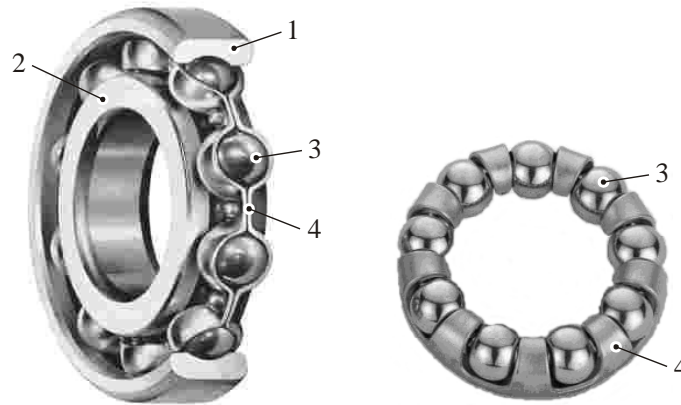


Лекция 8. Подшипники качения

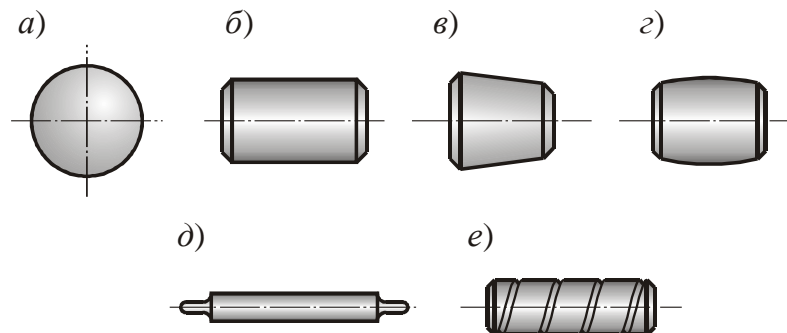
1. Общие сведения о подшипниках качения

В подшипниках качения используют тела качения – шарики или ролики, что позволяет перейти от режима трения скольжения к энергетически более выгодному режиму трения качения. Подшипник качения представляет собой узел (рис. 5.8), деталями которого являются наружное 1 и внутреннее 2 кольца, тела качения 3 и сепаратор 4. Телами качения могут быть шарики или ролики цилиндрической, конической, бочкообразной, игольчатой и др. форм (рис. 5.9). Сепаратор предназначен для разделения тел качения, что уменьшает потери на трение. С другой стороны, сбивание тел качения в кучу в отсутствие сепаратора приводит к их выпадению, а также к прекосу и выпадению внутреннего кольца.



Подшипники качения: классической схемы (слева) и сепаратор-подшипник (справа)

В подшипниках некоторых типов сепаратор может отсутствовать (игольчатые, насыпные подшипники), при этом с целью увеличения нагрузочной способности в пространстве между кольцами стремятся разместить по возможности больше тел качения. Также в подшипнике могут отсутствовать кольца (сепаратор-подшипники), функцию которых в этом случае выполняют дорожки качения, выполненные на других деталях, – вале, ступице, конусе и др.



Тела качения: а – шарик; б – цилиндрический ролик; в – конический ролик; з – бочкообразный ролик; д – игольчатый ролик; е – витой ролик

Подшипники качения получили широкое распространение в машиностроении, что обусловлено их очевидными преимуществами по отношению к подшипникам скольжения:

- малые потери на трение (в среднем в 3 ... 6 раз меньше, чем у подшипников скольжения). Характерные значения приведенного коэффициента трения для шариковых подшипников $f' = 0,001 \dots 0,004$, для роликовых – $f' = 0,002 \dots 0,01$;
- меньший расход смазки, простота обслуживания. Так, закрытые подшипники, имеющие защитные крышки, практически вообще не требуют обслуживания и замены смазки;
- высокий уровень стандартизации и развития производства подшипников качения в России и в мире.

К недостаткам следует отнести:

- низкую долговечность при высоких частотах вращения и больших нагрузках, которые приходится ограничивать;
- невозможность разъема и связанную с этим сложность монтажа;
- сравнительно высокую стоимость.

