

Применение подшипников

Подшипниковые узлы	160
Фиксирующие и нефиксирующие подшипниковые узлы	160
Регулируемые подшипниковые узлы.....	162
«Плавающие» подшипниковые узлы	162
Радиальная фиксация подшипников	164
Выбор посадки.....	164
Рекомендуемые посадки.....	167
Таблицы рекомендуемых посадок	167
Таблицы допусков	172
Посадки для полых валов	172
Точность размеров, формы и взаимного расположения посадочных мест подшипников	194
Шероховатость поверхности посадочных мест подшипников	198
Дорожки качения на валах и в корпусах.....	198
Осевая фиксация подшипников	199
Способы фиксации	199
Размеры опор и галтелей.....	202
Конструирование сопряженных деталей	204
Предварительный натяг подшипников	206
Типы преднатяга.....	207
Эффект преднатяга подшипников	208
Определение силы преднатяга	208
Методика регулировки.....	212
Преднатяг при помощи пружин	216
Поддержание правильного преднатяга	216
Подшипники для узлов с преднатягом	217
Узлы уплотнений	218
Типы уплотнений	218
Выбор типа уплотнения.....	219
Встроенные уплотнения подшипников.....	221
Внешние уплотнения.....	223

Подшипниковые узлы

Обычно для опоры вращающейся детали машины, например, вала, требуются два подшипника для фиксации его положения в радиальном и осевом направлении относительно неподвижной части машины, например, корпуса. В зависимости от назначения, нагрузки, требуемой точности вращения и экономических соображений опоры вращающихся валов могут состоять из:

- фиксирующих и нефиксирующих подшипниковых узлов
- регулируемых подшипниковых узлов
- «плавающих» подшипниковых узлов.

Подшипниковые узлы, состоящие из одного подшипника, способного воспринимать радиальные, осевые и моментные нагрузки, например, шарнирного соединения, в настоящем каталоге не рассматриваются. При необходимости разработки таких узлов советуем обратиться в техническую службу SKF.

Фиксирующие и нефиксирующие подшипниковые узлы

Фиксирующий подшипник, установленный на одном конце вала, обеспечивает радиальную опору вала и одновременно его двухстороннюю осевую фиксацию. Поэтому положение такого подшипника должно быть зафиксировано как на валу, так и в корпусе. Для этой цели подходят радиальные подшипники, способные нести комбинированные нагрузки, например, радиальные шарикоподшипники, двухрядные или спаренные однорядные радиально-упорные шарикоподшипники, самоустанавливающиеся шарикоподшипники, сферические роликоподшипники или спаренные конические роликоподшипники. Комбинации радиальных подшипников, способных воспринимать чисто радиальную нагрузку, например, цилиндрических роликоподшипников, имеющих одно неотбортованное кольцо, с радиальным шарикоподшипником, шарикоподшипником с четырехточечным контактом или двойным упорным подшипником, могут также использоваться в качестве фиксирующего подшипника. В таком случае второй подшипник обеспечивает осевую фиксацию в обоих направлениях, однако для этого он

Рис. 1

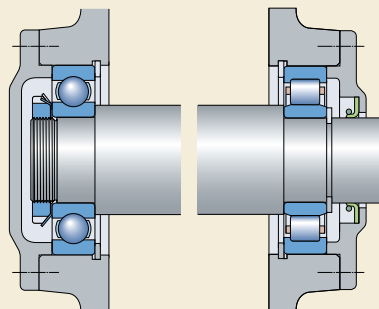


Рис. 2

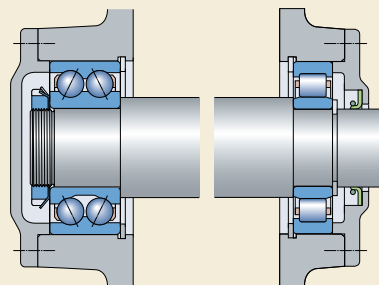


Рис. 3

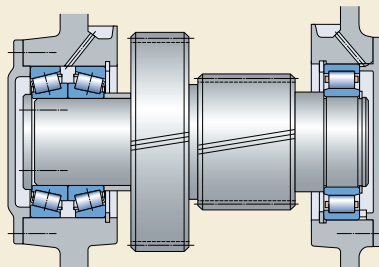
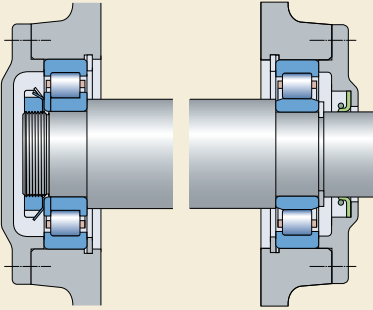


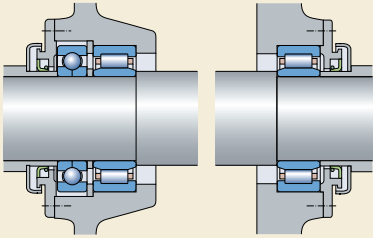
Рис. 4



должен иметь радиальную свободу (т.е. должен иметь посадку с гарантированным зазором) в корпусе.

Нефиксирующий подшипник, установленный на другом конце вала, обеспечивает только радиальную фиксацию. Он также должен обеспечивать осевое смещение, чтобы подшипники не создавали взаимного напряжения, например, в случае изменения длины вала в результате его теплового расширения. Осевое смещение внутри подшипника может происходить в игольчатых роликоподшипниках, цилиндрических роликоподшипниках типа NU и N и торoidalных роликоподшипниках CARB или между одним из колец подшипника и его посадочным местом, желательно между наружным кольцом и его посадочным местом в отверстии корпуса.

Рис. 5

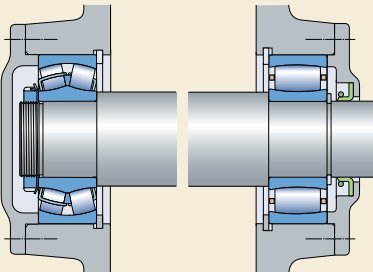


Ниже приведено описание популярных комбинаций фиксирующих/нефиксирующих подшипников.

Для жестких подшипниковых узлов, где осевые смещения «без трения» осуществляются внутри подшипника, можно использовать следующие комбинации:

- радиальный шарикоподшипник/цилиндрический роликоподшипник (→ рис. 1)
- двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник/цилиндрический роликоподшипник (→ рис. 2)
- спаренные однорядные конические роликоподшипники/цилиндрический роликоподшипник → рис. 3)
- цилиндрический роликоподшипник типа NUP/цилиндрический роликоподшипник типа NU (→ рис. 4)
- цилиндрический роликоподшипник типа NU и шарикоподшипник с четырехточечным контактом/цилиндрический роликоподшипник типа NU (→ рис. 5).

Рис. 6



Для указанных комбинаций подшипников величина углового перегиба вала должна быть минимальной. Если это невозможно, целесообразно использовать комбинации самоустанавливающихся подшипников, которые способны компенсировать указанный перегиб, а именно:

- самоустанавливающийся шарикоподшипник/торoidalный роликоподшипник CARB или

Применение подшипников

- сферический роликоподшипник/ториодальный роликоподшипник CARB (→ рис. 6).

Способность данных узлов компенсировать как угловые перекосы, так и осевые смещения позволяет избежать возникновения внутренних осевых сил в подшипниковой системе.

В подшипниковых узлах с вращающейся нагрузкой на внутреннем кольце, где изменения длины вала должны компенсироваться между подшипником и его посадочным местом, осевое смещение должно происходить между наружным кольцом подшипника и корпусом. Наиболее распространенные комбинации включают:

- радиальный шарикоподшипник/радиальный шарикоподшипник (→ рис. 7)
- самоустанавливающийся шариковый или сферический роликовый подшипник/самоустанавливающийся шариковый или сферический роликоподшипник (→ рис. 8)
- согласованные однорядные радиально-упорные подшипники/радиальный шарикоподшипник (→ рис. 9).

Регулируемые подшипниковые узлы

В регулируемых подшипниковых узлах осевая фиксация вала в одном направлении осуществляется одним подшипником, а в другом направлении – вторым подшипником. Такая схема называется «перекрестной фиксацией» и, как правило, используется для коротких валов. Для этой цели пригодны все типы радиальных подшипников, способных восприни-

мать осевые нагрузки, по крайней мере в одном направлении, включая:

- радиально-упорные шарикоподшипники (→ рис. 10)
- конические роликоподшипники (→ рис. 11).

В определенных случаях, когда для узлов с перекрестной фиксацией используются однорядные радиально-упорные шарикоподшипники или конические роликоподшипники, может потребоваться предварительный натяг (→ стр. 206).

«Плавающие» подшипниковые узлы

Плавающие подшипниковые узлы также имеют перекрестную фиксацию и подходят для тех случаев, когда требования, предъявляемые к осевой фиксации, не очень высоки или когда другие детали, установленные на валу, служат для его осевой фиксации.

Подходящими подшипниками для этого типа подшипникового узла являются:

- радиальные шарикоподшипники (→ рис. 12)
- самоустанавливающиеся шарикоподшипники или
- сферические роликоподшипники.

Для таких узлов важно, чтобы одно кольцо каждого подшипника могло перемещаться на своем посадочном месте, желательно, чтобы это было наружное кольцо в корпусе. Плавающий подшипниковый узел можно также получить из двух цилиндрических роликоподшипников типа NJ со смещенными внутренними кольцами (→ рис. 13). В этом случае осевое перемещение может происходить внутри подшипника.

