

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения представляют собой опоры вращающихся валов, подвижные элементы которых разделены телами качения. Эти подшипники просты в эксплуатации, относительно дешевы и поэтому являются наиболее распространенными. Только в том случае, если их использование экономически невыгодно либо конструктивно невозможно, применяют подшипники скольжения.

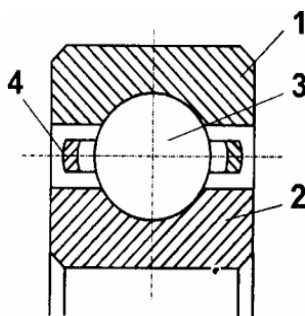
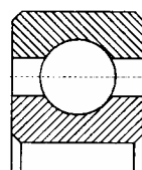
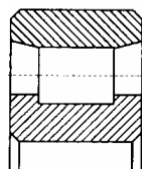


Рис. 10.4.1



a)



b)

Рис.10.4.2

Назначение, конструктивное исполнение и классификация подшипников. Конструктивно подшипник качения состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, между которыми располагаются тела качения 3, фиксируемые в нужном положении с помощью сепаратора 4 (рис. 10.4.1).

По форме тел качения подшипники бывают **шариковыми** (рис.10.4.2а; 10.4.3а,с,е) и **роликовыми** (рис.10.4.2б; 10.4.3б,д,ф). Говоря об областях применения различных типов подшипников качения, следует отметить, что шарикоподшипники рекомендуется применять при относительно небольших нагрузках и больших скоростях вращения вала. Роликоподшипники, напротив, используются при больших нагрузках и малых скоростях вращения вала. Для шарикоподшипника характерен номинально точечный контакт тел качения с дорожками качения. При этом нагрузочная способность (т.е. способность воспринимать внешнюю нагрузку без разрушения) такого контакта значительно ниже, чем для линейного контакта ролика с дорожкой качения. Этим

объясняется то, что роликоподшипники более грузоподъемны по отношению к шариковым.

По виду воспринимаемой нагрузки подшипники качения разделяются на **радиальные, упорные, радиально - упорные и упорно - радиальные.**

К подшипникам радиальных типов относятся *шариковые радиальные* и *роликовые радиальные* подшипники.

Шариковые радиальные подшипники (рис.10.4.2а) наиболее просты и дешевы в изготовлении, поэтому в настоящее время они широко применяются в практике проектирования механического оборудования. Такие подшипники способны воспринимать не только радиальную нагрузку, но и небольшую осевую силу, а также функционировать в условиях некоторого перекоса колец (не более $10' \div 15'$).

Роликовые радиальные подшипники (рис. 10.4.2б) благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые, но они способны воспринимать только радиальную нагрузку. Кроме того, для подшипников такого типа перекосы осей не должны превышать $2'$. В противном случае могут появиться большие давления на краях, которые существенно снижают долговечность подшипника. Требования к точности монтажа могут быть значительно понижены в случае использования роликов с выпуклой образующей. Допускается также установка подшипников с радиальным натягом, что позволяет выбрать зазор и повысить точность вращения оси вала при рабочей нагрузке.

По своему конструктивному исполнению роликовые радиальные подшипники могут обеспечить перемещение наружного кольца по отношению к внутреннему. Это обстоятельство дает возможность использовать их в качестве плавающих опор.

Разновидностью роликовых подшипников являются **игольчатые**, диаметр тела качения которых много меньше их. длины. Эти подшипники имеют малые радиальные габариты и могут использоваться без одного из колец. Роль наружного кольца, в случае его отсутствия, играет корпус, а внутреннего - шейка вала. Игольчатые подшипники обладают высокой жесткостью и могут быть использованы в качестве высокоточных опор. Из-за потенциально большого числа возможных контактов игольчатые подшипники обладают высокими демпфирующими свойствами, поэтому допустимо их применение как опор валов, работающих при высоком уровне вибрации.

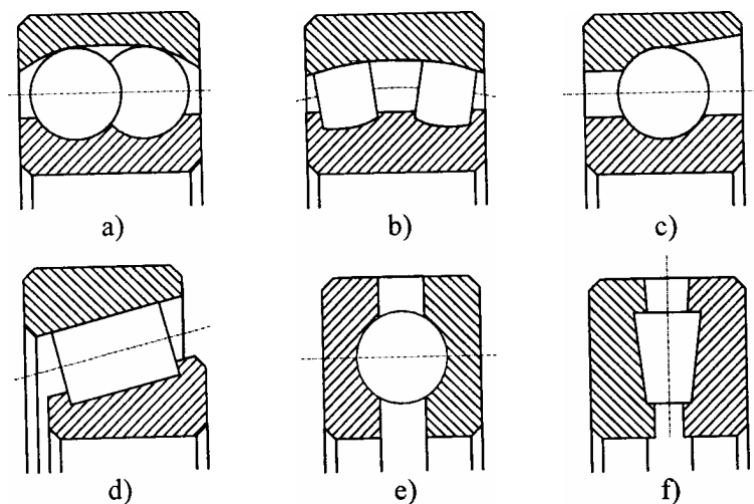


Рис. 10.4.3

К числу радиальных подшипников следует отнести **шариковый двухрядный сферический** (рис.10.4.3а) и **роликовый двухрядный сферический** подшипники (рис.10.4.3б). Такое конструктивное выполнение подшипника существенно снижает требования к его соосности, а перекосы колец могут достигать до $2\div 3^\circ$. Эти подшипники способны воспринять небольшую по величине осевую нагрузку, которая, однако, не должна быть больше четверти радиальной. Очевидно также, что двухрядные подшипники имеют существенно большую грузоподъемность, чем однорядные. Повысить точность подшипников такого типа можно за счет использования радиального натяга.

Большую осевую силу воспринимают **шариковые радиально - упорные** (рис.10.4.3с), **роликовые конические** (рис.10.4.3д) подшипники. Во втором случае тело качения выполнено в форме усеченного конуса. При этом нагрузочная способность в осевом направлении определяется величиной угла контакта. В случае, если осевая сила превышает радиальную, используется **упорно - радиальный подшипник**, который представляет собой модификацию радиально - упорного с большим по величине углом конуса. В подавляющем большинстве случаев осевая нагрузка воспринимается радиально-упорным подшипником только в одном направлении, поэтому такие подшипники устанавливаются попарно. Для шариковых радиально - упорных подшипников допускается угол перекося колец до $10'$, а для роликоподшипников - только $2'$. При больших нагрузках часто устанавливается несколько подшипников в одном корпусе. Наконец, для повышения точности опор подшипники этих типов могут ставиться с осевым натягом.

Упорные подшипники (рис.10.4.3е,ф) предназначены для работы в условиях чисто осевого нагружения. Если к валу приложена радиальная нагрузка, то следует дополнительно использовать подшипники радиальных типов. Как правило, упорные подшипники воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении, а при двустороннем нагружении они монтируются попарно.

Краткое описание основных типов подшипников качения необходимо дополнить упоминанием о многообразии конструктивных решений, которые применяют производящие подшипники фирмы. Не останавливаясь на этом

подробно, отметим, что все эти конструктивные особенности используются для повышения надежности и точности подшипника, улучшения его технических показателей и облегчения монтажа.

Улучшить технические показатели подшипника можно за счет повышения его класса точности. Но при этом стоимость подшипника резко возрастает, а потому более высокий класс точности следует применять лишь в случае необходимости. Заметим, что более высокий класс точности подшипника предусматривает уменьшение поля допуска его номинальных размеров, а комплексной характеристикой точности подшипника является допустимое биение дорожки качения наружного и внутреннего колец. Эти допуски, как правило, контролируются изготовителем подшипников и приводятся в каталогах.

