{5P}{z \cdot k \cdot d} = \frac{5 \cdot 3100}{9 \cdot 60 \cdot 2,5} = 11,5 \text{ cm.}$$

Der Käfig besteht aus zwei kräftigen, durch neun Längsstangen miteinander verbundenen

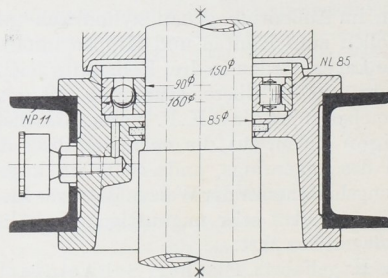


Abb. 1654. Drehkranzapfen mit Kugel- und Rollenlager. M. 1: 5.

Ringen mit Vertiefungen, in welchen die Rollen mit Spiel liegen. Der untere Ring läuft auf Kugeln, um durch Verminderung der Reibung die Neigung zum Schränken herabzusetzen. Zur Schmierung ist eine Staufferbüchse vorgesehen. Vergleichsweise ist in der linken Hälfte der Abb. 1654 das Kugellager Z 90 DIN 612 mit erhöhter Kugellzahl der Zusammenstellung 136, Seite 903 dargestellt. Es besitzt 18 Kugeln von 19,9 mm Durchmesser, die nach Formel (472) mit:

$$k = \frac{5 \cdot P}{z \cdot d^2} = \frac{5 \cdot 3100}{18 \cdot 1,99^2} = 218$$

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 Kraftichtung wechselt.