Рис. 7

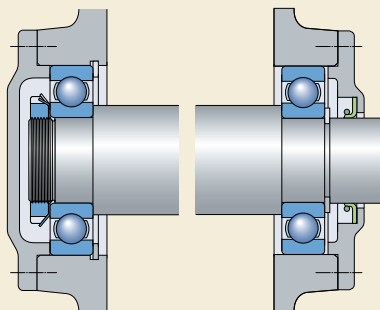


Рис. 8

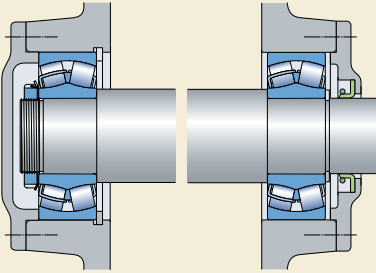


Рис. 11

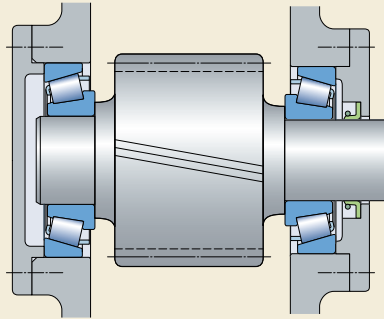


Рис. 9

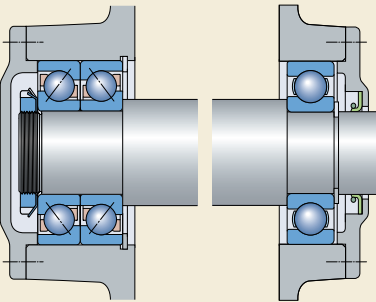


Рис. 12

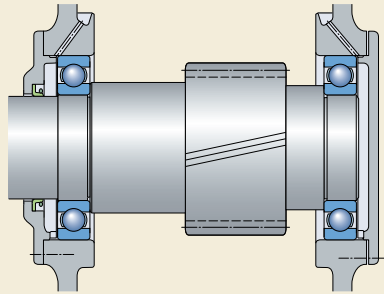


Рис. 10

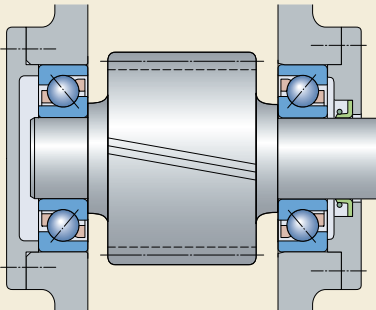
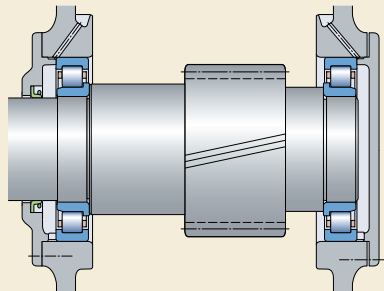


Рис. 13



Радиальная фиксация подшипников

Для полной реализации грузоподъемности подшипника его кольца должны иметь полную опору по всей окружности и по всей ширине дорожки качения. Такая опора должна быть жесткой и может быть обеспечена цилиндрической или конической посадочной поверхностью или, у колец упорного подшипника, плоской (ровной) опорной поверхностью. Это означает, что посадочные места подшипников должны быть обработаны с достаточной точностью, а их поверхность не должна прерываться канавками, отверстиями и т.п. Кроме того, кольца подшипника должны быть надежно зафиксированы, чтобы исключить возможность их проворота на посадочных местах под воздействием нагрузки.

В целом, удовлетворительная радиальная фиксация и достаточная опора может быть достигнута лишь в том случае, если кольца посажены с достаточной степенью натяга. Недостаточно прочно или неправильно закрепленные кольца, как правило, приводят к повреждению подшипников и сопряженных деталей. Однако, при необходимости простого монтажа и демонтажа или осевого смещения нефиксирующего подшипника использование посадки с натягом не всегда возможно. В тех случаях, когда требуется свободная посадка, необходимо предпринять специальные меры предосторожности для ограничения неизбежного износа в результате проворота колец, например, путем поверхностной закалки посадочных мест и опор подшипников, смазывания сопряженных поверхностей и удаления частиц износа через специальные канавки или прорезания пазов в торцовых поверхностях колец под шпонки или другие фиксирующие устройства.

Выбор посадки

При выборе посадки необходимо учитывать как факторы, рассматриваемые в данном разделе, так и приводимые общие рекомендации.

1. Условия вращения

Условия вращения относятся к кольцу подшипника и рассматриваются применительно к направлению нагрузки (→ таблица 1). В основ-

ном, существуют три разных условия: «вращающаяся нагрузка», «неподвижная нагрузка» и «нагрузка неопределенного направления».

Нагрузка считается «вращающейся», если вращается кольцо подшипника при неподвижной нагрузке или кольцо неподвижно, а нагрузка вращается таким образом, что все точки дорожки качения подвергаются нагрузке в ходе одного оборота. Тяжелые нагрузки, которые не вращаются, но постоянно меняют направление, например, нагрузки на подшипники шатунов и штоков, как правило, считаются вращающимися нагрузками.

При посадке с гарантированным зазором кольцо подшипника, подвергаемое вращающейся нагрузке, поворачивается (или «гуляет») на посадочном месте, что приводит к износу и контактной коррозии поверхностей. Для предотвращения этого явления необходимо использовать посадку с натягом. Степень натяга зависит от условий эксплуатации (→ пункты 2 и 4 ниже).

Нагрузка считается «неподвижной», если кольцо подшипника неподвижно и нагрузка также неподвижна или если кольцо и нагрузка вращаются с одной и той же скоростью таким образом, что нагрузка всегда направлена в одно и то же место на дорожке качения. Поскольку в таких условиях кольцо подшипника обычно не поворачивается на своем посадочном месте, оно не обязательно должно устанавливаться с натягом, если такой натяг не требуется в силу других причин.

Нагрузка неопределенного направления соответствует различным внешним нагрузкам, ударным нагрузкам, вибрациям и колебаниям, возникающим в высокоскоростных машинах и вызывающим изменения в направлении нагрузки, не поддающиеся точному описанию. При невозможности определения направления нагрузки, а также в условиях тяжелых нагрузок желательно, чтобы оба кольца имели посадку с натягом. Для внутреннего кольца обычно используется величина натяга, рекомендуемая для вращающейся нагрузки. Однако если наружное кольцо устанавливается со свободной посадкой для осевого перемещения внутри корпуса в условиях не слишком большой нагрузки, можно использовать несколько более свободную посадку, чем та, что рекомендуется для вращающейся нагрузки.

2. Величина нагрузки

По мере увеличения нагрузки посадка внутреннего кольца подшипника ослабляется из-за деформации кольца. Под воздействием вращающейся нагрузки кольцо может начать проворачиваться. Поэтому степень его натяга должна соответствовать величине нагрузки. Чем больше нагрузка, особенно ударная нагрузка, тем большая степень натяга требуется (→ рис. 14). Следует также принять во внимание ударные нагрузки и вибрацию.

Величина нагрузки определяется как:

- $P \leq 0,05 C$ – легкая нагрузка
- $0,05 C < P \leq 0,1 C$ – нормальная нагрузка
- $0,1 C < P \leq 0,15 C$ – тяжелая нагрузка
- $P > 0,15 C$ – очень тяжелая нагрузка.

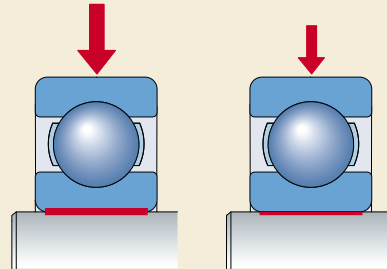


Таблица 1

Условия вращения и нагружения				
Условия работы	Схематическое изображение	Условие нагружения	Пример	Рекомендуемые посадки
Вращается внутреннее кольцо Неподвижное наружное кольцо Постоянное направление нагрузки		Вращающаяся нагрузка на внутреннем кольце Неподвижная нагрузка на наружном кольце	Валы с ременным приводом	Посадка с натягом внутреннего кольца Свободная посадка наружного кольца
Неподвижное внутреннее кольцо Вращающееся наружное кольцо Постоянное направление нагрузки		Неподвижная нагрузка на внутреннем кольце Вращающаяся нагрузка на наружном кольце	Опоры конвейеров Ступичные подшипники автомобилей	Свободная посадка внутреннего кольца Посадка с натягом наружного кольца
Вращается внутреннее кольцо Неподвижное наружное кольцо Нагрузка вращается с внутренним кольцом		Неподвижная нагрузка на внутреннем кольце Вращающаяся нагрузка на наружном кольце	Вибромашины Вибросита или двигатели	Посадка с натягом наружного кольца Свободная посадка внутреннего кольца
Неподвижное внутреннее кольцо Вращается наружное кольцо Нагрузка вращается с наружным кольцом		Вращающаяся нагрузка на внутреннем кольце Неподвижная нагрузка на наружном кольце	Конусная дробилка Приводы каруселей	Посадка с натягом внутреннего кольца Свободная посадка наружного кольца

3. Внутренний зазор подшипника

Посадка подшипника на вал или в корпус с натягом означает, что кольцо подвергается упругой деформации (растягивается или сжимается), при этом внутренний зазор подшипника уменьшается. Однако определенный минимальный зазор должен оставаться (→ раздел «Внутренний зазор подшипника» на **стр. 137**). Величина начального зазора и допустимая величина его уменьшения зависит от типа и размера подшипника. Уменьшение зазора, вызываемое посадкой с натягом, может быть настолько большим, что для предотвращения преднатяга подшипника при работе может возникнуть необходимость использования подшипников с начальным зазором больше нормального (→ **рис. 15**).

4. Температурные условия

Во многих случаях наружное кольцо имеет более низкую рабочую температуру, чем внутреннее кольцо. Это может привести к уменьшению внутреннего зазора (→ **рис. 16**).

В процессе эксплуатации кольца подшипника обычно нагреваются больше, чем детали, на которых они посажены. Это может вызвать ослабление посадки внутреннего кольца на его посадочном месте и расширение наружного кольца, которое способно препятствовать требуемому осевому перемещению этого кольца в его корпусе. Ослабление посадки внутреннего кольца также может быть вызвано высокой стартовой частотой вращения подшипника или трением уплотнения.

В связи с этим необходимо обращать особое внимание на разницу температур и направление теплового потока в подшипниковом узле.

5. Требования к точности вращения

Для уменьшения деформации и вибраций посадка с натягом, как правило, не используется для подшипников, от которых требуется повышенная точность вращения. Посадочные места подшипника на валу и в корпусе должны обрабатываться с узкими допусками по размерам, соответствующими по крайней мере 5 качеству для валов и 6 качеству для корпуса. Допуски цилиндричности также должны быть весьма жесткими (→ **таблица 11, стр. 196**).