Изменения размеров подшипника меняют его нагрузочную способность. Различия в размерах характеризуются серией подшипника, а его подбор в рамках выбранного типа сводится к определению серии.

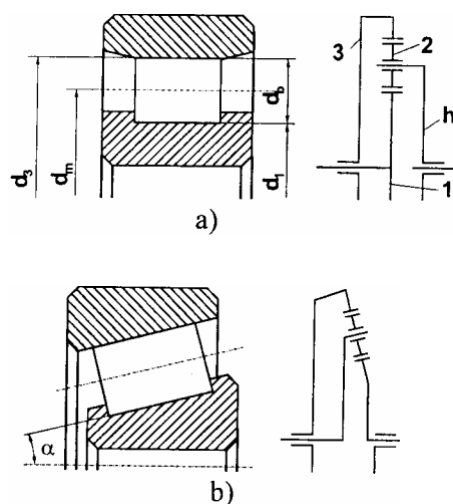


Рис. 10.4.4

Тела качения и кольца подшипника изготавливаются из специальных высокопрочных легированных сталей, которые имеют высокую твердость поверхности $-HRC \geq 60$, при этом обеспечивается высокая чистота обработки поверхности. Простейшие сепараторы выполняются штамповкой из сталей с малым содержанием углерода. Для высокоскоростных подшипников, с целью снижения их шума, используют массивные сепараторы из бронзы, латуни, дюралюминия и других материалов.

Кинематика подшипника качения. Для описания кинематики подшипника воспользуемся тем, что с кинематической точки зрения моделировать как шарико-, так и роликоподшипник можно планетарной передачей. Радиальный подшипник качения и эквивалентная ему планетарная передача изображены на рис.10.4.4а, а радиально - упорный на рис.10.4.4б.

В большинстве случаев использование подшипников в опорах ограничивается такой их установкой, при которой одно из колец (как правило, внешнее) подшипника неподвижно. Пусть угловая скорость вращения

внутреннего кольца равна ω_1 . При таком варианте установки с помощью метода обращенного движения (см. гл. 7.4) планетарную передачу можно превратить в передачу с фиксированными осями путем остановки водила, которое моделирует работу сепаратора. Ясно, что остановить водило можно, прибавляя к фактическим скоростям вращения участвующих в движении элементов скорость, равную ω_h , где ω_h - угловая скорость вращения водила. Тогда скорости деталей при остановленном водиле будут равны: $\omega_1 - \omega_h$ - для внутреннего кольца и ω_h - для наружного.

Передаточное отношение схемы с фиксированными осями равно

$$u_{13}^h = \frac{\omega_1 - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{1}{u_{h1}^3} + 1,$$

откуда

$$u_{h1}^3 = \frac{1}{1 - u_{13}^h} = \frac{d_1}{d_1 + d_3} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_b \cos \alpha}{d_m} \right),$$

где d_b - диаметр тела качения подшипника, $d_m = \frac{d_1 + d_3}{2}$ - средний диаметр подшипника, α - угол контакта.

Следовательно, для частоты n_s вращения сепаратора при фиксированном наружном кольце и вращающемся с частотой n внутреннем имеем

$$n_s = n_h = \frac{n}{2} \left(1 - \frac{d_b \cos \alpha}{d_m} \right).$$

Аналогично для случая, при котором наружное кольцо вращается с частотой n , а внутреннее неподвижно, получаем

$$n_s = \frac{n}{2} \left(1 + \frac{d_b \cos \alpha}{d_m} \right).$$

Очевидно, что частота n_2 вращения шарика вокруг собственной оси при относительном вращении колец равна

$$n_2 = \frac{n_1}{2} \left(\frac{d_m}{d_b} - \frac{d_b}{d_m} \cos^2 \alpha \right),$$

где n_1 - частота вращения внутреннего кольца.

Важным фактором, определяющим работу подшипника при высоких скоростях вращения подшипника, является возникновение действующих на тела качения центробежных сил. Величина центробежной силы F_c , действующей на тело качения массой m , равна

$$F_c = 0,5 m d_m \omega_h^2.$$

Наличие центробежных сил, зависящих от скорости вращения колец подшипника, и динамических составляющих нагрузки, которые, кроме того, зависят

от точности изготовления подшипника, определяет предельно допустимое значение скорости. На предельное значение скорости влияет также и вид тела качения. Для роликоподшипников эта величина существенно меньше, чем для шарикоподшипников, из-за существования множественного контакта тела качения с дорожкой качения. Обычно допустимое значение скорости вращения определяется изготовителем и приводится в каталогах на подшипник.

Отметим, что реальная кинематика шарикоподшипника несколько более сложная по отношению к описанной выше, тем не менее приведенное решение позволяет правильно оценить главные факторы, определяющие его кинематические характеристики.

Статическое нагружение подшипника качения. Для корректного описания статического состояния следует ввести определение *неидеального* подшипника. Любой подшипник изготавливается с погрешностями составляющих его деталей, и в этом смысле каждый из них неидеален. Однако при переходе к модели этими погрешностями пренебрегают, и подшипник рассматривается как идеально изготовленный. Такой вариант модели в дальнейшем будем называть просто подшипником, а вариант, при котором учитываются погрешности изготовления - неидеальным подшипником.

Если к радиальному подшипнику приложена внешняя радиальная нагрузка F_r , то со стороны тел качения на внутреннее кольцо будут действовать силы реакции. Центр подшипника перемещается в направлении приложения силы на величину δ . Это перемещение вызывается контактными деформациями вследствие взаимодействия тел качения с дорожками качения. Величины этих деформаций пропорциональны нагрузкам и зависят от угла расположения тела качения. Обозначим через δ контактное перемещение под центральным телом качения, а через δ_φ - контактное перемещение под текущим телом качения, расположенным под углом φ . Тогда если пренебречь погрешностью изготовления элементов подшипника и деформациями изгиба колец, то можно полагать, что распределение контактных перемещений в зависимости от местоположения тела качения подчиняется закону

$$\delta_\varphi = \delta \cos \varphi. \quad (10.4.1)$$

Сила реакции F_φ со стороны текущего тела качения тела связана с перемещением в контакте δ_φ и может быть описана выражениями, полученными в главе

3.1 при решении контактной задачи теории упругости (рис. 10.4.5). Для контакта ролика с дорожкой качения эти зависимости можно приближенно описать линейными функциями

$$\delta_\varphi = c_r F_\varphi; \delta = c_r F, \quad (10.4.2)$$

а для шарикоподшипников - как

$$\delta_\varphi = c_b F_\varphi^{\frac{2}{3}}, \quad (10.4.3)$$

где c_r и c_b - коэффициенты пропорциональности для роликоподшипника и шарикоподшипника соответственно; F - сила, действующая со стороны

центрального тела качения.

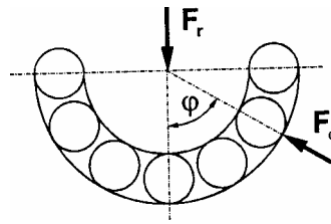


Рис.10.4.5

Используя формулу расчета контактных деформаций (10.4.1) и соотношения (10.4.2) - (10.4.3), для роликоподшипника получаем

$$F_{\varphi} = F \cos \varphi, \quad (10.4.4)$$

а для шарикоподшипника -

$$F_{\varphi} = F \cos^{\frac{3}{2}} \varphi. \quad (10.4.5)$$

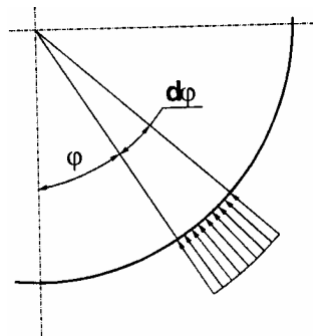


Рис.10.4.6

Поскольку в нагруженном состоянии внутреннее тело качения находится в равновесии, то для определения реактивных сил можно использовать уравнение равновесия.