Классификация подшипников качения. По направлению воспринимаемой нагрузки различают:

- *радиальные* подшипники, предназначенные для восприятия преимущественно радиальных сил;
- *радиально-упорные* – для восприятия радиальных и осевых сил;
- *упорно-радиальные* – для восприятия осевых и небольших радиальных сил;
- *упорные* подшипники – для восприятия только осевых сил.

По форме тел качения подшипники делят на *шариковые* и *роликовые*, причем последние могут быть цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми и витыми (пустотелыми). Роликовые подшипники обладают большей грузоподъемностью, но при этом имеют большие потери на трение и большую чувствительность к перекосам вала.

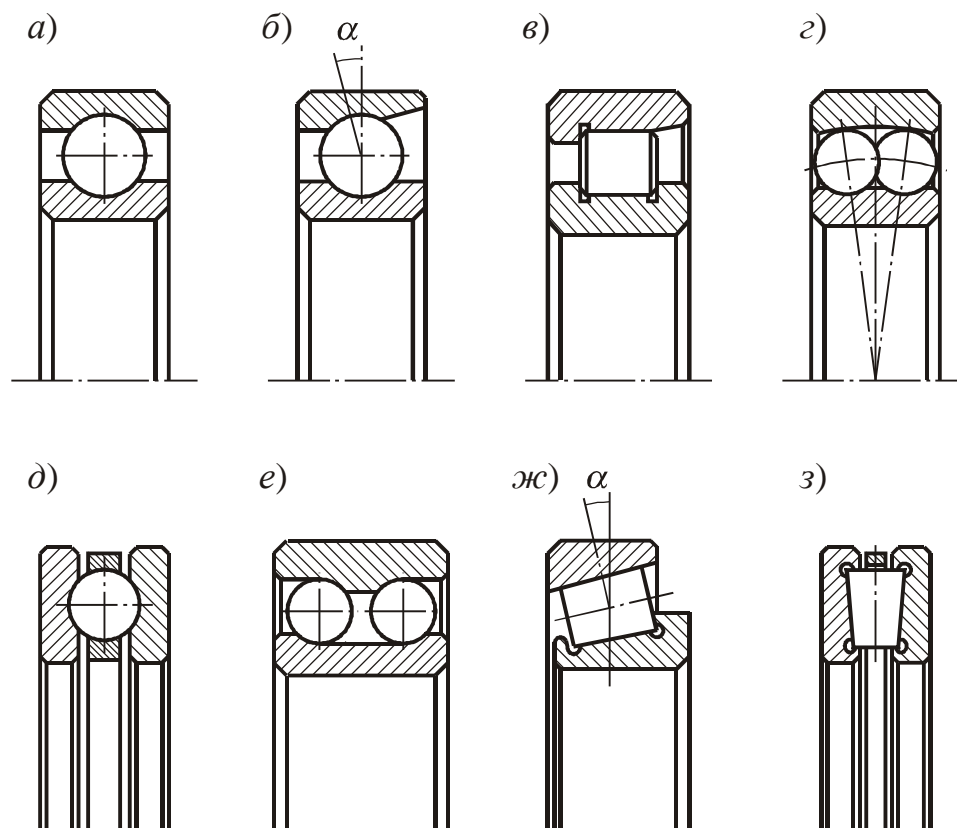
В зависимости от числа рядов тел качения подшипники могут быть *однорядными*, *двухрядными* и *четырёхрядными*.

По чувствительности к перекосам подшипники делят на *самоустанавливающиеся (сферические)*, допускающие перекос вала до 3° , и *несамоустанавливающиеся*, не допускающие перекоса.

Схемы наиболее распространенных типов подшипников приведены на рис. 5.10. С целью лучшего восприятия рисунков конструкция сепараторов в большинстве случаев не показана.

Промышленность выпускает подшипники с отверстиями под различные диаметры валов. Начиная с 20 мм и выше диаметры отверстий кратны 5 мм: 20, 25, 30, 35 и т. д. Для каждого конкретного номинала отверстия стандартом установлено несколько серий подшипников: в зависимости от радиальных габаритов – *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые*;

по ширине – *узкие, нормальные, широкие, особо широкие*. При прочих равных условиях предпочтение отдают подшипникам легких и средних серий нормальной ширины.