6. Конструкция и материал вала и корпуса

Посадка кольца подшипника на его посадочное место не должна приводить к неравномерной

Рис. 15

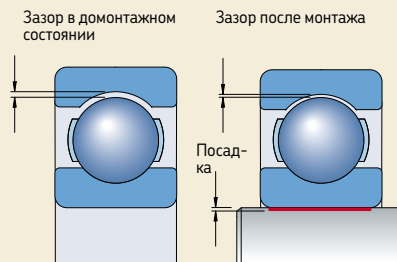
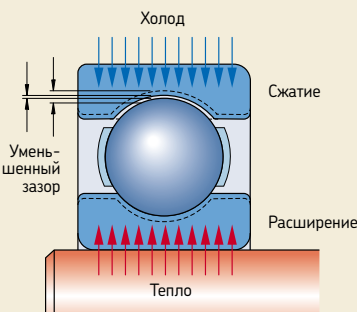


Рис. 16



деформации (некруглости) кольца, которая может быть вызвана разрывом сплошности посадочной поверхности. По этой причине разъемные корпуса, как правило, не годятся для тех случаев, когда наружные кольца должны иметь большую степень натяга, а выбранный допуск превышает плотность посадки, обеспечиваемую полем допусков H (или самое большое K). Для обеспечения достаточной опоры колец подшипника, установленных в тонкостенных корпусах, корпусах из легких сплавов или на полых валах, должны использоваться более плотные посадки, чем те, что обычно рекомендуются для толсто-стенных стальных или чугуновых корпусов или сплошных валов (→ раздел «Посадки для полых валов на **стр. 172**»). Кроме того, в неко-

торых случаях более легкие посадки могут потребоваться для определенных материалов валов.

7. Простота монтажа и демонтажа

Подшипники, имеющие посадку с гарантированным зазором, как правило, более просты в монтаже и демонтаже, чем подшипники, имеющие посадку с натягом. В тех случаях, когда условия эксплуатации вынуждают использовать посадку с натягом и при этом требуется обеспечить простоту монтажа и демонтажа, можно использовать разборные подшипники или подшипники с коническим отверстием. Подшипники с коническим отверстием можно монтировать как непосредственно на коническое посадочное место на валу, так и при помощи закрепительных или стяжных втулок на гладкие или ступенчатые цилиндрические валы (→ **рис. 26, 27 и 28, стр. 201**).

8. Смещение нефиксирующих подшипников

При использовании неразборных подшипников в качестве нефиксирующих опор важно, чтобы в процессе эксплуатации одно из колец подшипника могло свободно смещаться в осевом направлении. Это обеспечивается за счет посадки с гарантированным зазором кольца, несущего неподвижную нагрузку (→ **рис. 20, стр. 199**). Если наружное кольцо находится под воздействием неподвижной нагрузки и его осевое смещение происходит внутри отверстия корпуса, на наружное кольцо нередко устанавливают закаленную промежуточную втулку, например, в тех случаях, когда используются корпуса из легких сплавов. Этот способ позволяет избежать повреждения посадочной поверхности корпуса из-за более низкой твердости материала; в противном случае осевое смещение со временем было бы затруднено или полностью заблокировано.

При использовании цилиндрических роликоподшипников, имеющих одно неотбортованное кольцо, игольчатых роликоподшипников или тороидальных роликоподшипников CARB оба кольца подшипника могут устанавливаться с натягом, т.к. осевое смещение происходит внутри подшипника.

Рекомендуемые посадки

Допуски диаметра отверстия и наружного диаметра подшипников качения соответствуют

международным стандартам (→ раздел «Допуски» на **стр. 120**).

Для достижения гарантированного натяга или зазора при посадке подшипников с цилиндрическим отверстием и цилиндрической наружной поверхностью из системы допусков и посадок ISO выбираются подходящие поля допусков для посадочных мест на валу и в отверстии корпуса. Для подшипниковых узлов количество выбираемых полей допусков ISO ограничено. Расположение наиболее часто используемых полей допусков по отношению к допускам на диаметр отверстия и наружный диаметр стандартных метрических подшипников приведено на **рис. 17, стр. 168**.

Подшипники с коническим отверстием монтируются либо непосредственно на конические посадочные места на валу, либо на закрепительных или стяжных конических втулках, которые устанавливаются на цилиндрических валах. В таких случаях посадка внутреннего кольца подшипника регламентируется не выбранным допуском вала, как в случае подшипников с цилиндрическим отверстием, а расстоянием смещения кольца подшипника на его коническом посадочном месте или втулке. При этом необходимо соблюдать специальные меры предосторожности по предотвращению уменьшения внутреннего зазора, указанные в разделах «Самоустанавливающиеся шарикоподшипники», «Сферические роликоподшипники» и «Тороидальные роликоподшипники CARB».

При установке подшипников при помощи закрепительных или стяжных втулок допускается увеличение допусков на диаметр посадочного места вала, однако допуски на цилиндричность должны быть ужесточены (→ раздел «Точность размеров, формы и вращения посадочных мест подшипников» на **стр. 194**).

Таблицы рекомендуемых посадок

Перечень рекомендованных посадок для сплошных стальных валов приведен в следующих таблицах:

Таблица 2: Радиальные подшипники с цилиндрическим отверстием

Таблица 3: Упорные подшипники

Применение подшипников

Для чугунных и стальных корпусов

Таблица 4: Радиальные подшипники – неразъемные корпуса

Таблица 5: Радиальные подшипники – разъемные или неразъемные корпуса

Таблица 6: Упорные подшипники

Данные рекомендации действительны для современных подшипников и базируются на общих сведениях по выбору посадок, приведенных выше. Опыт эксплуатации показывает, что они действительны для различных областей применения и типов подшипниковых узлов. Современные подшипники способны воспринимать гораздо большие нагрузки по сравнению со стандартными подшипниками предыдущих поколений, и рекомендации отражают эти более тяжелые условия применения. Таблицы рекомендуемых допусков отверстия корпуса также содержат информацию о возможности осевого перемещения

наружного кольца в отверстии корпуса. Эта информация позволяет убедиться в правильности выбора допуска для используемых в качестве нефиксирующих опор неразборных подшипников, которые не способны компенсировать осевое смещение за счет внутреннего плавания.

Примечание

Для подшипников из нержавеющей стали действуют допуски, указанные в **табл. 2** и **6** на **стр. 169** и **171**, однако должны быть учтены ограничения, указанные в сносках ²⁾ и ³⁾ к **табл. 2**. Сноска ¹⁾ к **табл. 2** не действует в отношении подшипников из нержавеющей стали. При необходимости более плотных допусков, чем те, что указаны в **табл. 2**, обращайтесь в техническую службу SKF. Кроме того, в некоторых случаях, необходимо учитывать начальный зазор в подшипнике, например, при использовании валов из нержавеющей стали в условиях повышенных температур.

Рис. 17

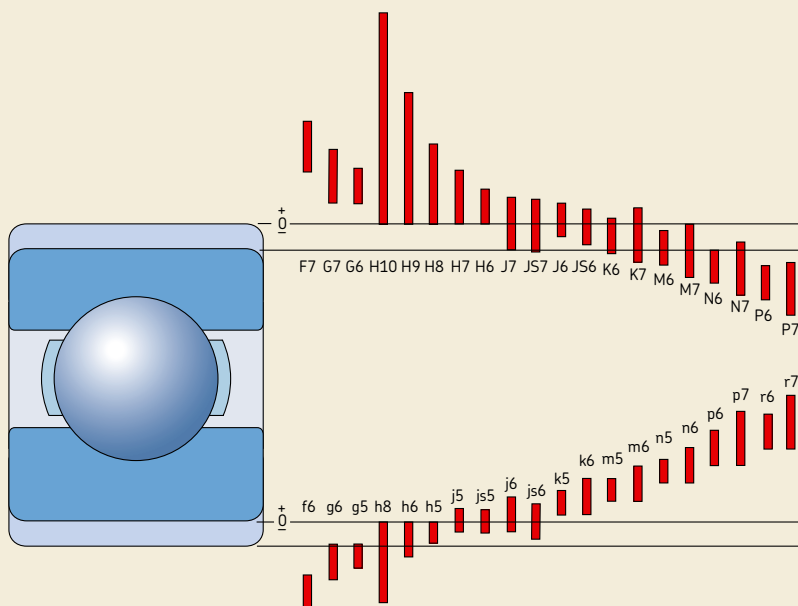


Таблица 3

Посадки для сплошных стальных валов		
Упорные подшипники		
Условия	Диаметр вала, мм	Допуск
Только осевые нагрузки		
Упорные шарикоподшипники	—	h6
Цилиндрические роликоподшипники	—	h6 (h8)
Комплекты цилиндрических упорных роликов с сепаратором	—	h8
Комбинированные радиально-осевые нагрузки, действующие на сферические упорные роликоподшипники		
Неподвижная нагрузка на тугое кольцо	≤ 250 > 250	j6 js6
Вращающаяся нагрузка на тугое кольцо или неопределенное направление нагрузки	≤ 200 (200) до 400 > 400	k6 m6 n6

Таблица 4

Посадки для чугунных и стальных корпусов			
Радиальные подшипники – неразъемные корпуса			
Условия	Примеры	Допуск ¹⁾	Смещение наружного кольца
Вращающаяся нагрузка на наружное кольцо			
Тяжелые нагрузки на подшипники в тонкостенных корпусах, тяжелые ударные нагрузки (P > 0,1 C)	Ступичные роликоподшипники, подшипники нижней головки шатуна	P7	Не допускается
Нормальные и тяжелые нагрузки (P > 0,05 C)	Ступичные шарикоподшипники, подшипники нижн. головки шатуна, колеса подвижных кранов	N7	Не допускается
Легкие и переменные нагрузки (P ≤ 0,05 C)	Опоры конвейеров, желобчатые и натяжные шкивы	M7	Не допускается
Неопределенное направление нагрузки			
Тяжелые ударные нагрузки	Тяговые электродвигатели	M7	Не допускается
Нормальные и тяжелые нагрузки (P > 0,05 C), осевое смещение наружного кольца не обязательно	Электродвигатели, насосы, подшипники коленчатых валов	K7	Как правило, не допускается
Точное или малошумное вращение²⁾			
Шарикоподшипники	Небольшие электродвигатели	J6 ³⁾	Допускается
Конические роликоподшипники	При регулировке через наружное кольцо	JS5	—
	Осевая фиксация наружного кольца	K5	—
	Вращающаяся нагрузка на наружное кольцо	M5	—

¹⁾ Для шарикоподшипников D ≤ 100 мм предпочтителен допуск IT6, который также рекомендуется для подшипников с тонкостенными кольцами, например, серии диаметра 7, 8 и 9. Для этих серий рекомендуется допуск цилиндричности IT4

²⁾ Для прецизионных подшипников, имеющих класс точности P5 или выше, действуют другие рекомендации (→ каталог SKF «Прецизионные подшипники»)