Если предположить, что количество тел качения велико, то на выделенный участок с угловым размером $d\varphi$, расположенный под углом φ (рис.10.4.6),

попадет число тел качения dz , равное $dz = \frac{z d\varphi}{2\pi}$. Тогда уравнение равновесия для случая радиального роликоподшипника (рис.10.4.2Б) имеет вид

$$F_r = 2 \int_0^{\pi/2} F_{\varphi} \cos \varphi dz$$

или, с учетом (10.4.4),

$$F_r = \frac{zF}{\pi} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi d\varphi = \frac{Fz}{4}. \quad (10.4.6)$$

Интегрирование в (10.4.6) производится по половине дуги, так как если в подшипнике первоначально нет осевой силы, то только половина его тел качения может находиться в контакте с дорожкой. Другая половина тел качения

контакта не образует, и для нее реакция принимается равной нулю.

С помощью (10.4.6) сила, действующая со стороны наиболее нагруженного тела качения при приложении радиальной нагрузки F_r , находится как

$$F = \frac{4F_r}{z}, \quad (10.4.7)$$

а на текущее тело качения

$$F_\varphi = \frac{4F_r}{z} \cos \varphi. \quad (10.4.8)$$

Вывод формул (10.4.7) и (10.4.8) проведен в предположении бесконечного числа тел качения и, следовательно, бесконечного числа точек их касания с кольцами. В предположении о том, что число тел качения конечно и лежит в диапазоне значений $z = 8 \div 20$, прямое суммирование в уравнении равновесия приводит к следующему результату для силы под центральным роликом:

$$F = \frac{4,08F_r}{z}. \quad (10.4.9)$$

Отметим, что иногда, принимая во внимание неидеальность подшипника, числовой коэффициент в (10.4.9) принимают равным 5. Как следует из сравнения (10.4.7) и (10.4.9), ошибка, которая получается в (10.4.6) при переходе от конечных сумм к интегральным, мала, и решение (10.4.7), которым мы и будем пользоваться в дальнейшем, можно считать оправданным.

Так как сила реакции F нормальна к поверхности контакта, то для случая радиально-упорного роликоподшипника при составлении уравнения равновесия следует брать проекцию нормали на направление радиальной нагрузки, при этом сила, действующая на кольцо от наиболее нагруженного тела качения, становится равной

$$F = \frac{4F_r}{z \cos \alpha}, \quad (10.4.10)$$

а от текущего тела качения, расположенного под углом φ -

$$F_\varphi = \frac{4F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi. \quad (10.4.11)$$

Уравнение равновесия для радиально-упорного шарикоподшипника с учетом (10.4.5) записывается как

$$F_r = \frac{zF}{\pi} \cos \alpha \int_0^{\pi/2} \cos^{5/2} \varphi d\varphi, \quad (10.4.12)$$

$$F = \frac{4,37F_r}{z \cos \alpha}. \quad (10.4.13)$$

При этом нагрузка, воспринимаемая текущим телом качения шарикоподшипника, равна

$$F_\varphi = \frac{4,37F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi. \quad (10.4.14)$$

При нагружении радиально - упорного подшипника чисто радиальной нагрузкой тем не менее появляется дополнительная осевая сила реакции S_a , вызванная наличием угла наклона тел качения (рис. 10.4.7). Определим значение этой силы. С этой целью просуммируем осевые составляющие нормальных реакций от радиальной нагрузки, что для роликоподшипника с учетом (10.4.11) дает:

$$S_a = 2 \int_0^{\pi/2} F_\varphi \sin \alpha dz = \frac{z}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{4F_r}{z \cos \alpha} \sin \alpha \cos \varphi d\varphi, \quad (10.4.15)$$

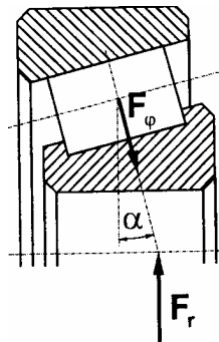


Рис.10.4.7

Аналогично для шарикоподшипника с помощью (10.4.14) можно записать

$$S_a = 1,4F_r \operatorname{tg} \alpha.$$

Для упрощения вычислений на практике без ограничения общности допустимо как для ролико-, так и для шарикоподшипников при расчете осевых сил пользоваться формулой

$$S_a = 1,5F_r \operatorname{tg} \alpha, \quad (10.4.16)$$

которая учитывает поправки на неидеальность изготовления подшипников.

В случае приложения осевой нагрузки F_a к оси радиально - упорного подшипника каждое из тел качения воспринимает одинаковую нормальную силу (напомним, что речь идет об идеальном подшипнике). Величина этой нормальной силы в контакте текущего тела качения с дорожкой качения равна

$$F_\varphi = \frac{F_a}{z \sin \alpha}. \quad (10.4.17)$$

Для упорного подшипника $\alpha = 90^\circ$, поэтому из (10.4.17) следует

$$F_\varphi = \frac{F_a}{z}.$$

Рассмотрим теперь работу роликоподшипника при условии его смешанного нагружения, при котором радиальная и осевая нагрузки действуют одновременно. После приложения нагрузки, действующей вдоль оси вала под подшипником, каждое тело качения воспринимает равную по величине нормальную силу (рис.10.4.8а). Если в дальнейшем к подшипнику

прикладывается радиальная сила, то при большой начальной осевой нагрузке наличие радиальной составляющей не приведет к появлению нормальных зазоров под телом качения. Нагрузка, действующая в направлении к центру подшипника, перераспределит величины нормальных реакций на тела качения (рис.10.4.8b). Качественно это приведет к возрастанию реактивных сил на тела качения, расположенных со стороны приложения радиальной силы, и их уменьшению с противоположной стороны. Уравнение равновесия для роликоподшипника при таком соотношении радиальной и осевой составляющих нагрузки может быть записано в следующем виде:

$$F_r = 4 \int_0^{\pi/2} F_\varphi \cos \varphi dz = \frac{2zF^{\pi/2}}{\pi} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi d\varphi = \frac{Fz}{2} . \quad (10.4.18)$$

Подчеркнем, что под F здесь подразумевается сила, воспринимаемая центральным (наиболее нагруженным) телом качения. Разрешая (10.4.18) относительно F , приходим к выводу, что сила, действующая со стороны центрального ролика, вследствие радиального нагружения уменьшается в два раза по сравнению с вариантом без осевой силы (см. 10.4.7 и 10.4.10).

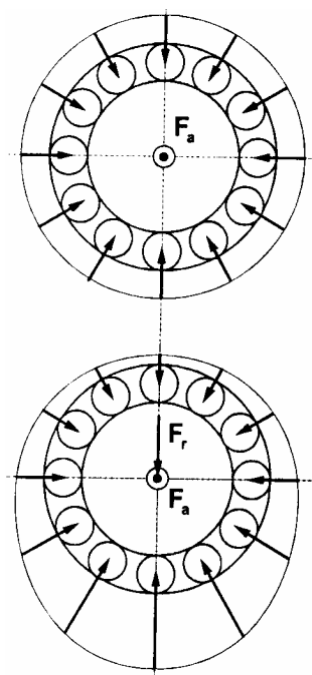


Рис.10.4.8

Для радиального роликоподшипника она равна

$$F = \frac{2F_r}{z} , \quad (10.4.19)$$

а для радиально - упорного -

$$F = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} . \quad (10.4.20)$$

При этом нормальная реакция на текущее тело качения от радиальной составляющей внешней нагрузки приобретает вид

- для радиального роликоподшипника; $F_\varphi = \frac{2F_r}{z} \cos \varphi$
- для радиально - упорного роликоподшипника.

$$F_\varphi = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi \quad (10.4.21)$$

К аналогичному выводу приводит рассмотрение, проведенное для шарикоподшипника.

