

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 Striebecks 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.

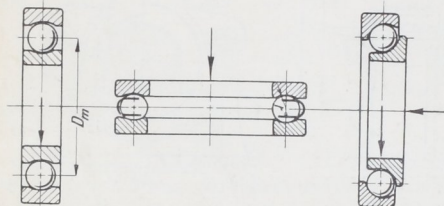


Abb. 1592. Querlager.

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

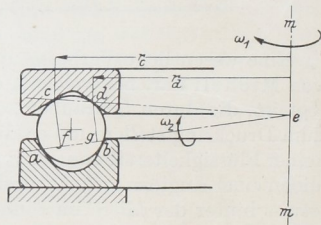


Abb. 1596. Kugellager mit Vierpunktberührung.

$r_d \cdot \omega_1 = \overline{gd} \cdot \omega_2$ 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.

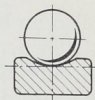


Abb. 1597.
Kugel in
einem Punkte
anliegend.

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 $d_1 = d_2 = d$:

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

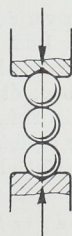


Abb. 1598.
Kugel-
prüfung nach
Stribeck.



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:

$$p_m = 0,259 \sqrt[3]{\frac{P}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{d^2}} = 0,259 \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 2100000^2}{1 \cdot 2^2}} = 15650 \text{ kg/cm}^2,$$

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 Ansmiegung 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

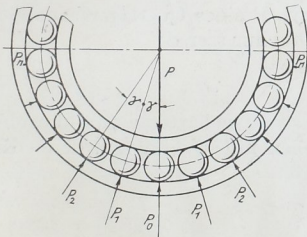


Abb. 1603. Verteilung der Drücke in einem Querlager.

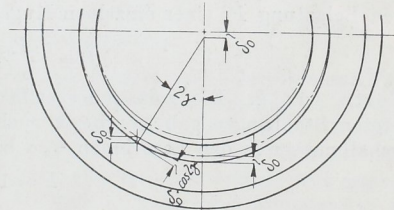


Abb. 1604. Zur Ermittlung der Druckverteilung in einem Querlager.

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 Laufringe.

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.

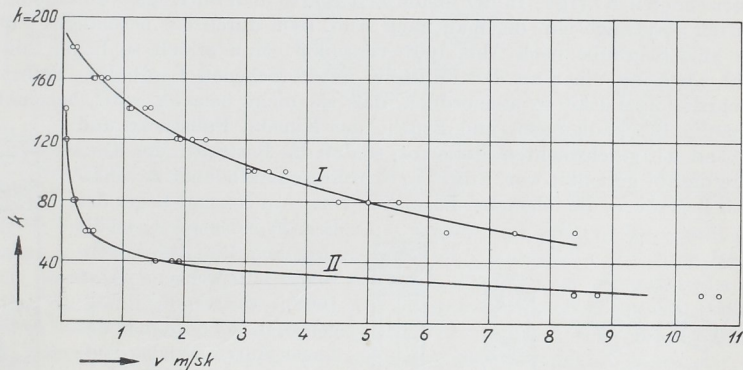


Abb. 1605. Zulässige Belastung k von Kugellagern in Abhängigkeit von der Umlaufgeschwindigkeit v . *I* für Querlager, *II* für Längslager.

3. Herstellung der Kugellager.

Baustoffe. Die hohen Beanspruchungen der Kugeln und Laufringe 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 Laufringe 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

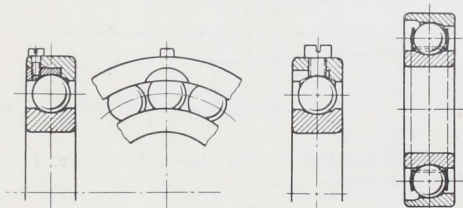


Abb. 1606. Kugellager mit Füllstück.

Abb. 1607. Kugellager mit Schlußschraube.

Abb. 1608. Normalkugellager (Schulterlager).