³⁾ Если требуется легкое перемещение, вместо J6 следует использовать H6

Таблица 5

Посадки для чугунных и стальных корпусов			
Радиальные подшипники – разъемные и неразъемные корпуса			
Условия	Примеры	Допуски ¹⁾	Смещение наружного кольца
Направление нагрузки неопределенно			
Легкая и нормальная нагрузка, ($P \leq 0,1 C$), осевое смещение наружного кольца допускается	Электродвигатели средних размеров, машины, насосы, подшипники коленчатых валов	J7	Как правило, допускается
Неподвижная нагрузка на наружное кольцо			
Все виды нагрузки	Общее машиностроение, ж.д. буксы	H7 ²⁾	Допускается
Легкие и нормальные нагрузки ($P \leq 0,1 C$) и простые условия работы	Общее машиностроение	H8	Допускается
Теплопроводимость через вал	Сушильные цилиндры, крупные электромашин со сферическими	G7 ³⁾	Допускается
<p>¹⁾ Для шарикоподшипников $D \leq 100$мм предпочтителен допуск IT6, который также рекомендуется для подшипников с тонкостенными кольцами, например, серии диаметра 7, 8 и 9. Для этих серий рекомендуется допуск цилиндричности IT4</p> <p>²⁾ Для крупногабаритных подшипников ($D > 250$ мм) и при разнице температур между наружным кольцом и корпусом > 10 °C вместо H7 следует использовать G7</p> <p>³⁾ Для крупногабаритных подшипников ($D > 250$ мм) и при разнице температур между наружным кольцом и корпусом > 10 °C вместо G7 следует использовать F7</p>			

Таблица 6

Посадки для чугунных и стальных корпусов		
Упорные подшипники		
Условия	Допуски	Примечания
Только осевые нагрузки		
Упорные шарикоподшипники	H8	Для менее точных подшипниковых узлов допускается радиальный зазор до $0,001 D$
Цилиндрические упорные роликоподшипники	H7 (H9)	
Комплекты цилиндрических упорных роликов с сепаратором	H10	
Сферические упорные роликоподшипники, где радиальная фиксация осуществляется отдельными подшипниками	–	Свободное кольцо должно иметь достаточную величину радиального зазора, чтобы исключить действие радиальной нагрузки на упорные подшипники
Комбинированные радиально-осевые нагрузки на сферических роликоподшипниках		
Неподвижная нагрузка на свободное кольцо	H7	См. также «Конструирование сопряженных деталей» в разделе «Сферические упорные роликоподшипники» на стр. 881
Вращающаяся нагрузка на свободное кольцо	M7	

Таблицы допусков

Величины допусков на диаметры вала и отверстия корпуса, приведенные в **таблица 7 и 8**, позволяют установить следующие характеристики посадки

- верхние и нижние предельные отклонения диаметра отверстия и наружного диаметра подшипников нормального класса точности
- верхние и нижние предельные отклонения диаметра вала и отверстия корпуса согласно стандарту ISO 286-2:1988
- наименьшие и наибольшие величины теоретического натяга (+) или зазора (-) в посадке
- наименьшие и наибольшие величины вероятного натяга (+) или зазора (-) в посадке

Соответствующие величины допусков посадочных мест подшипников на валах приведены в следующих таблицах

e7, f5, f6, g5, g6

в **таблице 7а, стр. 174 и 175**

h5, h6, h8, h9, j5

в **таблице 7б, стр. 176 и 177**

j6, js5, js6, js7, k4

в **таблице 7с, стр. 178 и 179**

k5, k6, m5, m6, n5

в **таблице 7д, стр. 180 и 181**

n6, p6, p7, r6, r7

в **таблице 7е, стр. 182 и 183**

Соответствующие величины допусков для посадочных мест подшипников в корпусах приведены в следующих таблицах

F7, G6, G7, H5, H6

в **таблице 8а, стр. 184 и 185**

H7, H8, H9, H10, J6

в **таблице 8б, стр. 186 и 187**

J7, JS5, JS6, JS7, K5

в **таблице 8с, стр. 188 и 189**

K6, K7, M5, M6, M7

в **таблице 8д, стр. 190 и 191**

N6, N7, P6, P7

в **таблице 8е, стр. 192 и 193**

Допуски диаметра отверстия и наружного диаметра для подшипников нормального класса точности, для которых были рассчитаны предельные величины, действительны для всех

метрических подшипников качения, за исключением метрических конических роликоподшипников с размерами $d \leq 30$ мм и $D \leq 150$ мм и упорных подшипников с размерами $D \leq 150$ мм. Допуски на диаметр этих подшипников не соответствуют нормальному классу точности других подшипников качения (→ см. таблицы допусков на **стр. 125 и 132**).

Величины вероятного натяга или зазора охватывают 99 % всех комбинаций теоретического натяга или зазора.

При использовании подшипников, точность которых превышает нормальный класс, суженные допуски диаметра отверстия и наружного диаметра означают, что величина натяга или зазора будет соответственно уменьшена. Если при этом требуется более точный расчет посадки, рекомендуем обратиться в техническую службу SKF.

Посадки для полых валов

Если подшипники устанавливаются с натягом на полый вал, то для достижения такого же по величине контактного давления на посадочной поверхности внутреннего кольца подшипника должна использоваться более плотная посадка, чем для сплошных валов. При выборе посадки необходимо учитывать следующие отношения диаметров:

$$c_i = \frac{d_i}{d} \text{ и } c_e = \frac{d}{d_e}$$

Величина натяга не претерпевает заметного изменения до тех пор, пока отношение диаметров полого вала $c_i \geq 0,5$. Если наружный диаметр внутреннего кольца неизвестен, отношение диаметров e можно рассчитать с достаточной точностью по следующей формуле:

$$c_e = \frac{d}{k(D-d) + d'}$$

где

c_i = отношение диаметров полого вала

c_e = отношение диаметров внутреннего кольца подшипника

d = наружный диаметр полого вала, диаметр отверстия подшипника, мм

d_i = внутренний диаметр полого вала, мм

d_e = наружный диаметр внутреннего кольца, мм
 D = наружный диаметр подшипника, мм
 k = коэффициент, зависящий от типа подшипника:

для самоустанавливающихся шарикоподшипников серии 22 и 23 – $k = 0,25$
 для цилиндрических роликоподшипников – $k = 0,25$
 для всех остальных подшипников – $k = 0,3$

Чтобы определить необходимую величину натяга при установке подшипника на полый вал, используют величину среднего вероятного натяга, рассчитанную по рекомендованным допускам для сплошных валов такого же диаметра. Если пренебречь пластической деформацией (сглаживанием) сопряженных поверхностей, возникающей при монтаже, то величина эффективного натяга может быть приравнена к величине среднего вероятного натяга.

Величина натяга Δ_H , необходимая для полого стального вала, может быть определена по отношению к известной величине Δ_V для сплошного вала из **диаграммы 1**. Величина Δ_V равна средней величине между предельными величинами вероятного натяга для сплошного вала. Затем допуск для полого вала подбирается с таким расчетом, чтобы величина

среднего вероятного натяга была как можно ближе к величине натяга Δ_H , полученной из **диаграммы 1**.

Пример

Радиальный шарикоподшипник 6208 с $d = 40$ мм и $D = 80$ мм должен быть установлен на полый вал, имеющем отношение диаметров $c_i = 0,8$. Какова величина необходимого натяга и каковы допуски диаметра вала?

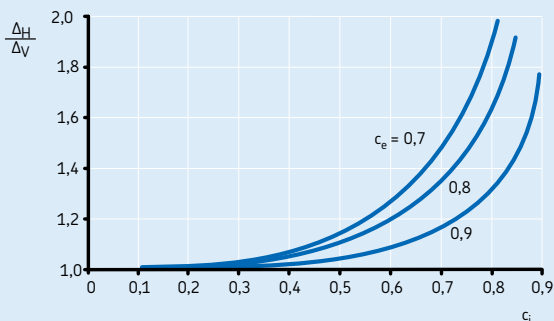
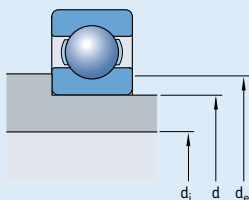
Если бы подшипник монтировался на сплошной стальной вал и подвергался воздействию нормальных нагрузок, следовало бы использовать рекомендованный допуск к5. Из **таблицы 7d, стр. 180**, для вала диаметром 40 мм средний вероятный натяг равен $\Delta_V = (22 + 5)/2 = 13,5$ мкм. Для $c_i = 0,8$ и

$$c_e = \frac{40}{0,3(80-40) + 40} = 0,77,$$

поэтому из **диаграммы 1** отношение $\Delta_H/\Delta_V = 1,7$. Таким образом, необходимый натяг для полого вала $\Delta_H = 1,7 \times 13,5 = 23$ мкм. Следовательно, для полого вала выбирается допуск т6, т. к. при этом получается средний вероятный натяг требуемого порядка.