С учетом сказанного выше полная нормальная реакция текущего тела качения (расположенного под углом φ радиально - упорного роликоподшипника определится как сумма составляющих (10.4.17) и (10.4.21),

$$F_\varphi = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi + \frac{F_a}{z \sin \alpha} . \quad (10.4.22)$$

Сумма проекций нормальных реакций на ось подшипника имеет вид

$$S_a = \int_0^{2\pi} F_\varphi \sin \alpha dz = \left[\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{2F_r}{\cos \alpha} \cos \varphi d\varphi + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{F_a}{\sin \alpha} d\varphi \right] \sin \alpha . \quad (10.4.23)$$

Вычисление интегралов в правой части (10.4.23) и последующие простые преобразования приводят к выражению

$$S_a = F_a . \quad (10.4.24)$$

Полученный результат (10.4.24) позволяет сделать вывод о том, что при одновременном нагружении подшипника внешними осевой и радиальной силами дополнительной внутренней осевой составляющей от радиальной нагрузки не возникает. Это обстоятельство отличает случай смешанного нагружения от чисто радиального, при котором на вал вследствие наличия внешней радиальной нагрузки будет действовать осевая составляющая реакции, равная (10.4.16).

В качестве примера рассмотрим осевые нагрузки в подшипниках для различных схем установки последних. На рис. 10.4.9 представлены две типовые схемы установки радиально упорных подшипников, имеющие свои названия: схема "X" (рис.10.4.9а) и схема "O" (рис. 10.4.9 б). Ввиду конструктивных особенностей подшипники, установленные по схема "X", искусственно уменьшают расстояние между опорами, что благоприятно влияет на вал в случае, когда нагрузка приложена между опорами. Если нагрузка расположена на консоли, то более целесообразным конструктивным решением является использование схемы "O". Это объясняется тем, что перемещение на консоли уменьшается при увеличении расстояния между опорами.

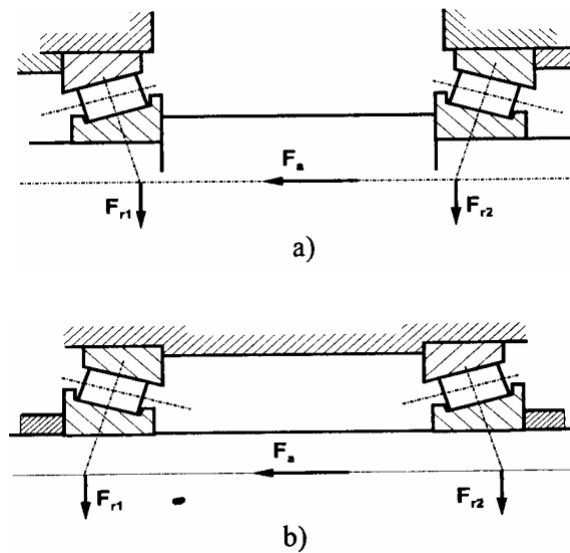


Рис.10.4.9

Отметим, что для радиально упорных подшипников необходимо предусмотреть регулировку осевого натяга или зазора, которая реализуется вследствие осевого перемещения одного из колец подшипника. Это перемещение, в свою очередь, достигается либо за счет использования набора тонких металлических прокладок, которые определяют осевое положение подшипника, либо путем применения винтов, регулирующих смещения колец подшипника, и т. д.

При расположении подшипников по схеме "X" вал стремится переместиться в направлении приложения внешней осевой силы, что приводит к перераспределению осевых сил, действующих на подшипники. Например, подшипник первой опоры окажется более нагруженным, чем второй опоры. Для схемы "O", напротив, более нагруженным становится подшипник второй опоры. Если подшипники после сборки имели нулевой зазор, то первый подшипник схемы "X" и второй подшипник схемы "O" получают осевой натяг, при котором последующее радиальное нагружение не приведет к возникновению дополнительных осевых сил. В других подшипниках, наоборот, появляется зазор, и при последующем их радиальном нагружении появятся осевые реактивные силы S_a .

Исходя из этого, полное осевое усилие первой опоры, установленной по схеме "X", можно представить в виде

$$F_{a1} = F_a + S_{a2},$$

а второй -

$$F_{a2} = S_{a2}.$$

Для опор, установленных по схеме "O", картина осевого нагружения будет обратной, а именно

$$F_{a1} = S_{a1}; F_{a2} = F_a + S_{a1}.$$

В качестве геометрической характеристики подшипника, определяющей его осевую нагрузочную способность, применяется коэффициент $e = 1,5 \tan \alpha$. Значения этого коэффициента приводятся в соответствующих таблицах для подшипников различных типов. Следует отметить, что формула расчета

значения e одинакова как для роликоподшипников, так и для шарикоподшипников. Разница заключается только в том, что для роликоподшипников угол контакта остается постоянным и не зависит от нагрузки, а для шарикоподшипников величина фактического угла контакта зависит от геометрии подшипника и от величины внешнего осевого усилия.

Как уже отмечалось выше, при радиальном нагружении радиально-упорного подшипника в нем появляется реактивная осевая составляющая (10.4.16). Если приложить к такому подшипнику осевое усилие обратного знака, то до тех пор, пока осевая нагрузка на подшипник F_a не будет превышать S_a , ее отрицательным влиянием при расчете подшипника можно пренебречь. Условие, при котором в расчете нагрузки на подшипник осевая сила игнорируется, имеет вид

$$F_a \leq 1,5F_r \operatorname{tg} \alpha,$$

или

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e.$$

В противном случае, т. е. когда $\frac{F_a}{F_r} > e$, при расчете должна учитываться F компонента осевой силы.

В действительности картина распределения осевых сил несколько более сложная, чем описанная выше, но для приближенной оценки при выполнении инженерных расчетов такое рассмотрение допустимо.

Напряжения, деформации и статическая грузоподъемность подшипников. Нагрузки, действующие на тела качения, являются основой для определения таких важных параметров подшипника, как смещение его колец и контактные напряжения.

Расчет напряжений и деформаций можно выполнять, используя результаты решения описанной ранее контактной задачи теории упругости (глава 3.2).

Для случая шарикоподшипника запишем параметры площадки контакта (здесь и далее в обозначениях, принятых в главе 3.2, формула (3.2.11), и при условии $E = 2,08 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$):

$$2a = 0,0472n_a \left(\frac{F}{\sum_{i,j} k_{ij}} \right)^{1/3}, \quad (10.4.25)$$

$$2b = 0,0472n_b \left(\frac{F}{\sum_{i,j} k_{ij}} \right). \quad (10.4.26)$$

Перемещения δ и наибольшие напряжения σ_H контакте определяются согласно (3.2.11) и (3.2.12) как:

$$\delta = 2,79 \cdot 10^{-4} n_\delta \left(\sum_{i,j} k_{ij}^2 F^2 \right)^{1/3},$$

$$(10.4.27) \quad \sigma_H = p_0 = \frac{858}{n_a n_b} \left(\sum_{i,j} k_{ij}^2 F \right)^{1/3}. \quad (10.4.28)$$

В случае линейного контакта, который имеет место в роликоподшипнике, из решения контактной задачи (3.2.19) следует выражение для полуширины b площадки контакта:

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left[\frac{FC_M}{l} \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} \right]}. \quad (10.4.29)$$

При этом наибольшие напряжения в контакте в соответствии с (3.2.17) равны

$$\sigma_H = p_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi} \left[\frac{F}{lC_M} \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} \right]}. \quad (10.4.30)$$

Задача расчета деформаций роликоподшипника рассмотрена в [24]. При практических расчетах перемещений δ , принимая $E=2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu=0,3$, зависимость (3.2.24) может быть заменена степенной функцией с показателем, близким к единице, а именно

$$\delta = 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{F^{0,925}}{l^{0,85}}. \quad (10.4.31)$$

Ввиду близости показателя степени в (10.4.31) к единице часто полагают, что перемещения линейно зависят от нагрузки.