Типы подшипников качения: *а* – шарикоподшипник радиальный; *б* – шарикоподшипник радиально-упорный; *в* – роликоподшипник радиальный; *г* – шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный; *д* – шарикоподшипник упорный; *е* – шарикоподшипник радиально-упорный двухрядный; *ж* – роликоподшипник конический радиально-упорный; *з* – роликоподшипник упорный

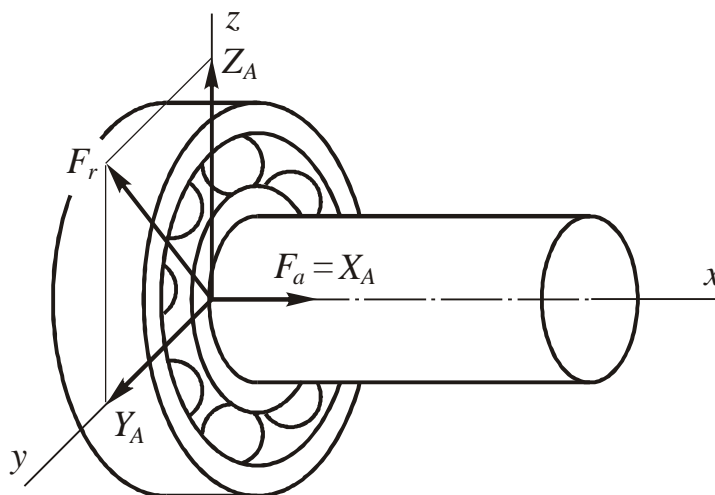
Материалом колец и тел качения подшипников служат стали марок ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А и др. Сепараторы изготавливают из пластичных углеродистых сталей, латуни, бронзы, алюминиевых сплавов и некоторых пластмасс.

Дополнительный материал

Нагрузки на подшипники качения

Нагрузки на подшипник определяют из условий равновесия вала или оси, как составляющие X , Y , Z реакции той опоры, где установлен данный подшипник. При этом принято разделять нагрузку на радиальную и осевую.

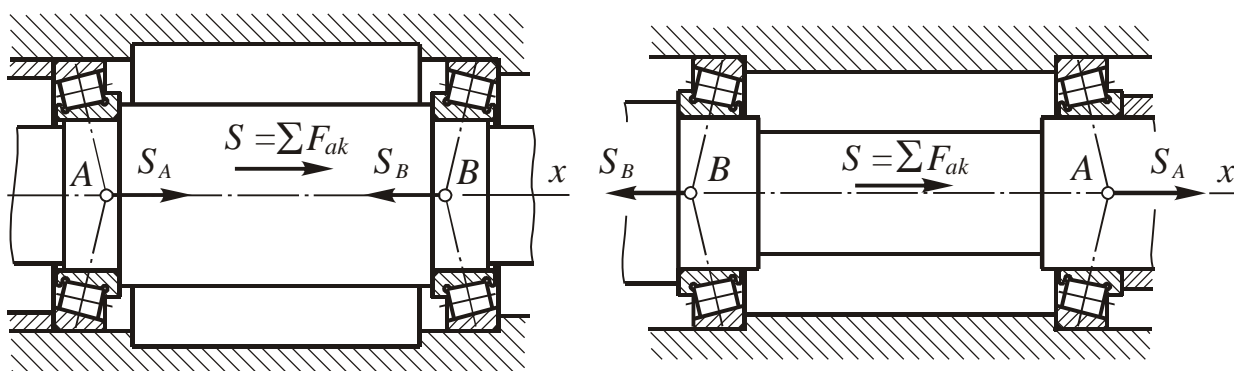
Радиальная нагрузка на каждый из подшипников A , B (см. расчетную схему на рисунке ниже) определяется по составляющим опорных реакций, лежащих в плоскости подшипника:



$$F_{Ar} = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2}; \quad F_{Br} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2}.$$

Осевая нагрузка F_{Aa} и F_{Ba} на подшипники A и B определяется в зависимости от их типа и схемы установки – враспор или вращающую.