Диаграмма 1

Зависимость величины натяга Δ_H , требуемой для полого стального вала, от известной величины натяга Δ_V сплошного стального вала

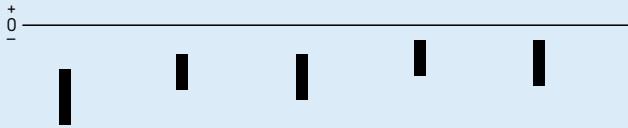


Применение подшипников



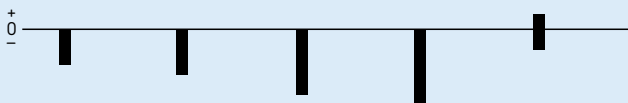
Вал Номинальный диаметр d	Подшипник Допуски диаметра отверстия Δ _{дпр}	Отклонение диаметра вала, результирующие посадки																															
		Допуски		e7		f5		f6		g5		g6																					
свыше	до	нижн.	верхн.	Отклонения (диаметр вала)																													
				Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)																													
				Вероятная величина натяга (+)/зазора (-)																													
мм		мкм		мкм																													
1	3	-8	0	-14	-24	-6	-10	-6	-12	-2	-6	-2	-8	-6	-24	+2	-10	+2	-12	+6	-6	+6	-8	-8	-22	+1	-9	0	-10	+5	-5	+4	-6
				3	6	-8	0	-20	-32	-10	-15	-10	-18	-4	-9	-4	-12	-12	-32	-2	-15	-2	-18	+4	-9	+4	-12	-14	-30	-3	-14	-4	-16
6	10	-8	0					-25	-40	-13	-19	-13	-22	-5	-11	-5	-14	-17	-40	-5	-19	-5	-22	+3	-11	+3	-14	-20	-37	-7	-17	-7	-20
				10	18	-8	0	-32	-50	-16	-24	-16	-27	-6	-14	-6	-17	-24	-50	-8	-24	-8	-27	+2	-14	+2	-17	-27	-47	-10	-22	-10	-25
18	30	-10	0					-40	-61	-20	-29	-20	-33	-7	-16	-7	-20	-30	-61	-10	-29	-10	-33	+3	-16	+3	-20	-33	-58	-12	-27	-13	-30
				30	50	-12	0	-50	-75	-25	-36	-25	-41	-9	-20	-9	-25	-38	-75	-13	-36	-13	-41	+3	-20	+3	-25	-42	-71	-16	-33	-17	-37
50	80	-15	0					-60	-90	-30	-43	-30	-49	-10	-23	-10	-29	-45	-90	-15	-43	-15	-49	+5	-23	+5	-29	-50	-85	-19	-39	-19	-45
				80	120	-20	0	-72	-107	-36	-51	-36	-58	-12	-27	-12	-34	-52	-107	-16	-51	-16	-58	+8	-27	+8	-34	-59	-100	-21	-46	-22	-52
120	180	-25	0					-85	-125	-43	-61	-43	-68	-14	-32	-14	-39	-60	-125	-18	-61	-18	-68	+11	-32	+11	-39	-68	-117	-24	-55	-25	-61
				180	250	-30	0	-100	-146	-50	-70	-50	-79	-15	-35	-15	-44	-70	-146	-20	-70	-20	-79	+15	-35	+15	-44	-80	-136	-26	-64	-28	-71
250	315	-35	0					-110	-162	-56	-79	-56	-88	-17	-40	-17	-49	-75	-162	-21	-79	-21	-88	+18	-40	+18	-49	-87	-150	-29	-71	-30	-79
				315	400	-40	0	-125	-182	-62	-87	-62	-98	-18	-43	-18	-54	-85	-182	-22	-87	-22	-98	+22	-43	+22	-54	-98	-169	-30	-79	-33	-87
400	500	-45	0					-135	-198	-68	-95	-68	-108	-20	-47	-20	-60	-90	-198	-23	-95	-23	-108	+25	-47	+25	-60	-105	-183	-32	-86	-35	-96

Допуски валов и результирующие посадки



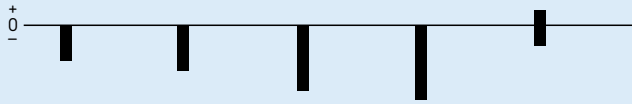
Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки									
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дп}		Допуски									
				e7 f5 f6 g5 g6									
				Отклонения (диаметр вала)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
свыше	до	нижн.	верхн.	мкм									
мм		мкм		мкм									
500	630	-50	0	-145	-215	-76	-104	-76	-120	-22	-50	-22	-66
				-95	-215	-26	-104	-26	-120	+28	-50	+28	-66
				-111	-199	-36	-94	-39	-107	+18	-40	+15	-53
630	800	-75	0	-160	-240	-80	-112	-80	-130	-24	-56	-24	-74
				-85	-240	-5	-112	-5	-130	+51	-56	+51	-74
				-107	-218	-17	-100	-22	-113	+39	-44	+34	-57
800	1 000	-100	0	-170	-260	-86	-122	-86	-142	-26	-62	-26	-82
				-70	-260	+14	-122	+14	-142	+74	-62	+74	-82
				-97	-233	0	-108	-6	-122	+60	-48	+54	-62
1 000	1 250	-125	0	-195	-300	-98	-140	-98	-164	-28	-70	-28	-94
				-70	-300	+27	-140	+27	-164	+97	-70	+97	-94
				-103	-267	+10	-123	+3	-140	+80	-53	+73	-70
1 250	1 600	-160	0	-220	-345	-110	-160	-110	-188	-30	-80	-30	-108
				-60	-345	+50	-160	+50	-188	+130	-80	+130	-108
				-100	-305	+29	-139	+20	-158	+109	-59	+100	-78
1 600	2 000	-200	0	-240	-390	-120	-180	-120	-212	-32	-92	-32	-124
				-40	-390	+80	-180	+80	-212	+168	-92	+168	-124
				-90	-340	+55	-155	+45	-177	+143	-67	+133	-89

Допуски валов и результирующие посадки



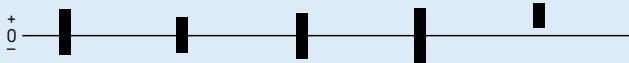
Вал Номинальный диаметр d	Подшипник Допуски диаметра отверстия Δ _{дпр}	Отклонение диаметра вала, результирующие посадки																																			
		Допуски																																			
свыше	до	нижн.	верхн.	Отклонения (диаметр вала)																																	
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)																																	
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)																																	
мм		мкм		мкм																																	
1	3	-8	0	0	-4	0	-6	0	-14	0	-25	+2	-2	+8	-4	+8	-6	+8	-14	+8	-25	+10	-2	+7	-3	+6	-4	+6	-12	+5	-22	+9	-1				
				3	6	-8	0	0	-5	0	-8	0	-18	0	-30	+3	-2	+8	-5	+8	-8	+8	-18	+8	-30	+11	-2	+7	-4	+6	-6	+5	-15	+5	-27	+10	-1
								6	10	-8	0	0	-6	0	-9	0	-22	0	-36	+4	-2	+8	-6	+8	-9	+8	-22	+8	-36	+12	-2	+6	-4	+6	-7	+5	-19
10	18	-8	0									0	-8	0	-11	0	-27	0	-43	+5	-3	+8	-8	+8	-11	+8	-27	+8	-43	+13	-3	+6	-6	+6	-9	+5	-24
				18	30	-10	0					0	-9	0	-13	0	-33	0	-52	+5	-4	+10	-9	+10	-13	+10	-33	+10	-52	+15	-4	+8	-7	+7	-10	+6	-29
								30	50	-12	0	0	-11	0	-16	0	-39	0	-62	+6	-5	+12	-11	+12	-16	+12	-39	+12	-62	+18	-5	+9	-8	+8	-12	+7	-34
50	80	-15	0									0	-13	0	-19	0	-46	0	-74	+6	-7	+15	-13	+15	-19	+15	-46	+15	-74	+21	-7	+11	-9	+11	-15	+9	-40
				80	120	-20	0					0	-15	0	-22	0	-54	0	-87	+6	-9	+20	-15	+20	-22	+20	-54	+20	-87	+26	-9	+15	-10	+14	-16	+12	-46
								120	180	-25	0	0	-18	0	-25	0	-63	0	-100	+7	-11	+25	-18	+25	-25	+25	-63	+25	-100	+32	-11	+19	-12	+18	-18	+15	-53
180	250	-30	0									0	-20	0	-29	0	-72	0	-115	+7	-13	+30	-20	+30	-29	+30	-72	+30	-115	+37	-13	+24	-14	+22	-21	+18	-60
				250	315	-35	0					0	-23	0	-32	0	-81	0	-130	+7	-16	+35	-23	+35	-32	+35	-81	+35	-130	+42	-16	+27	-15	+26	-23	+22	-68
								315	400	-40	0	0	-25	0	-36	0	-89	0	-140	+7	-18	+40	-25	+40	-36	+40	-89	+40	-140	+47	-18	+32	-17	+29	-25	+25	-74
400	500	-45	0									0	-27	0	-40	0	-97	0	-155	+7	-20	+45	-27	+45	-40	+45	-97	+45	-155	+52	-20	+36	-18	+33	-28	+28	-80

Допуски валов и результирующие посадки



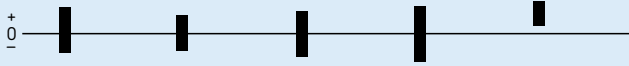
Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки									
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дп}		Допуски									
				h5		h6		h8		h9		j5	
				Отклонения (диаметр вала)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
свыше	до	нижн.	верхн.	мкм									
мм		мкм		мкм									
500	630	-50	0	0	-28	0	-44	0	-110	0	-175	-	-
				+50	-28	+50	-44	+50	-110	+50	-175	-	-
				+40	-18	+37	-31	+31	-91	+29	-154	-	-
630	800	-75	0	0	-32	0	-50	0	-125	0	-200	-	-
				+75	-32	+75	-50	+75	-125	+75	-200	-	-
				+63	-20	+58	-33	+48	-98	+45	-170	-	-
800	1 000	-100	0	0	-36	0	-56	0	-140	0	-230	-	-
				+100	-36	+100	-56	+100	-140	+100	-230	-	-
				+86	-22	+80	-36	+67	-107	+61	-191	-	-
1 000	1 250	-125	0	0	-42	0	-66	0	-165	0	-260	-	-
				+125	-42	+125	-66	+125	-165	+125	-260	-	-
				+108	-25	+101	-42	+84	-124	+77	-212	-	-
1 250	1 600	-160	0	0	-50	0	-78	0	-195	0	-310	-	-
				+160	-50	+160	-78	+160	-195	+160	-310	-	-
				+139	-29	+130	-48	+109	-144	+100	-250	-	-
1 600	2 000	-200	0	0	-60	0	-92	0	-230	0	-370	-	-
				+200	-60	+200	-92	+200	-230	+200	-370	-	-
				+175	-35	+165	-57	+138	-168	+126	-296	-	-