Важным критерием расчета прочности подшипника является отсутствие заметных пластических деформаций в контакте тела качения с дорожкой. Назовем это условием *статической прочности*, которое записывается в виде

$$\sigma_H \leq \sigma_{Ha}, \quad (10.4.32)$$

где σ_{Ha} - *допускаемое напряжение в контакте*, полученное из условия предельно допустимых значений пластических деформаций. В результате выполненных исследований установлено, что эти предельно допустимые значения зависят от типа контакта и равны:

- $\sigma_{Ha} = 5000$ МПа - при начальном контакте в точке;
- $\sigma_{Ha} = 3000$ МПа - при начальном контакте по линии.

Статическая грузоподъемность подшипника. Условие статической прочности (10.4.32) можно записать для подшипника в целом, введя понятие *статической грузоподъемности*, под которой будем понимать наибольшую

нагрузку (радиальную C_{0r} - для радиальных и радиально - упорных подшипников

и осевую C_{0a} - для упорно - радиальных и упорных), при приложении которой остаточная деформация наиболее нагруженного тела качения не превышает $0,0001d$. Ниже приведены рекомендованные ISO формулы расчета статической грузоподъемности подшипников разных типов.

Для радиальных и радиально - упорных шарикоподшипников из (10.4.31) и (10.4.32) в предположении о том, что радиус r_s , дорожки качения в поперечном сечении подчиняется условию $r_s \leq 0,53d_b$, можно получить

$$C_{0r} = 12,3iz d_b^2 \cos \alpha, \quad (10.4.33)$$

для сферических -

$$C_{0r} = 3,33iz d_b^2 \cos \alpha, \quad (10.4.34)$$

а для упорных и упорно - радиальных -

$$C_{0a} = 49z d_b^2 \sin \alpha. \quad (10.4.35)$$

Здесь i и z - число рядов и число тел качения в ряду соответственно.

Статическая радиальная грузоподъемность роликоподшипника по аналогии с шарикоподшипниками определяется выражением

$$C_{0r} = 21,6izl \cos \alpha, \quad (10.4.36)$$

статическая осевая грузоподъемность -

$$C_{0a} = 98,1z d_b l \sin \alpha. \quad (10.4.37)$$

Критерием расчета неподвижных подшипников и подшипников, скорость вращения которых $n \leq 10$ об/мин, является *статическая прочность*.

Условие статической прочности (10.4.32) для радиальных и радиально - упорных подшипников при радиальном нагружении можно записать в форме

$$C_{0R} > F_R.$$

В этом неравенстве статическая грузоподъемность подшипника сравнивается с наибольшим значением нормальной силы от внешней нагрузки.

Для упорных и упорно - радиальных подшипников, к оси которых приложена внешняя нагрузка в направлении этой оси, получаем

$$C_{0a} > F_a.$$

В том случае, когда подшипник имеет *смешанную нагрузку*, ее можно условно привести к эквивалентной радиальной P_{0r} (для радиальных и радиально - упорных подшипников) и осевой P_{0a} (для упорных и упорно - радиальных) силам, а критерием такого приведения является равенство нормальных напряжений в контакте. Под таким равенством мы будем понимать следующее: эквивалентная нагрузка вызывает точно такие же нормальные напряжения в контакте наиболее нагруженных тел качения, которые возникают при действительных условиях нагружения.

Условие статической прочности для смешанного контакта в радиальных и радиально - упорных подшипниках имеет вид

$$C_{0r} > P_{0r},$$

в упорных и упорно-радиальных -

$$C_{0a} > P_{0a}.$$

Числовые значения эквивалентных нагрузок P_{0r} и P_{0a} можно определить из равенства максимальных нормальных напряжений. Покажем это.

Так как для радиальных и радиально - упорных роликоподшипников при радиальном нагружении наибольшая нормальная реакция равна (10.4.11), а при смешанном - (10.4.22), то равенство наибольших нормальных реакций при радиальном (при действии эквивалентной нагрузки P_{0r}) и смешанном нагружениях определяется выражением

$$\frac{4P_{0r}}{z \cos \alpha} = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi + \frac{F_a}{z \sin \alpha},$$

или

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a; X_0 = 0,5, Y_0 = 0,25 \operatorname{ctg} \alpha \quad (10.4.38)$$

Аналогично для упорных и упорно - радиальных подшипников при эквивалентном осевом нагружении с помощью (10.4.17) получаем

$$\frac{P_{0a}}{z \sin \alpha} = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} + \frac{F_a}{z \sin \alpha},$$

или

$$P_{0a} = X_0 F_r + Y_0 F_a; X_0 = 2, Y_0 = 1. \quad (10.4.39)$$

В коэффициенты X_0 и Y_0 для радиальных и радиально - упорных шариковых подшипников можно ввести несущественные поправки, связанные с изменением угла контакта в зависимости от нагрузки. Аналогичные поправки вносятся в эти коэффициенты и для радиальных и радиально - упорных роликовых подшипников из-за погрешностей их изготовления. По этой причине в литературе встречаются слегка подкорректированные значения X_0 и Y_0 (см. таблицы 10.4.1 и 10.4.2).

Долговечность подшипника в условиях радиального нагружения.

Основной причиной выхода из строя подшипников качения является *усталостное выкрашивание* дорожек качения колец и тел качения под действием переменных контактных напряжений. Явление контактного выкрашивания представляет собой вялотекущий процесс зарождения трещины, ее роста и последующего выхода на поверхность. Это может привести к скалыванию частиц металла с поверхности контакта. Ранее было показано, что сдвиг слоев металла способен вызвать необратимые процессы появления трещин. По этой причине логично предположить, что зарождение трещины начинается с тех точек объема, где имеют место наибольшие напряжения сдвига. Перемена напряжений, вызванная вращением подшипника, запускает процесс роста трещины. Очевидно также, что линейные размеры трещины

увеличиваются с возрастанием числа циклов нагружения и напряжений сдвига. Долговечность подшипника зависит также от местоположения максимальных касательных напряжений. Чем глубже от поверхности возникают эти напряжения, тем больше времени потребуется для того, чтобы трещина вышла на поверхность и, в конечном итоге, привела к разрушению. Результат разрушения определяется прямым суммированием вероятностей образования трещины по элементам напряженного объема.