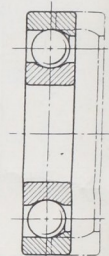


Abb. 1609. Schluß eines Kugellagers durch elastische Erweiterung oder Anwärmen des Außenrings.

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 Auflageflächen, da der Krümmungshalbmesser des Außenringes im Verhältnis zum Kugeldurchmesser recht groß ist,

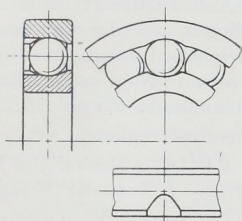


Abb. 1610. Kugellager nach Malicet und Blin.

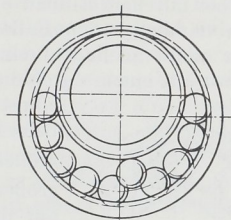


Abb. 1611. Einfüllen der Kugeln nach dem Verfahren der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.

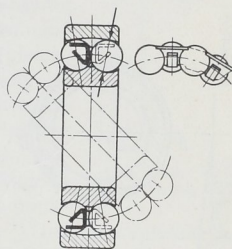


Abb. 1612. S. K. F.-Lager der Schwedischen Kugellager-Fabrik. (Pendellager).

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-

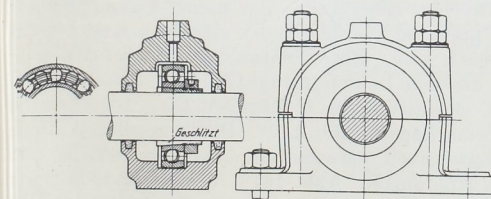


Abb. 1613. Triebwerk-kugellager von Fichtel und Sachs, Schweinfurt.

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-

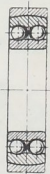


Abb. 1614. Querlager mit kugeligem Einstellring und zwei Kugelnreihen.

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.

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



Abb. 1615.

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

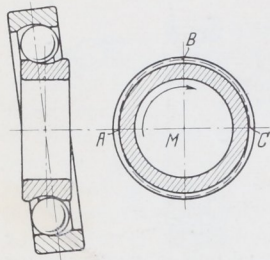


Abb. 1616. Laufbahn der Kugeln bei schiefer Lage der Welle.

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

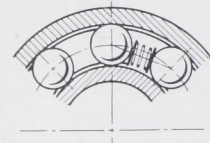


Abb. 1617. Lager mit federnden Zwischenlagen (veraltet).

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.

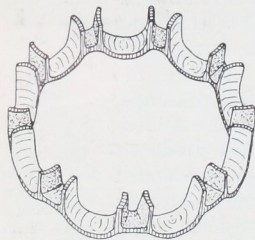


Abb. 1618. Käfig der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken (ältere Ausführung).

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 stantzt 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 Rillnlager 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.

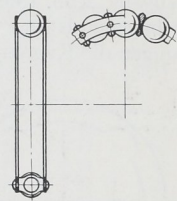


Abb. 1619. Käfig der Kugelfabrik Fischer.

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

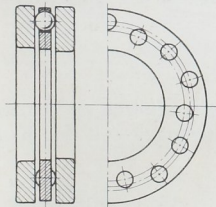


Abb. 1620. Längslager mit ebenen Laufflächen. Kugelfabrik Fischer.

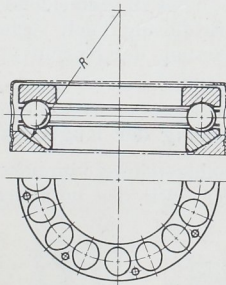


Abb. 1621. Längslager mit balligen Unterring und Kappe.

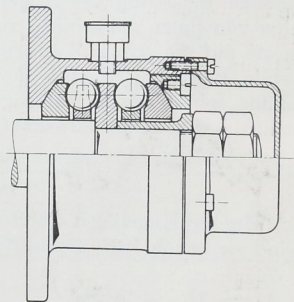


Abb. 1622. Wechsel- oder Doppellängslager mit normalem Gehäuse für schwere Belastung. S. K. F.-Norma.