Допуски валов и результирующие посадки



Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки																													
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дмп}		Допуски																													
				j6		js5		js6		js7		k4																					
				Отклонения (диаметр вала)																													
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)																													
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)																													
свыше	до	нижн.	верхн.																														
мм	мм	мм	мм	мм																													
1	3	-8	0	+4	-2	+2	-2	+3	-3	+5	-5	+3	0	+12	-2	+10	-2	+11	-3	+13	-5	+11	0	+10	0	+9	-1	+9	-1	+11	-3	+10	+1
3	6	-8	0	+6	-2	+2,5	-2,5	+4	-4	+6	-6	+5	+1	+14	-2	+10,5	-2,5	+12	-4	+14	-6	+13	+2	+12	0	+9	-1	+10	-2	+12	-4	+12	+1
6	10	-8	0	+7	-2	+3	-3	+4,5	-4,5	+7,5	-7,5	+5	+1	+15	-2	+11	-3	+12,5	-4,5	+15,5	-7,5	+13	+1	+13	0	+9	-1	+11	-3	+13	-5	+12	+2
10	18	-8	0	+8	-3	+4	-4	+5,5	-5,5	+9	-9	+6	+1	+16	-3	+12	-4	+13,5	-5,5	+17	-9	+14	+1	+14	-1	+10	-2	+11	-3	+14	-6	+13	+2
18	30	-10	0	+9	-4	+4,5	-4,5	+6,5	-6,5	+10,5	-10,5	+8	+2	+19	-4	+14,5	-4,5	+16,5	-6,5	+20,5	-10,5	+18	+2	+16	-1	+12	-2	+14	-4	+17	-7	+16	+4
30	50	-12	0	+11	-5	+5,5	-5,5	+8	-8	+12,5	-12,5	+9	+2	+23	-5	+17,5	-5,5	+20	-8	+24,5	-12,5	+21	+2	+19	-1	+15	-3	+16	-4	+20	-8	+19	+4
50	80	-15	0	+12	-7	+6,5	-6,5	+9,5	-9,5	+15	-15	+10	+2	+27	-7	+21,5	-6,5	+24,5	-9,5	+30	-15	+25	+2	+23	-3	+18	-3	+20	-5	+25	-10	+22	+5
80	120	-20	0	+13	-9	+7,5	-7,5	+11	-11	+17,5	-17,5	+13	+3	+33	-9	+27,5	-7,5	+31	-11	+37,5	-17,5	+33	+3	+27	-3	+23	-3	+25	-5	+31	-11	+30	+6
120	180	-25	0	+14	-11	+9	-9	+12,5	-12,5	+20	-20	+15	+3	+39	-11	+34	-9	+37,5	-12,5	+45	-20	+40	+3	+32	-4	+28	-3	+31	-6	+37	-12	+36	+7
180	250	-30	0	+16	-13	+10	-10	+14,5	-14,5	+23	-23	+18	+4	+46	-13	+40	-10	+44,5	-14,5	+53	-23	+48	+4	+38	-5	+34	-4	+36	-6	+43	-13	+43	+9
250	315	-35	0	+16	-16	+11,5	-11,5	+16	-16	+26	-26	+20	+4	+51	-16	+46,5	-11,5	+51	-16	+61	-26	+55	+4	+42	-7	+39	-4	+42	-7	+49	-14	+49	+10
315	400	-40	0	+18	-18	+12,5	-12,5	+18	-18	+28,5	-28,5	+22	+4	+58	-18	+52,5	-12,5	+58	-18	+68,5	-28,5	+62	+4	+47	-7	+44	-4	+47	-7	+55	-15	+55	+11
400	500	-45	0	+20	-20	+13,5	-13,5	+20	-20	+31,5	-31,5	+25	+5	+65	-20	+58,5	-13,5	+65	-20	+76,5	-31,5	+70	+5	+53	-8	+49	-4	+53	-8	+62	-17	+63	+12

Допуски валов и результирующие посадки



Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки																																	
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дп}		Допуски																																	
				j6		js5		js6		js7		k4																									
				Отклонения (диаметр вала)																																	
				Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)																																	
				Вероятная величина натяга (+)/зазора (-)																																	
свыше	до	нижн.	верхн.	мкм																																	
мм		мкм		мкм																																	
500	630	-50	0	+22	-22	+14	-14	+22	-22	+35	-35	-	-	+72	-22	+64	-14	+72	-22	+85	-35	-	-	+59	-9	+54	-4	+59	-9	+69	-19	-	-				
				630	800	-75	0	+25	-25	+16	-16	+25	-25	+40	-40	-	-	+100	-25	+91	-16	+100	-25	+115	-40	-	-	+83	-8	+79	-4	+83	-8	+93	-18	-	-
								800	1 000	-100	0	+28	-28	+18	-18	+28	-28	+45	-45	-	-	+128	-28	+118	-18	+128	-28	+145	-45	-	-	+108	-8	+104	-4	+108	-8
1 000	1 250	-125	0	+33	-33	+21	-21					+33	-33	+52	-52	-	-	+158	-33	+146	-21	+158	-33	+177	-52	-	-	+134	-9	+129	-4	+134	-9	+145	-20	-	-
				1 250	1 600	-160	0	+39	-39	+25	-25	+39	-39	+62	-62	-	-	+199	-39	+185	-25	+199	-39	+222	-62	-	-	+169	-9	+164	-4	+169	-9	+182	-22	-	-
								1 600	2 000	-200	0	+46	-46	+30	-30	+46	-46	+75	-75	-	-	+246	-46	+230	-30	+246	-46	+275	-75	-	-	+211	-11	+205	-5	+211	-11

Допуски валов и результирующие посадки



Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки																													
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дпр}		Допуски																													
				k5				k6				m5				m6				n5													
				Отклонения (диаметр вала)																													
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)																													
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)																													
свыше	до	нижн.	верхн.	мм																													
мм		мкм		мкм																													
1	3	-8	0	+4	0	+6	0	+6	+2	+8	+2	+8	+4	+12	0	+14	0	+14	+2	+16	+2	+16	+4	+11	+1	+12	+2	+13	+3	+14	+4	+15	+5
3	6	-8	0	+6	+1	+9	+1	+9	+4	+12	+4	+13	+8	+14	+1	+17	+1	+17	+4	+20	+4	+21	+8	+13	+2	+15	+3	+16	+5	+18	+6	+20	+9
6	10	-8	0	+7	+1	+10	+1	+12	+6	+15	+6	+16	+10	+15	+1	+18	+1	+20	+6	+23	+6	+24	+10	+13	+3	+16	+3	+18	+8	+21	+8	+22	+12
10	18	-8	0	+9	+1	+12	+1	+15	+7	+18	+7	+20	+12	+17	+1	+20	+1	+23	+7	+26	+7	+28	+12	+15	+3	+18	+3	+21	+9	+24	+9	+26	+14
18	30	-10	0	+11	+2	+15	+2	+17	+8	+21	+8	+24	+15	+21	+2	+25	+2	+27	+8	+31	+8	+34	+15	+19	+4	+22	+5	+25	+10	+28	+11	+32	+17
30	50	-12	0	+13	+2	+18	+2	+20	+9	+25	+9	+28	+17	+25	+2	+30	+2	+32	+9	+37	+9	+40	+17	+22	+5	+26	+6	+29	+12	+33	+13	+37	+20
50	80	-15	0	+15	+2	+21	+2	+24	+11	+30	+11	+33	+20	+30	+2	+36	+2	+39	+11	+45	+11	+48	+20	+26	+6	+32	+6	+35	+15	+41	+15	+44	+24
80	120	-20	0	+18	+3	+25	+3	+28	+13	+35	+13	+38	+23	+38	+3	+45	+3	+48	+13	+55	+13	+58	+23	+33	+8	+39	+9	+43	+18	+49	+19	+53	+28
120	180	-25	0	+21	+3	+28	+3	+33	+15	+40	+15	+45	+27	+46	+3	+53	+3	+58	+15	+65	+15	+70	+27	+40	+9	+46	+10	+52	+21	+58	+22	+64	+33
180	250	-30	0	+24	+4	+33	+4	+37	+17	+46	+17	+51	+31	+54	+4	+63	+4	+67	+17	+76	+17	+81	+31	+48	+10	+55	+12	+61	+23	+68	+25	+75	+37
250	315	-35	0	+27	+4	+36	+4	+43	+20	+52	+20	+57	+34	+62	+4	+71	+4	+78	+20	+87	+20	+92	+34	+54	+12	+62	+13	+70	+28	+78	+29	+84	+42
315	400	-40	0	+29	+4	+40	+4	+46	+21	+57	+21	+62	+37	+69	+4	+80	+4	+86	+21	+97	+21	+102	+37	+61	+12	+69	+15	+78	+29	+86	+32	+94	+45
400	500	-45	0	+32	+5	+45	+5	+50	+23	+63	+23	+67	+40	+77	+5	+90	+5	+95	+23	+108	+23	+112	+40	+68	+14	+78	+17	+86	+32	+96	+35	+103	+49

Допуски валов и результирующие посадки



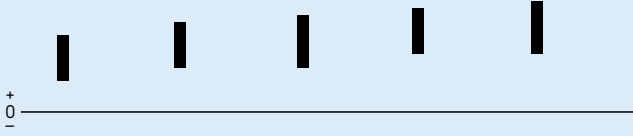
Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки									
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дп}		Допуски									
				k5		k6		m5		m6		n5	
				Отклонения (диаметр вала)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
свыше	до	нижн.	верхн.	мкм									
мм		мкм		мкм									
500	630	-50	0	+29	0	+44	0	+55	+26	+70	+26	+73	+44
				+78	0	+94	0	+104	+26	+120	+26	+122	+44
				+68	+10	+81	+13	+94	+36	+107	+39	+112	+54
630	800	-75	0	+32	0	+50	0	+62	+30	+80	+30	+82	+50
				+107	0	+125	0	+137	+30	+155	+30	+157	+50
				+95	+12	+108	+17	+125	+42	+138	+47	+145	+62
800	1000	-100	0	+36	0	+56	0	+70	+34	+90	+34	+92	+56
				+136	0	+156	0	+170	+34	+190	+34	+192	+56
				+122	+14	+136	+20	+156	+48	+170	+54	+178	+70
1000	1250	-125	0	+42	0	+66	0	+82	+40	+106	+40	+108	+66
				+167	0	+191	0	+207	+40	+231	+40	+233	+66
				+150	+17	+167	+24	+190	+57	+207	+64	+216	+83
1250	1600	-160	0	+50	0	+78	0	+98	+48	+126	+48	+128	+78
				+210	0	+238	0	+258	+48	+286	+48	+288	+78
				+189	+21	+208	+30	+237	+69	+256	+78	+267	+99
1600	2000	-200	0	+60	0	+92	0	+118	+58	+150	+58	+152	+92
				+260	0	+292	0	+318	+58	+350	+58	+352	+92
				+235	+25	+257	+35	+293	+83	+315	+93	+327	+117