Таблица 10.4.1

Коэффициенты X_0 и Y_0 для радиальных и радиально - упорных шариковых подшипников

$\alpha, ^\circ$	Однорядные		Двухрядные	
	X_0	Y_0^{*1}	X_0	Y_0^{*1}
Радиальные шариковые				
Радиальные шариковые				
-	0,6	0,5	0,6	0,5
Радиально-упорные шариковые				
Радиально-упорные шариковые				
15	0,5	0,46	1	0,92
20	0,5	0,42	1	0,84
25	0,5	0,38	1	0,76
30	0,5	0,33	1	0,66
35	0,5	0,29	1	0,58
40	0,5	0,26	1	0,52 ∪ у - ∩ ^
45	0,5	0,22	1	0,44
Самоустанавливающиеся шариковые				
Самоустанавливающиеся шариковые				

10	0,5	$0,22ctga$	1	$0,44ctga$
*1 Величины Y_0 для промежуточных углов контакта определяются линейным интерполированием				

Таблица 10.4.2

Коэффициенты X_0 и Y_0 для радиальных и радиально - упорных роликовых подшипников

Тип подшипника	X_0	Y_0
Однорядный $\alpha \neq 0$	0,5	$0,22ctga$
Двухрядный $\alpha \neq 0$	1	$0,44ctga$

Описанные выше физические явления легли в основу разработки экспериментально - аналитических методов расчета долговечности подшипников качения. Пальмгредом и Лундбергом установлено, что вероятность безотказной работы R элементарного напряженного объема материала, участвующего в контакте, может быть определена из зависимости

$$\ln \frac{1}{R} = \frac{\tau_0^c N^e}{z_0^h}, \quad (10.4.40)$$

где c , e и h - показатели степени, определяемые экспериментально. Например, по данным Лундберга $e=10/9$ для шарикоподшипников и $e=9/8$ для роликоподшипников.

Конструктивно - геометрические параметры и параметры материала подшипника можно описать с помощью некоторого обобщенного фактора C , называемого **динамической грузоподъемностью** и определяющего нагрузочную способность подшипника в условиях переменного характера действующих напряжений. Опуская подробности преобразований после подстановки параметров, полученных в результате решения контактной задачи теории упругости, приведем зависимость долговечности подшипника L от приложенной к нему нагрузки P для шариковых подшипников:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (10.4.41)$$

и для роликовых -

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (10.4.42)$$

Долговечность здесь измеряется в миллионах оборотов, которые могут допустить девяносто подшипников из ста до момента их разрушения. Следовательно, вероятность безотказной работы для большинства подшипников принимается равной 90%. Для расчета долговечности с более высокой вероятностью разрушения необходимо выполнить пересчет.

Экспериментально установлено, что дисперсия долговечности партии подшипников подчиняется распределению Вейбулла (1.1.27), тогда вероятность R безотказной работы подшипника может быть определена из соотношения

$$\ln \ln \frac{1}{R} = e \ln L_c + \ln A ,$$

или

$$\ln \frac{1}{R} = 0,1053 \left(\frac{L_c}{L} \right)^e , \quad (10.4.43)$$

где A - константа материала; L_c - долговечность подшипника при заданной вероятности безотказной работы. Формула (10.4.43) справедлива в диапазоне $R = 0,4 \div 0,93$.

Следует отметить, что выкрашивание дорожек качения колец и связанное с этим процессом разрушение на начальном этапе приводят к увеличению вибрации в опоре, изменению ее точности, интенсивному износу, появлению шума и т. д. Это является симптомом для замены подшипника, хотя фактическое его разрушение может наступить значительно позже.

Удобно вместо долговечности L в миллионах оборотов в качестве единицы измерения использовать долговечность в часах L_h . Связь между L и L_h задается формулой

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} , \quad (10.4.44)$$

где n - скорость вращения подшипника, измеренная в оборотах в минуту.

Динамическая грузоподъемность подшипников. Как следует из проведенного выше рассмотрения, с физической точки зрения динамическая грузоподъемность представляет собой нагрузку, при приложении которой подшипник допускает один миллион оборотов до начала процесса его разрушения.

При выводе расчетных формул для динамической грузоподъемности предполагаем, что внешняя нагрузка постоянна по времени и приложена статически. Под нагрузкой мы будем понимать только радиальную силу для радиальных и радиально-упорных подшипников и только осевую - для упорных и упорно - радиальных. Этот вариант нагружения назовем *базовым вариантом*. При этом рассматривается такой случай работы радиального подшипника, при котором внутреннее кольцо вращается, а наружное установлено неподвижно. Кроме того, не учитывается изменение линейных размеров за счет возможного нагрева при повышении температуры T среды работы подшипника.

При таких допущениях радиальная грузоподъемность шариковых радиальных и радиально - упорных подшипников вычисляется как

$$C = f_c (\cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} d_b^{1,8} , \quad d_b \leq 25,4 ;$$

$$C = 3,647 f_c (\cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} d_b^{1,4} , \quad d_b > 25,4 .$$

Значения коэффициента f_c приведены в таблицах 10.4.3 - 10.4.6.

Динамическая грузоподъемность для упорных и упорно-радиальных однорядных и двойных шариковых подшипников имеет вид

$$C = f_c z^{2/3} d_b^{1,8}, \quad d_b \leq 25,4, \quad \cos \alpha = 90^\circ;$$

$$C = f_c (\cos \alpha)^{0,7} (\operatorname{tg} \alpha) z^{2/3} d_b^{1,8}, \quad d_b \leq 25,4, \quad \cos \alpha \neq 90^\circ;$$

$$C = 3,647 f_c z^{2/3} d_b^{1,4}, \quad d_b > 25,4, \quad \cos \alpha = 90^\circ;$$

$$C = 3,647 f_c (\cos \alpha)^{0,7} (\operatorname{tg} \alpha) z^{2/3} d_b^{1,4}, \quad d_b > 25,4, \quad \cos \alpha \neq 90^\circ.$$

Здесь z - число тел качения, которые воспринимают нагрузку в одном направлении при одностороннем осевом нагружении.

Таблица 10.4.3

Значения коэффициента f_c для радиальных и радиально - упорных шарикоподшипников

$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	Радиальные однорядные, радиально-упорные двухрядные и двухрядные	Радиальные двухрядные (несамоустанавливающиеся)	Радиальные сферические двухрядные
0,05	46,7	44,2	17,3
0,06	49,1	46,5	18,7
0,07	51,1	48,4	19,9
0,08	52,9	50,1	21,1
0,09	54,4	51,4	22,3
0,10	55,6	52,7	23,4
0,12	57,5	54,5	25,6
0,14	58,9	55,8	27,6
0,16	59,6	56,6	29,7
0,18	59,6	56,8	31,7
0,20	59,9	56,8	33,6
0,22	59,6	56,5	35,2
0,24	59,0	55,9	36,8
0,26	58,2	55,1	38,3
0,28	57,2	54,2	39,4
0,30	56,02	53,1	40,3
0,32	54,8	52,0	41,0
0,34	53,3	50,5	41,2
0,36	51,7	49,1	41,3
0,38	50,0	47,4	41,0
0,40	48,3	45,8	40,4

Для радиальных и радиально-упорных однорядных и двойных роликоподшипников

$$C = f_c (i l_b \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} d_b^{29/27}.$$

Для роликовых упорных и упорно - радиальных подшипников принимаем

$$C=f_c l_b^{7/9} z^{3/4} d_b^{29/27} \text{ если } \alpha = 90^\circ ;$$

$$C=f_c (l_b \cos \alpha)^{7/9} (\operatorname{tg} \alpha) z^{3/4} d_b^{29/27} \cos \alpha \neq 90^\circ .$$

Здесь l_b - длина ролика, равная длине контактной линии l .

Эквивалентная нагрузка. Под нагрузкой P , приложенной к подшипнику, в общем случае понимают приведенную, или *эквивалентную*, динамическую нагрузку. Приведенной динамической нагрузкой называют силу, которая, действуя на подшипник, обеспечивает такой же расчетный срок службы, как и при действительных условиях нагружения.