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.

Betriebsschwierigkeiten verursacht bei hohen Umlaufzahlen die Fliehkraft, die die Kugeln nach außen drängt und die Ringe auseinanderzudrücken sucht, Abb. 1625. Die Kugeln liegen nicht mehr in den tiefsten

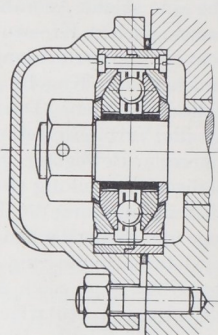


Abb. 1624. Einreihiges Doppeldrucklager. Maschinenfabrik Rheinland, Düsseldorf.

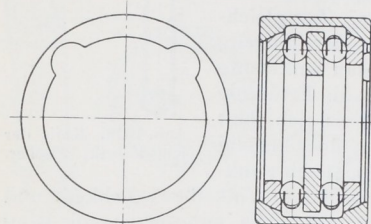


Abb. 1623. Doppellängslager mit kugelig ausgeschliffenem Gehäuse. S.K.F.-Norma.

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.

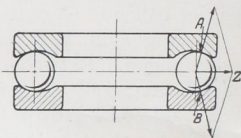


Abb. 1625. Wirkung der Fliehkraft der Kugeln an Längslagern.

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-

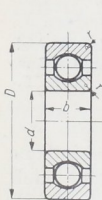


Abb. 1626. Einreihiges Querlager nach DIN 612.

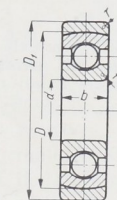


Abb. 1627. Einreihiges Querlager mit Einstellring nach DIN 612.

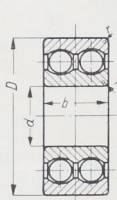


Abb. 1628. Zweireihiges Querlager.

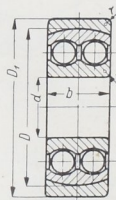


Abb. 1629. Zweireihiges Querlager mit Einstellring.

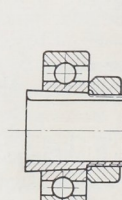


Abb. 1630. Einreihiges Spannhülslager.

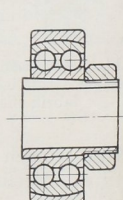


Abb. 1631. Zweireihiges Spannhülslager.

strukteur 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 Kugelreihen und der Form nach mit zwei flachen Scheiben, mit einer flachen und einer balligen Scheibe und mit Einstellscheibe und Kappe, ähnlich Abb. 1621, geliefert.

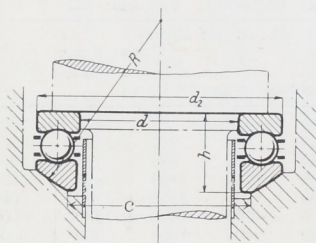
Flache Längslager, vgl. Abb. 1593, bestehen aus zwei Scheiben, die auf ihrer Innenseite Kugelaufrollen tragen zur Aufnahme der im Käfig geführten Kugeln. Die enge (obere, umlaufende) Scheibe wird durch die Welle geführt, während die weite (untere, stillstehende) Scheibe zur genauen Zentrierung bestimmt 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			

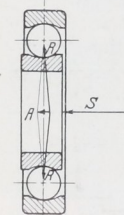


Abb. 1632. Wirkung axialer Belastung auf Querlager.

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,

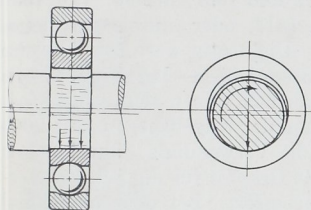


Abb. 1633. Rillenbildung bei losem Sitz des laufenden Ringes.