В случае использования *радиальных* подшипников осевая нагрузка на один из них равна нулю, а на другой – сумме проекций на ось x внешних сил, действующих на вал помимо реакций подшипников, т. е. сумме осевых сил, действующих на детали вала, с учетом их направлений: $S = \sum F_{ak}$. При этом нагруженным оказывается тот из подшипников, который ограничивает осевое перемещение вала. Если таковым является подшипник A , то $F_{Aa} = S = \sum F_{ak}$ и $F_{Ba} = 0$. Если же перемещение вала ограничивает подшипник B , то $F_{Ba} = S = \sum F_{ak}$ и $F_{Aa} = 0$.



Установка подшипниковой пары враспор (слева) и вращающую (справа)

При использовании *радиально-упорных* подшипников определение их нагрузок представляет более сложную задачу. Прежде всего, благодаря наклону дорожек качения точки A и B приложения опорных реакций не будут расположены в геометрических центрах подшипников. Например, при установке подшипниковой пары враспор расчетная длина вала ($l = AB$) будет меньше, чем при установке вращающую, что и приходится учитывать на этапе определения опорных реакций вала.

Далее необходимо учитывать ту долю осевой нагрузки, которая обусловлена наклоном дорожек качения и возникает при приложении к подшипникам только радиальных сил:

$$S_A = e' F_{Ar}; \quad S_B = e' F_{Br},$$

где e' – коэффициент минимальной осевой силы, значения которого в зависимости от типа подшипника и угла α наклона дорожек качения определяют по специальным графикам и таблицам. Процедура нахождения коэффициента e' подробно изложена в справочной литературе. В частности, для конических роликоподшипников $e' = 0,83 e$, где e – параметр осевой нагрузки, значения которого приведены в каталогах подшипников.

Определив S_A и S_B , находят тот из подшипников, который ограничивает осевое перемещение вала. С этой целью вычисляют силу R , удерживающую вал от смещения вдоль оси x :

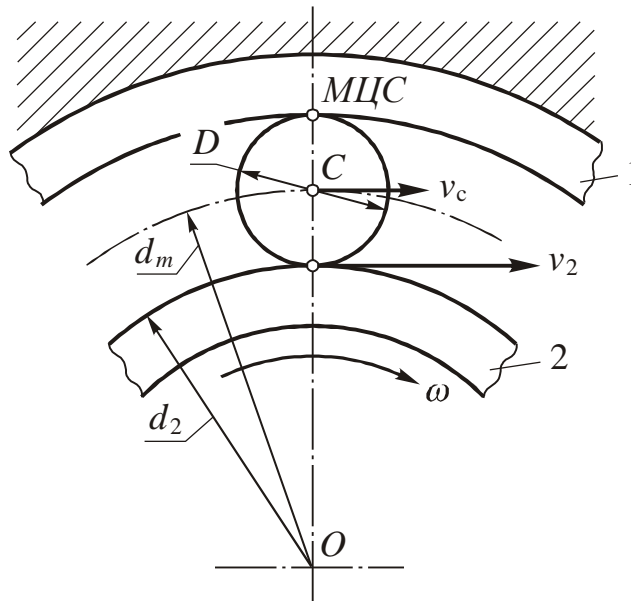
$$R = S_A - S_B + S,$$

где, как и раньше, $S = \sum F_{ak}$ – сумма проекций на ось x внешней нагрузки на вал (осевых сил в зацеплении зубчатых колес, установленных на валу, и др.)

Если $R > 0$, то перемещение вала ограничивается подшипником B . При этом осевые нагрузки на подшипники: $F_{Aa} = S_A$; $F_{Ba} = S_B + R$. Если же $R < 0$, то перемещение вала ограничивается подшипником A . В этом случае $F_{Aa} = S_A + |R|$; $F_{Ba} = S_B$.

Кинематика подшипников качения

Рассмотрим задачу нахождения угловой скорости сепаратора по заданной угловой скорости вала.



Вначале исследуем случай вращения внутреннего кольца 2 подшипника, соединенного с валом. Угловую скорость вала обозначим через ω . Считая внешнее кольцо 1 неподвижным, определим угловую скорость ω_c сепаратора.