Таблица 10.4.4

Значения коэффициента f_c для упорных и упорно - радиальных шарикоподшипников

$\frac{d_b}{d_m}$ (при $\alpha=90^\circ$)	f_c для α°				$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$ (при $\alpha \neq 90^\circ$)	f_c для α°			
	90	45	60	75		90	45	60	75
0,01	36,6	42,0	39,1	37,4	0,14	81,1	84,1	78,3	-
0,02	45,2	51,7	48,0	45,9	0,16	84,3	85,1	79,3	-
0,03	51,1	58,2	54,2	51,7	0,18	87,4	85,5	79,6	-
0,04	55,7	63,2	58,9	56,1	0,20	90,2	85,4	79,6	-
0,05	59,5	67,3	62,7	59,7	0,22	92,9	84,9	-	-
0,06	62,9	70,6	65,7	62,7	0,24	95,3	84,0	-	-
0,07	65,8	73,4	68,4	65,2	0,26	97,6	82,8	-	-
0,08	68,6	75,9	70,6	67,4	0,28	100,0	81,3	-	-
0,09	71,0	77,9	72,6	69,2	0,30	102,0	79,6	-	-
0,10	73,2	79,6	74,1	70,7	0,32	103,9	-	-	-
0,12	77,4	82,4	76,7	-	0,34	105,9	-	-	-

Таблица 10.4.5

Значения коэффициентов f_c для радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников

$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	f_c
0,01	45,7	0,08	71,7	0,20	78,3
0,02	53,5	0,09	72,8	0,22	77,7
0,03	58,5	0,10	73,9	0,24	77,2
0,04	62,3	0,12	76,1	0,25	76,1
0,05	67,0	0,14	77,2	0,28	74,9
0,06	67,8	0,16	77,7	0,30	73,8
0,07	69,4	0,18	78,3		

В том случае, если условия работы и нагружения подшипника полностью

соответствуют условиям, принятым при создании модели, полагаем

- $P = F_r$ - для радиального и радиально-упорного подшипников
- $P = F_a$ - для упорного и упорно - радиального подшипников.

Если же условия работы подшипника отличаются от описанных выше, в выражения для нагрузки следует ввести ряд поправок:

- $P = F_r V K_s K_t$ - для радиального и радиально-упорного подшипников,
- $P = F_a K_s K_t$ - для упорного и упорно-радиального подшипников,

где K , и K , - соответственно коэффициент безопасности, который вводится для того, чтобы учесть динамичность приложения нагрузки и ее влияние на долговечность подшипника (таблица 10.4.7), и температурный коэффициент (таблица 10.4.8); V - кинематический коэффициент, равный $V=1$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1,2$ - наружного.

Таблица 10.4.6

Значения коэффициентов f_c для упорных и упорно-радиальных роликоподшипников

$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	f_c при α°		$\frac{d_b \cos \alpha}{d_m}$	f_c при α°	
	90	50		90	50
0,01	99,3	104,8	0,20	193,0	170,9
0,05	137,8	143,3	0,25	198,4	165,4
0,10	165,4	165,4	0,30	209,5	-
0,15	182,0	170,9			

Таблица 10.4.7

Значения коэффициента безопасности K_s

Характер нагрузки на подшипник	K_s
Спокойная нагрузка	1
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 25%	1,1 ÷ 1,2
Умеренные толчки, кратковременные перегрузки до 50%	1,3 ÷ 1,8

Задача расчета долговечности подшипника сильно усложняется, если он воспринимает радиальную F_r и осевую F_a внешние нагрузки одновременно. Вариант смешанного нагружения может быть приведен к эквивалентному базовому варианту. Критерием такого приведения служит параметр долговечности. Согласно этому критерию, долговечность смешанного нагружения должна быть такой же, что и долговечность базового варианта, к которому это смешанное нагружение приводится.

В качестве основания для приведения можно принять тот факт, что постоянная нормальная нагрузка вызывает на телах качения такое же усталостное разрушение, что и переменная нагрузка $F_{н\sigma}$, для которой сумма

кубов нормальных постоянных сил равна сумме кубов нормальных переменных нагрузок F_{ni} . К такому выводу пришел Харрис после многочисленной серии усталостных испытаний. Аналитически это условие можно записать в виде

$$F_{n1}^3 + F_{n2}^3 + F_{n3}^3 + \dots + F_{ni}^3 = \sum_{i=1}^{i=z} F_{ne}^3 = const \quad (10.4.45)$$

Проиллюстрируем сказанное выше. Рассмотрим вначале случай радиального нагружения. Если базовый вариант радиального нагружения привести к нагружению тел качения постоянной нормальной нагрузкой, то в интегральной форме такая зависимость, с учетом (10.4.11) и (10.4.45), выглядит как

$$F_{ne}^3 z = \sum_{i=1}^{i=z} F_{ni}^3 = 2 \int_0^{\pi/2} \left(\frac{4F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi \right)^3 dz. \quad (10.4.46)$$

Отсюда, полагая $dz = \frac{z d\varphi}{2\pi}$ и разрешая (10.4.46) относительно F_{ne} , получаем

$$F_{ne} = \frac{4F_r}{z \cos \alpha} \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi/2} (\cos \varphi)^3 d\varphi \right]^{1/3} = 0,6 \frac{4F_r}{z \cos \alpha} = \frac{2,4F_r}{z \cos \alpha}. \quad (10.4.47)$$

Таблица 10.4.8

Значения температурного коэффициента K_T

Рабочая температура, °C	K_T
125	1,05
150	1,1
175	1,15
200	1,25
225	1,35
250	1,4

Для смешанного нагружения процедура определения эквивалентной нагрузки принципиально не отличается от рассмотренного выше случая. Нормальная реакция текущего тела качения $F_{n\varphi}$, вычисляемая по формуле (10.4.22), приводится к эквивалентной постоянной нагрузке по результатам суммирования сумм кубов нормальных сил:

$$F_{ne}^3 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_{n\varphi}^3 d\varphi; \quad F_{n\varphi} = \frac{2F_r}{z \cos \alpha} \cos \varphi + \frac{F_a}{z \sin \alpha}. \quad (10.4.48)$$

Процедуру прямого суммирования можно упростить, заменив переменную составляющую нормального усилия ее средним значением,

равным половине амплитуды. Это существенно облегчает вычисления и приводит к результатам, близким к результатам прямого суммирования.

Учитывая сформулированные выше упрощения, случай смешанного нагружения может быть заменен постоянным нормальным нагружением, как это было сделано ранее для случая радиального нагружения базового варианта. Сравнивая результаты приведений к постоянной нагрузке, можно найти базовый режим нагружения, который эквивалентен случаю, при котором подшипник воспринимает как радиальную, так и осевую составляющие внешнего нагружения. С учетом (10.4.48) запишем

$$F_{n\phi} = \frac{F_r}{z \cos \alpha} + \frac{F_a}{z \sin \alpha} = \frac{2,4F_{re}}{z \cos \alpha}. \quad (10.4.49)$$

Окончательно выражение для расчета приведенной радиальной нагрузки приобретает вид

$$F_{re} \cong 0,4F_r + 0,4F_a \operatorname{ctg} \alpha. \quad (10.4.50)$$

Очевидно, что в условиях смешанного нагружения подшипников величину P в общем виде можно определить из уравнения

$$P = (F_r V X + F_a Y) K_s K_t, \quad (10.4.51)$$

где X и Y - коэффициенты приведения радиальной и осевой сил. Ранее было показано, что границей, отделяющей случай чисто радиального нагружения от смешанного, является параметр e . Между параметрами X, Y и e установлены следующие соотношения:

$$e = \frac{1-X}{Y}; Y = \frac{1-X}{e}.$$

При этом для роликоподшипников получаем

- $X = 0,4$ и $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$, если $\frac{F_a}{F_r V} \geq e$;
- $X = 1,0$ и $Y = 0,0$, если $\frac{F_a}{F_r V} < e$.