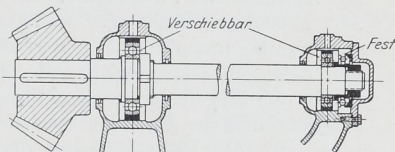


Abb. 1634. Einbau von Kugellagern.

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 kugelförmiger Stützflächen, Abb. 1621 und 1614 oder durch Lager mit kugelförmigen 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.

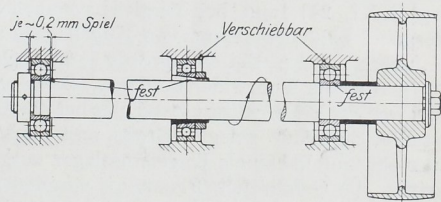


Abb. 1635. Einbau von Kugellagern.

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 rau werden. Dagegen schützt man die Lager durch möglichst völligen Abschluß nach außen hin durch Kappen, Abb. 1622 und 1624, Bleche, Abb. 1636

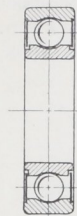


Abb. 1636.
Kugellager
mit Ab-
schluß-
blechen.

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.

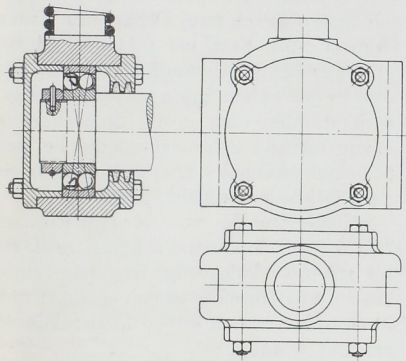


Abb. 1637. Kugellager für Kippwagen. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

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

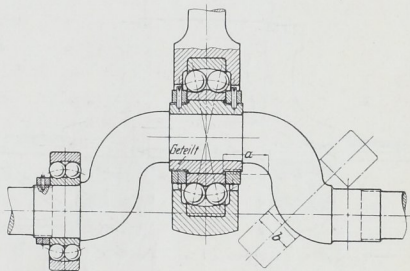


Abb. 1638. Kugellager an einer gekröpften Welle. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin.

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

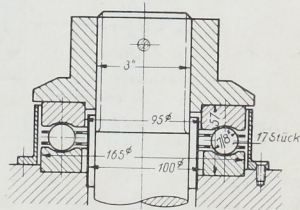


Abb. 1639. Kugellager an einem Kranhaken für 20t Belastung. M. 1: 5.

schmale Wulste übertragen. Dabei sind die Wulste so gegeneinander versetzt, daß der äußere Ring der größeren Kugelzahl 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.

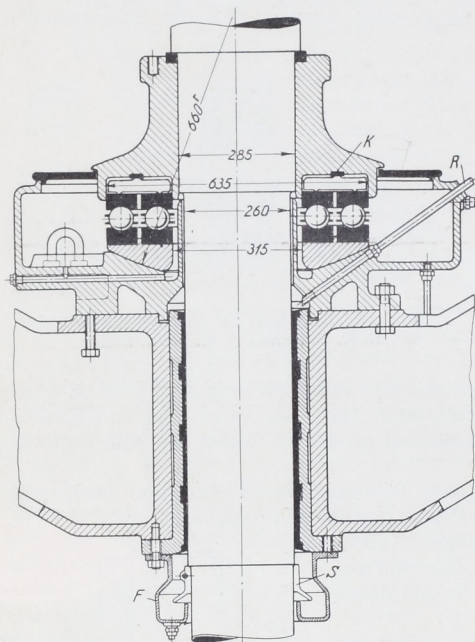


Abb. 1640. Längslager für 45 t Belastung. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. M. 1: 15.

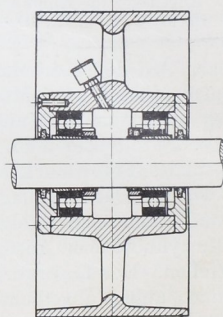


Abb. 1641. Leerlaufriemenscheibe mit Kugellagern.

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