Допуски валов и результирующие посадки



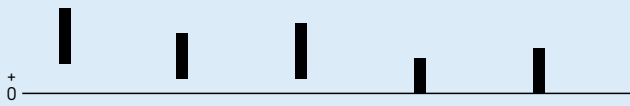
Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки									
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дмп}		Допуски									
				p6		p6		p7		r6		r7	
				Отклонения (диаметр вала)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазора (-)									
свыше	до	нижн.	верхн.	мкм									
мм	мм	мкм	мкм	мкм									
80	100	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+73	+51	+86	+51
				+65	+23	+79	+37	+92	+37	+93	+51	+106	+51
				+59	+29	+73	+43	+85	+44	+87	+57	+99	+58
100	120	-20	0	+45	+23	+59	+37	+72	+37	+76	+54	+89	+54
				+65	+23	+79	+37	+92	+37	+96	+54	+109	+54
				+59	+29	+73	+43	+85	+44	+90	+60	+102	+61
120	140	-25	0	+52	+27	+68	+43	+83	+43	+88	+63	+103	+63
				+77	+27	+93	+43	+108	+43	+113	+63	+128	+63
				+70	+34	+86	+50	+100	+51	+106	+70	+120	+71
140	160	-25	0	+52	+27	+68	+43	+83	+43	+90	+65	+105	+65
				+77	+27	+93	+43	+108	+43	+115	+65	+130	+65
				+70	+34	+86	+50	+100	+51	+108	+72	+122	+73
160	180	-25	0	+52	+27	+68	+43	+83	+43	+93	+68	+108	+68
				+77	+27	+93	+43	+108	+43	+118	+68	+133	+68
				+70	+34	+86	+50	+100	+51	+111	+75	+125	+76
180	200	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+106	+77	+123	+77
				+90	+31	+109	+50	+126	+50	+136	+77	+153	+77
				+82	+39	+101	+58	+116	+60	+128	+85	+143	+87
200	225	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+109	+80	+126	+80
				+90	+31	+109	+50	+126	+50	+139	+80	+156	+80
				+82	+39	+101	+58	+116	+60	+131	+88	+146	+90
225	250	-30	0	+60	+31	+79	+50	+96	+50	+113	+84	+130	+84
				+90	+31	+109	+50	+126	+50	+143	+84	+160	+84
				+82	+39	+101	+58	+116	+60	+135	+92	+150	+94
250	280	-35	0	+66	+34	+88	+56	+108	+56	+126	+94	+146	+94
				+101	+34	+123	+56	+143	+56	+161	+94	+181	+94
				+92	+43	+114	+65	+131	+68	+152	+103	+169	+106
280	315	-35	0	+66	+34	+88	+56	+108	+56	+130	+98	+150	+98
				+101	+34	+123	+56	+143	+56	+165	+98	+185	+98
				+92	+43	+114	+65	+131	+68	+156	+107	+173	+110
315	355	-40	0	+73	+37	+98	+62	+119	+62	+144	+108	+165	+108
				+113	+37	+138	+62	+159	+62	+184	+108	+205	+108
				+102	+48	+127	+73	+146	+75	+173	+119	+192	+121
355	400	-40	0	+73	+37	+98	+62	+119	+62	+150	+114	+171	+114
				+113	+37	+138	+62	+159	+62	+190	+114	+211	+114
				+102	+48	+127	+73	+146	+75	+179	+125	+198	+127
400	450	-45	0	+80	+40	+108	+68	+131	+68	+166	+126	+189	+126
				+125	+40	+153	+68	+176	+68	+211	+126	+234	+126
				+113	+52	+141	+80	+161	+83	+199	+138	+219	+141

Допуски валов и результирующие посадки



Вал		Подшипник		Отклонение диаметра вала, результирующие посадки									
Номинальный диаметр d		Допуски диаметра отверстия Δ _{дмп}		Допуски									
				p6		p6		p7		r6		r7	
				Отклонения (диаметр вала)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазора (-)									
свыше	до	нижн.	верхн.	мм									
мм	мм	мм	мм	мм									
450	500	-45	0	+80	+40	+108	+68	+131	+68	+172	+132	+195	+132
				+125	+40	+153	+68	+176	+68	+217	+132	+240	+132
				+113	+52	+141	+80	+161	+83	+205	+144	+225	+147
500	560	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+194	+150	+220	+150
				+138	+44	+172	+78	+198	+78	+244	+150	+270	+150
				+125	+57	+159	+91	+182	+94	+231	+163	+254	+166
560	630	-50	0	+88	+44	+122	+78	+148	+78	+199	+155	+225	+155
				+138	+44	+172	+78	+198	+78	+249	+155	+275	+155
				+125	+57	+159	+91	+182	+94	+236	+168	+259	+171
630	710	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+225	+175	+255	+175
				+175	+50	+213	+88	+243	+88	+300	+175	+330	+175
				+158	+67	+196	+105	+221	+110	+283	+192	+308	+197
710	800	-75	0	+100	+50	+138	+88	+168	+88	+235	+185	+265	+185
				+175	+50	+213	+88	+243	+88	+310	+185	+340	+185
				+158	+67	+196	+105	+221	+110	+293	+202	+318	+207
800	900	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+266	+210	+300	+210
				+212	+56	+256	+100	+290	+100	+366	+210	+400	+210
				+192	+76	+236	+120	+263	+127	+346	+230	+373	+237
900	1 000	-100	0	+112	+56	+156	+100	+190	+100	+276	+220	+310	+220
				+212	+56	+256	+100	+290	+100	+376	+220	+410	+220
				+192	+76	+236	+120	+263	+127	+356	+240	+383	+247
1 000	1 120	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+316	+250	+355	+250
				+257	+66	+311	+120	+350	+120	+441	+250	+480	+250
				+233	+90	+287	+144	+317	+153	+417	+274	+447	+283
1 120	1 250	-125	0	+132	+66	+186	+120	+225	+120	+326	+260	+365	+260
				+257	+66	+311	+120	+350	+120	+451	+260	+490	+260
				+233	+90	+287	+144	+317	+153	+427	+284	+457	+293
1 250	1 400	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+378	+300	+425	+300
				+316	+78	+378	+140	+425	+140	+538	+300	+585	+300
				+286	+108	+348	+170	+385	+180	+508	+330	+545	+340
1 400	1 600	-160	0	+156	+78	+218	+140	+265	+140	+408	+330	+455	+330
				+316	+78	+378	+140	+425	+140	+568	+330	+615	+330
				+286	+108	+348	+170	+385	+180	+538	+360	+575	+370
1 600	1 800	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+462	+370	+520	+370
				+384	+92	+462	+170	+520	+170	+662	+370	+720	+370
				+349	+127	+427	+205	+470	+220	+627	+405	+670	+420
1 800	2 000	-200	0	+184	+92	+262	+170	+320	+170	+492	+400	+550	+400
				+384	+92	+462	+170	+520	+170	+692	+400	+750	+400
				+349	+127	+427	+205	+470	+220	+657	+435	+700	+450

Допуски корпусов и результирующие посадки



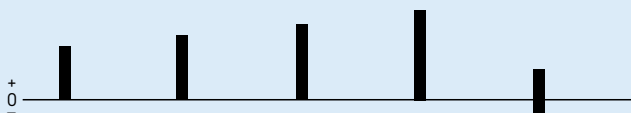
Корпус Номинальный диаметр D	Подшипник Допуск на наружный диаметр. отклонение Δ _{Дпр}	Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски												
		F7					G6		G7		H5		H6	
свыше	до	верхн.	нижн.	Отклонения (диаметр отверстия корпуса)										
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)										
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)										
мм		мкм		мкм										
6	10	0	-8	+13	+28	+5	+14	+5	+20	0	+6	0	+9	
				-13	-36	-5	-22	-5	-28	0	-14	0	-17	
				-16	-33	-7	-20	-8	-25	-2	-12	-2	-15	
10	18	0	-8	+16	+34	+6	+17	+6	+24	0	+8	0	+11	
				-16	-42	-6	-25	-6	-32	0	-16	0	-19	
				-19	-39	-8	-23	-9	-29	-2	-14	-2	-17	
18	30	0	-9	+20	+41	+7	+20	+7	+28	0	+9	+0	+13	
				-20	-50	-7	-29	-7	-37	0	-18	0	-22	
				-23	-47	-10	-26	-10	-34	-2	-16	-3	-19	
30	50	0	-11	+25	+50	+9	+25	+9	+34	0	+11	0	+16	
				-25	-61	-9	-36	-9	-45	0	-22	0	-27	
				-29	-57	-12	-33	-13	-41	-3	-19	-3	-24	
50	80	0	-13	+30	+60	+10	+29	+10	+40	0	+13	0	+19	
				-30	-73	-10	-42	-10	-53	0	-26	0	-32	
				-35	-68	-14	-38	-15	-48	-3	-23	-4	-28	
80	120	0	-15	+36	+71	+12	+34	+12	+47	0	+15	0	+22	
				-36	-86	-12	-49	-12	-62	0	-30	0	-37	
				-41	-81	-17	-44	-17	-57	-4	-26	-5	-32	
120	150	0	-18	+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25	
				-43	-101	-14	-57	-14	-72	0	-36	0	-43	
				-50	-94	-20	-51	-21	-65	-5	-31	-6	-37	
150	180	0	-25	+43	+83	+14	+39	+14	+54	0	+18	0	+25	
				-43	-108	-14	-64	-14	-79	0	-43	0	-50	
				-51	-100	-21	-57	-22	-71	-6	-37	-7	-43	
180	250	0	-30	+50	+96	+15	+44	+15	+61	0	+20	0	+29	
				-50	-126	-15	-74	-15	-91	0	-50	0	-59	
				-60	-116	-23	-66	-25	-81	-6	-44	-8	-51	
250	315	0	-35	+56	+108	+17	+49	+17	+69	0	+23	0	+32	
				-56	-143	-17	-84	-17	-104	0	-58	0	-67	
				-68	-131	-26	-75	-29	-92	-8	-50	-9	-58	
315	400	0	-40	+62	+119	+18	+54	+18	+75	0	+25	0	+36	
				-62	-159	-18	-94	-18	-115	0	-65	0	-76	
				-75	-146	-29	-83	-31	-102	-8	-57	-11	-65	
400	500	0	-45	+68	+131	+20	+60	+20	+83	0	+27	0	+40	
				-68	-176	-20	-105	-20	-128	0	-72	0	-85	
				-83	-161	-32	-93	-35	-113	-9	-63	-12	-73	
500	630	0	-50	+76	+146	+22	+66	+22	+92	0	+28	0	+44	
				-76	-196	-22	-116	-22	-142	0	-78	0	-94	
				-92	-180	-35	-103	-38	-126	-10	-68	-13	-81	