Введем обозначения:

v_c – окружная скорость сепаратора, или скорость тела качения;

v_2 – окружная скорость беговой дорожки внутреннего кольца;

d_m – диаметр срединной поверхности сепаратора;

D – диаметр шарика.

Решение ведем в следующей последовательности. Скорость нижней точки контакта шарика в отсутствие скольжения равна окружной скорости дорожки качения внутреннего кольца:

$$v_2 = \omega d_2 / 2.$$

Скорость верхней точки контакта шарика с неподвижным внешним кольцом равна нулю, поэтому данная точка является мгновенным центром скоростей (МЦС) шарика, а скорости всех его точек пропорциональны расстояниям до этого центра. Следовательно, поскольку центр шарика расположен в два раза ближе к МЦС, чем его нижняя точка,

$$v_c = v_2 / 2.$$

Сепаратор имеет такую же окружную скорость, что и центр шарика, поэтому угловая скорость вращения сепаратора

$$\omega_c = \frac{v_c}{0,5d_m} = \frac{\omega d_2}{2 d_m}.$$

Воспользуемся очевидным соотношением размеров деталей:

$$d_m - d_2 = D \quad \rightarrow \quad \frac{d_2}{d_m} = 1 - \frac{D}{d_m}.$$

В итоге угловая скорость сепаратора

$$\omega_c = \frac{\omega}{2} \left(1 - \frac{D}{d_m} \right).$$

В случае вращения внешнего кольца аналогичные рассуждения и выкладки дают:

$$\omega_c = \frac{\omega}{2} \left(1 + \frac{D}{d_m} \right).$$

Сравнивая обе формулы, приходим к следующему выводу: угловая скорость сепаратора зависит от того, какое из колец вращается. При вращении внешнего кольца угловая скорость сепаратора выше, а следовательно, и процесс износа деталей (в форме усталостного выкрашивания дорожек и тел качения) идет быстрее. Данный фактор приходится учитывать при расчете подшипников на выносливость, понижая расчетную нагрузочную способность подшипников с неподвижным внутренним кольцом приблизительно на 20% путем введения так называемого коэффициента вращения $V = 1,2$.

Критерии работоспособности подшипников качения

На работоспособность подшипников качения влияет ряд негативных факторов, ограничивающих срок их службы. Подшипник может выйти из строя по следующим наиболее часто встречающимся в инженерной практике причинам:

- усталостное выкрашивание беговых дорожек и тел качения из-за действия переменных контактных напряжений σ_H в условиях хорошей смазки;
- абразивный износ подшипников, не имеющих надежной защиты от попадания пыли и грязи;
- образование вмятин на беговых дорожках (бринеллирование) в условиях ударных и больших статических нагрузок.

Кроме перечисленных, следует отметить также причины случайного характера, связанные с нарушениями технических условий монтажа и эксплуатации: разрушение сепаратора, колец, тел качения, заедание и др.

Усталостное выкрашивание является основной причиной выхода из строя подшипников в закрытых механизмах при нормальных условиях эксплуатации. Для его предотвращения подшипник должен отвечать критерию усталостной прочности. Расчет по данному критерию часто называют расчетом по *динамической грузоподъемности* и производят для подшипников, имеющих частоту вращения одного из колец более 1 об/мин.

Невращающиеся и медленно вращающиеся подшипники (с частотой вращения менее 1 об/мин), а также подшипники, подверженные ударам и большим пиковым перегрузкам, рассчитывают по критерию статической прочности. Данный расчет называют расчетом по *статической грузоподъемности*. Его цель – предупреждение бринеллирования деталей подшипника.

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности

Для рассмотрения методики подбора и расчета подшипников по динамической грузоподъемности необходимо ввести следующие определения.

Определение 1. Долговечностью, или *временным ресурсом* L_h , называют общую продолжительность работы подшипника, измеряемую в часах. *Ресурсом* L называют общую продолжительность работы подшипника, измеряемую в млн оборотов. Очевидно, что расчетный ресурс связан с долговечностью равенством

$$L = 60 \cdot 10^{-6} n L_h,$$

в котором через n обозначена частота вращения вала.

Определение 2. Динамической грузоподъемностью C называют такую постоянную нагрузку, которую 90% подшипников данной серии выдерживают в течение 1 млн оборотов без появления признаков усталостного разрушения.