Для шарикоподшипников фактический угол контакта, как известно, зависит от радиального зазора и является переменной величиной, поэтому при расчете коэффициентов X и Y вводится поправочный коэффициент η , величина которого определяется выражением $\eta = 1 - 0,33 \sin \alpha$. Тогда

- $X = 1 - 0,6/\eta$ и $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha / \eta$, если $\frac{F_a}{F_r V} \geq e$;
- $X = 1,0$ и $Y = 0,0$, если $\frac{F_a}{F_r V} < e$.

Коэффициенты X и Y и параметр e для различных типов подшипников приведены в таблицах 10.4.9 - 10.4.11.

По аналогии с радиально - упорными подшипниками можно привести

результаты расчетов коэффициентов приведения для упорных и упорно-радиальных роликовых подшипников.

Таблица 10.4.9

Значения коэффициентов X, Y и V для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$\alpha, ^\circ$	$\frac{F_a^{*1}}{C_0}$	V		X*1			Y*1	
		по отношению к вектору нагрузки внутреннее кольцо:		однорядные*2	двухрядные*3		однорядные*2	двухрядные*2
		Вращается	неподвижно	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$
<i>Радиальные однорядные</i>								
-	0,014 0,028 0,056 0,084 0,11 0,17 0,28 0,42 0,56	1	1 1 11,2	0,56	1	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	
<i>Радиально - упорные</i>								
<i>Радиально-упорные парные</i>								

10	0,014 0,029 0,057 0,086 0,11 0,17 0,29 0,43 0,57	1	1,2	0,46	1	0,75	1,68 1,71 1,52 1,41 1,34 1,23 1,10 1,01 1,00	
15	0,015 0,029 0,058 0,087 0,12 0,17 0,29 0,44 0,58	1	1,2	0,44	1	0,72	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	
20		1	1,2	0,43	1	0,70	1,00	
25		1	1,2	0,41	1	0,67	0,87	
30	-	1	1,2	0,39	1	0,63	0,76	
35		1	1,2	0,37	1	0,60	0,66	
40		1	1,2	0,35	1	0,57	0,57	
<i>Радиальные сферические двухрядные</i>								
-	-	1	1	0,40	1	0,65	0,4 ctgα	

*1 Значения X, Y и e для нагрузок или углов контакта, не указанных в табл. 10.4.9, определяют линейной интерполяцией.

*1 Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимают X=1, Y=1.

При определении эквивалентной нагрузки на однорядные сдвоенные радиально-упорные подшипники, обращенные друг к другу: одноименными торцами колец (типы 236000, 246000, 26600, 33600, 34600, 36600) принимают значения X и Y, как для двухрядных подшипников; разноименными торцами колец (типы 436000, 446000, 460000) принимают значения X и Y, как для однорядных подшипников.

*3 Только для двухрядных подшипников симметричной конструкции.

Таблица 10.4.10

Коэффициенты X и Y для упорных и упорно - радиальных шариковых подшипников

α°	X	Y	X	Y	X	Y	e
	Одинарные ^{*1}		Двойные				
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
50	0,73		1,37	0,57	0,73		1,49
55	0,81		1,60	0,56	0,81		1,79
760	0,92		1,90	0,55	0,92		2,17
65	1,06	1	2,30	0,54	1,06	1	2,68
70	1,28		2,90	0,53	1,28		3,43
75	1,66		3,89	0,52	1,66		4,67
80	2,43		5,86	0,52	2,43		7,09
85	4,80		11,75	0,51	4,80		14,29

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$
*1 $\frac{F_a}{F_r}$ не применять для одинарных подшипников

Таблица 10.4.11

Значения коэффициентов V, X и Y для радиальных и радиально-упорных роликоподшипников

Типы подшипников	V		X ^{*1}			
	Внутреннее кольцо по отношению к вектору нагрузки		Однорядные		Двухрядные	
	вращается	неподвижно	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$
Сферические и конические $\alpha \neq 0$	1	1,2	1	0,4	1	0,67
Типы подшипников	Y ^{*1}					e
	Однорядные		Двухрядные		Однорядные и двухрядные	
	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
Сферические и конические $\alpha \neq 0$	0	0,4ctg α	0,45ctg α		0,67ctg α	1,5ctg α

*1 Для $F_a=0$; Y=0 и X=1.

Расчет подшипников при переменных во времени внешних нагрузках.

Режим нагружения, при котором внешняя нагрузка на подшипник меняется во времени, называется *переменным* (рис. 2.10.12). Если расчет такого

подшипника в переменном режиме вести по максимальным нагрузкам, то его долговечность оказывается существенно меньше фактической. По этой причине в расчетах следует учитывать также характер внешнего нагружения.

Как показано ранее, наиболее просто это сделать, используя гистограмму относительного нагружения. Гистограмма, замененная плавной функцией, называется *графиком нагрузки*.

Учет переменности нагружения можно выполнить, используя гипотезу линейного суммирования. С этой целью определим долговечности подшипника при текущих значениях нагрузки как

$$L_1 = \left(\frac{C}{P_1}\right)^m, L_2 = \left(\frac{C}{P_2}\right)^m, \dots, L_i = \left(\frac{C}{P_i}\right)^m, \quad (10.4.52)$$

где m - показатель степени, причем $m=3$ для шарикоподшипников и $m=10/3$ для роликоподшипников.

Если фактическое время работы при текущей нагрузке выразить через число оборотов подшипника (равное числу циклов нагружения) и обозначить соответственно через $N_1, N_2, N_3, \dots, N_i$, то, согласно гипотезе линейного суммирования, можно записать

$$\frac{N_1}{L_1} + \frac{N_2}{L_2} + \frac{N_3}{L_3} + \dots + \frac{N_i}{L_i} + \dots = 1. \quad (10.4.53)$$

Выражение (10.4.53) с учетом (10.4.52) переписывается в форме

$$N_1 P_1^m + N_2 P_2^m + N_3 P_3^m + \dots + N_i P_i^m + \dots = N P_e^m,$$

или

$$P_e = \sqrt[m]{\frac{P_1^m N_1 + P_2^m N_2 + P_3^m N_3 + \dots + P_i^m N_i + \dots}{N}}.$$

Здесь N - полное число оборотов (число циклов нагружения) за все расчетное время работы подшипника; P_e - приведенная нагрузка, равнопрочная по критерию выносливости случаю переменного нагружения.

Так как число циклов нагружения пропорционально произведению $n_i t_i$ то

$$P_e = \sqrt[m]{\left(\frac{P_1^m n_1 t_1 + P_2^m n_2 t_2 + P_3^m n_3 t_3 + \dots + P_i^m n_i t_i + \dots}{n_m t}\right)}, \quad (10.4.54)$$

где n_m - среднее число оборотов подшипника; t - полное время работы подшипника; t_i - время действия текущей нагрузки.

При постоянной скорости вращения подшипника имеем

$$P_e = \sqrt[m]{\left(\frac{P_1^m t_1 + P_2^m t_2 + P_3^m t_3 + \dots + P_i^m t_i + \dots}{t}\right)}. \quad (10.4.55)$$

Выражение (10.4.55) можно записать в интегральной форме как

$$P_e = \sqrt[m]{\frac{1}{t} \left(\int_0^t P^m dt \right)}. \quad (10.4.56)$$

Интегральная форма (10.4.56) более полно описывают долговечность подшипника, нагруженного переменной внешней нагрузкой.