Значение динамической грузоподъемности C приводят в каталогах подшипников в качестве их паспортных данных.

Расчет может носить как проверочный, так и проектный (подбор подшипников) характер и является основным в практике проектирования передач вращения, поскольку частоты вращения валов в большинстве случаев превышают 1 об/мин. Основные этапы расчета следующие:

1. Находят опорные реакции вала X_A , Y_A , Z_A , а по ним – радиальную F_r и осевую F_a нагрузки на подшипник. В зависимости от величины и соотношения радиальной и осевой нагрузок выбирают по каталогам необходимый тип подшипника.

2. По известному или предполагаемому диаметру цапфы вала выбирают конкретный номер подшипника и выписывают из каталога его размеры, динамическую C и статическую C_0 грузоподъемность.

3. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку по формуле

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_T$$

для радиальных и радиально-упорных подшипников или

$$P_a = (XF_r + YF_a)K_\delta K_T$$

для упорных и упорно-радиальных подшипников.

В приведенных формулах K_δ – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент; X и Y – значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок, выбираемые по каталогу подшипников; V – коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца и 1,2 при вращении внешнего кольца подшипника.

При выборе коэффициентов X и Y шариковых подшипников предварительно вычисляют отношение F_a / C_0 и по найденному значению из каталога определяют параметр e осевой нагрузки. В случае конических роликовых подшипников значения параметра e приводят непосредственно в каталоге для каждого типоразмера подшипника. Далее вычисляют отношение

$$F_a / (VF_r)$$

и проверяют условие

$$\frac{F_a}{VF_r} > \text{или} < e.$$

В зависимости от того или иного результата, следуя приведенным в каталоге рекомендациям, выбирают коэффициенты X радиальной и Y осевой нагрузки.

Коэффициент безопасности K_δ и температурный коэффициент K_T выбирают из таблиц.

4. По заданной долговечности L_h и частоте вращения n определяют требуемый ресурс работы подшипника в млн оборотов:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} n L_h.$$

5. Определяют требуемую величину динамической грузоподъемности:

$$C_{\text{тр}} = P \sqrt[p]{L / (a_1 a_2)},$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка; показатель $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников; a_1 – коэффициент надежности; a_2 – коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации. Значения коэффициентов a_1 и a_2 приведены в справочной литературе.

6. Проверочные расчеты выполняют по условию

$$C_{\text{тр}} \leq C,$$

где C – паспортная динамическая грузоподъемность, указанная в каталоге. Если условие не выполняется, заменяют подшипник на имеющий более высокое значение C . Это может быть подшипник с тем же значением диаметра d отверстия внутреннего кольца, но средней или тяжелой серии. Также можно взять подшипник легкой серии, но большего размера. Иногда на опору ставят два подшипника, при этом их суммарная грузоподъемность $C_\Sigma = 1,63C$ для шариковых и $C_\Sigma = 1,71C$ для роликовых подшипников.

При проведении проектного расчета вычисляют ресурс работы подшипника по паспортной грузоподъемности C и сравнивают его с требуемым:

$$L = a_1 a_2 (C / P)^p \geq L_{\text{тр}}.$$

Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности

Определение 3. Статической грузоподъемностью называют нагрузку C_0 , которая вызывает совместную остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения и беговой дорожки, равную $10^{-4} D$, где D – диаметр тела качения.

Значение динамической грузоподъемности C_0 приводят в каталогах подшипников в качестве их паспортных данных.

При расчете по статической грузоподъемности определяют радиальную F_r и осевую F_a нагрузку на подшипник. Далее вычисляют эквивалентную статическую нагрузку:

$$P_0 = \max \begin{cases} X_0 F_r + Y_0 F_a \\ F_r \end{cases},$$

где коэффициенты X_0 радиальной и Y_0 осевой статических нагрузок выбирают в каталогах подшипников.

Эквивалентная статическая нагрузка на выбираемый (или проверяемый) подшипник должна удовлетворять условию

$$P_0 \leq C_0,$$

где C_0 – паспортное значение статической грузоподъемности.

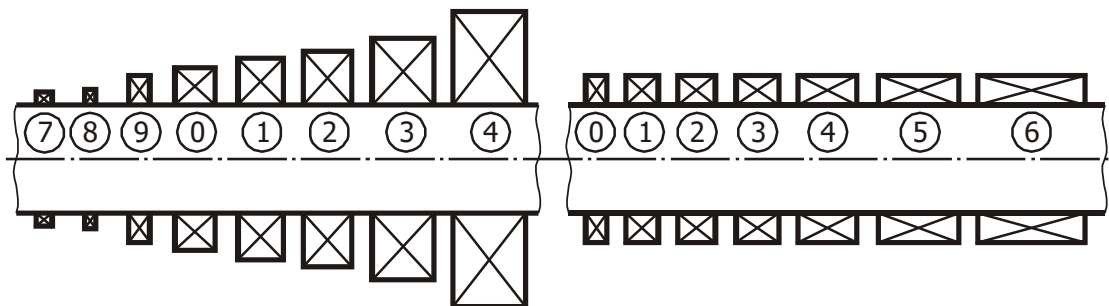
Обозначение и маркировка подшипников качения

По радиальным размерам и по ширине подшипники разделяют на размерные серии. ГОСТ Р 52598 – 2006 устанавливает для радиальных шариковых и роликовых и радиально-упорных шариковых подшипников следующие серии, в порядке увеличения размеров:

- серии диаметров: 7; 8 и 9 – сверхлегкие; 0 и 1 – особо легкие; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая;

- серии ширин: 7 и 8 – особо узкие; 9 – узкая; 0 – узкая или нормальная, по ситуации; 1 – нормальная; 2 – широкая; 3, 4, 5, 6 – особо широкие.

На рис. 14 показаны сравнительные габариты подшипников с одинаковым отверстием под вал, относящихся к разным сериям диаметров (слева) и ширин (справа).



Размерные серии подшипников

На конические и упорные подшипники распространяется действие более раннего ГОСТ 3478 – 79, добавляющего к сериям диаметров: для конических подшипников 5-ю (легкую широкоую) и 6-ю (среднюю широкоую); для упорных – 5-ю (тяжелую).

Стандартом установлены пять классов точности подшипников: 0, 6, 5, 4, 2 (в порядке повышения точности). Наибольшее распространение в машиностроении имеют

подшипники 0-го класса, как самые доступные и дешевые. Подшипники более высоких классов применяют в случаях, когда к механизму предъявляются особо жесткие требования по точности движения.

Подшипникам качения присваивают условные обозначения, составленные из цифр и букв. Структура условного обозначения для подшипников с диаметрами отверстий от 20 до 495 мм приведена в таблице. Полное обозначение подшипника состоит из основной части и знаков, указывающих на дополнительные требования, которые проставляют слева и справа от основного обозначения (в таблице выделены серой заливкой). Основное обозначение состоит только из цифр. Знаки дополнительных требований, стоящие слева от основного обозначения, отделены от него тире. Знаки дополнительных требований справа от основного обозначения всегда начинаются с буквы. В маркировке конкретного подшипника знаки дополнительных требований могут отсутствовать, также может отсутствовать часть цифр в основном обозначении, если это нули, стоящие в левых открытых позициях.

Структура условного обозначения подшипника

(а ... ж – группы индексов)

XX...X	–	X	XX	X	X	XX	XX...X
<i>e</i>		<i>д</i>	<i>г</i>	<i>в</i>	<i>б</i>	<i>а</i>	<i>жс</i>

Пример обозначения подшипника и его расшифровка

Полное обозначение: А75–3180206С2 .

Основное обозначение: 3180206, где 06 соответствует диаметру отверстия в 30 мм (фактический диаметр делят на 5 с целью сокращения позиций маркировки); 2 – серия диаметров (легкая); 0 между двойкой и восьмеркой – тип (шариковый радиальный); 18 – конструктивные особенности (с двусторонним уплотнением); 3 – серия ширин (особо широкая).

Дополнительные требования слева: 5 – класс точности; 7 – радиальный зазор по группе 7; А – категория подшипника.

Дополнительные требования справа: С2 – смазка ЦИАТИМ 221.