Допуски корпусов и результирующие посадки



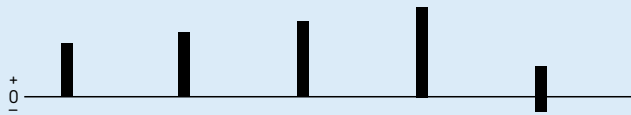
Корпус		Подшипник		Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки									
Номинальный диаметр		Допуск на наружный диаметр. отклонение		Допуски									
D		Δ_{Dmp}		F7		G6		G7		H5		H6	
				Отклонения (диаметр отверстия корпуса)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
свыше	до	верхн.	нижн.	мкм									
мм		мкм		мкм									
630	800	0	-75	+80	+160	+24	+74	+24	+104	0	+32	0	+50
				-80	-235	-24	-149	-24	-179	0	-107	0	-125
				-102	-213	-41	-132	-46	-157	-12	-95	-17	-108
800	1 000	0	-100	+86	+176	+26	+82	+26	+116	0	+36	0	+56
				-86	-276	-26	-182	-26	-216	0	-136	0	-156
				-113	-249	-46	-162	-53	-189	-14	-122	-20	-136
1 000	1 250	0	-125	+98	+203	+28	+94	+28	+133	0	+42	0	+66
				-98	-328	-28	-219	-28	-258	0	-167	0	-191
				-131	-295	-52	-195	-61	-225	-17	-150	-24	-167
1 250	1 600	0	-160	+110	+235	+30	+108	+30	+155	0	+50	0	+78
				-110	-395	-30	-268	-30	-315	0	-210	0	-238
				-150	-355	-60	-238	-70	-275	-21	-189	-30	-208
1 600	2 000	0	-200	+120	+270	+32	+124	+32	+182	0	+60	0	+92
				-120	-470	-32	-324	-32	-382	0	-260	0	-292
				-170	-420	-67	-289	-82	-332	-25	-235	-35	-257
2 000	2 500	0	-250	+130	+305	+34	+144	+34	+209	0	+70	0	+110
				-130	-555	-34	-394	-34	-459	0	-320	0	-360
				-189	-496	-77	-351	-93	-400	-30	-290	-43	-317

Допуски корпусов и результирующие посадки



Корпус Номинальный диаметр D	Подшипник Допуск на наружный диаметр, отклонение Δ _{Дпр}	Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски											
		H7		H8		H9		H10		J6			
свыше	до	верхн.	нижн.	Отклонения (диаметр отверстия корпуса)									
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
мм		мкм		мкм									
6	10	0	-8	0	+15	0	+22	0	+36	0	+58	-4	+5
				0	-23	0	-30	0	-44	0	-66	+4	-13
				-3	-20	-3	-27	-3	-41	-3	-63	+2	-11
10	18	0	-8	0	+18	0	+27	0	+43	0	+70	-5	+6
				0	-26	0	-35	0	-51	0	-78	+5	-14
				-3	-23	-3	-32	-3	-48	-3	-75	+3	-12
18	30	0	-9	0	+21	0	+33	0	+52	0	+84	-5	+8
				0	-30	0	-42	0	-61	0	-93	+5	-17
				-3	-27	-3	-39	-4	-57	-4	-89	+2	-14
30	50	0	-11	0	+25	0	+39	0	+62	0	+100	-6	+10
				0	-36	0	-50	0	-73	0	-111	+6	-21
				-4	-32	-4	-46	-5	-68	-5	-106	+3	-18
50	80	0	-13	0	+30	0	+46	0	+74	0	+120	-6	+13
				0	-43	0	-59	0	-87	0	-133	+6	-26
				-5	-38	-5	-54	-5	-82	-6	-127	+2	-22
80	120	0	-15	0	+35	0	+54	0	+87	0	+140	-6	+16
				0	-50	0	-69	0	-102	0	-155	+6	-31
				-5	-45	-6	-63	-6	-96	-7	-148	+1	-26
120	150	0	-18	0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18
				0	-58	0	-81	0	-118	0	-178	+7	-36
				-7	-51	-7	-74	-8	-110	-8	-170	+1	-30
150	180	0	-25	0	+40	0	+63	0	+100	0	+160	-7	+18
				0	-65	0	-88	0	-125	0	-185	+7	-43
				-8	-57	-10	-78	-10	-115	-11	-174	0	-36
180	250	0	-30	0	+46	0	+72	0	+115	0	+185	-7	+22
				0	-76	0	-102	0	-145	0	-215	+7	-52
				-10	-66	-12	-90	-13	-132	-13	-202	-1	-44
250	315	0	-35	0	+52	0	+81	0	+130	0	+210	-7	+25
				0	-87	0	-116	0	-165	0	-245	+7	-60
				-12	-75	-13	-103	-15	-150	-16	-229	-2	-51
315	400	0	-40	0	+57	0	+89	0	+140	0	+230	-7	+29
				0	-97	0	-129	0	-180	0	-270	+7	-69
				-13	-84	-15	-114	-17	-163	-18	-252	-4	-58
400	500	0	-45	0	+63	0	+97	0	+155	0	+250	-7	+33
				0	-108	0	-142	0	-200	0	-295	+7	-78
				-15	-93	-17	-125	-19	-181	-20	-275	-5	-66
500	630	0	-50	0	+70	0	+110	0	+175	0	+280	-	-
				0	-120	0	-160	0	-225	0	-330	-	-
				-16	-104	-19	-141	-21	-204	-22	-308	-	-

Допуски корпусов и результирующие посадки



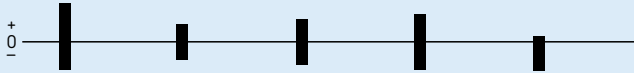
Корпус		Подшипник		Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки									
Номинальный диаметр		Допуск на наружный диаметр, отклонение		Допуски									
D		Δ_{Dmp}		Отклонения (диаметр отверстия корпуса)									
свыше		до		Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
мм		мм		мм									
630	800	0	-75	0	+80	0	+125	0	+200	0	+320	-	-
				0	-155	0	-200	0	-275	0	-395	-	-
				-22	-133	-27	-173	-30	-245	-33	-362	-	-
800	1 000	0	-100	0	+90	0	+140	0	+230	0	+360	-	-
				0	-190	0	-240	0	-330	0	-460	-	-
				-27	-163	-33	-207	-39	-291	-43	-417	-	-
1 000	1 250	0	-125	0	+105	0	+165	0	+260	0	+420	-	-
				0	-230	0	-290	0	-385	0	-545	-	-
				-33	-197	-41	-249	-48	-337	-53	-492	-	-
1 250	1 600	0	-160	0	+125	0	+195	0	+310	0	+500	-	-
				0	-285	0	-355	0	-470	0	-660	-	-
				-40	-245	-51	-304	-60	-410	-67	-593	-	-
1 600	2 000	0	-200	0	+150	0	+230	0	+370	0	+600	-	-
				0	-350	0	-430	0	-570	0	-800	-	-
				-50	-300	-62	-368	-74	-496	-83	-717	-	-
2 000	2 500	0	-250	0	+175	0	+280	0	+440	0	+700	-	-
				0	-425	0	-530	0	-690	0	-950	-	-
				-59	-366	-77	-453	-91	-599	-103	-847	-	-

Допуски корпусов и результирующие посадки



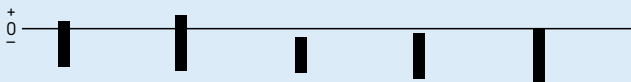
Корпус Номинальный диаметр	D	Подшипник Допуск на наружный диаметр. отклонение Δ_{Dmp}		Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски																													
		верхн.	нижн.	J7		JS5		JS6		JS7		K5																					
свыше	до	Отклонения (диаметр отверстия корпуса)																															
		Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)																															
		Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)																															
мм	мкм	мкм																															
6	10	0	-8	-7	+8	-3	+3	-4,5	+4,5	-7,5	+7,5	-5	+1	+7	-16	+3	-11	+4,5	-12,5	+7,5	-15,5	+5	-9	+4	-13	+1	-9	+3	-11	+5	-13	+3	-7
				-8	+10	-4	+4	-5,5	+5,5	-9	+9	-6	+2	+8	-18	+4	-12	+5,5	-13,5	+9	-17	+6	-10	+5	-15	+2	-10	+3	-11	+6	-14	+4	-8
10	18	0	-8	-9	+12	-4,5	+4,5	-6,5	+6,5	-10,5	+10,5	-8	+1	+9	-21	+4,5	-13,5	+6,5	-15,5	+10,5	-19,5	+8	-10	+6	-18	+2	-11	+4	-13	+7	-16	+6	-8
				-11	+14	-5,5	+5,5	-8	+8	-12,5	+12,5	-9	+2	+11	-25	+5,5	-16,5	+8	-19	+12,5	-23,5	+9	-13	+7	-21	+3	-14	+5	-16	+9	-20	+6	-10
30	50	0	-11	-12	+18	-6,5	+6,5	-9,5	+9,5	-15	+15	-10	+3	+12	-31	+6,5	-19,5	+9,5	-22,5	+15	-28	+10	-16	+7	-26	+3	-16	+6	-19	+10	-23	+7	-13
				-13	+22	-7,5	+7,5	-11	+11	-17,5	+17,5	-13	+2	+13	-37	+7,5	-22,5	+11	-26	+17,5	-32,5	+13	-17	+8	-32	+4	-19	+6	-21	+12	-27	+9	-13
80	120	0	-15	-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3	+14	-44	+9	-27	+12,5	-30,5	+20	-38	+15	-21	+7	-37	+4	-22	+7	-25	+13	-31	+10	-16
				-14	+26	-9	+9	-12,5	+12,5	-20	+20	-15	+3	+14	-51	+9	-34	+12,5	-37,5	+20	-45	+15	-28	+6	-43	+3	-28	+6	-31	+12	-37	+9	-22
120	150	0	-18	-16	+30	-10	+10	-14,5	+14,5	-23	+23	-18	+2	+16	-60	+10	-40	+14,5	-44,5	+23	-53	+18	-32	+6	-50	+4	-34	+6	-36	+13	-43	+12	-26
				-16	+36	-11,5	+11,5	-16	+16	-26	+26	-20	+3	+16	-71	+11,5	-46,5	+16	+16	+26	-61	+20	-38	+4	-59	+4	-39	+7	-42	+14	-49	+12	-30
150	180	0	-25	-18	+39	-12,5	+12,5	-18	+18	-28,5	+28,5	-22	+3	+18	-79	+12,5	-52,5	+18	-58	+28,5	-68,5	+22	-43	+5	-66	+4	-44	+8	-47	+15	-55	+14	-35
				-20	+43	-13,5	+13,5	-20	+20	-31,5	+31,5	-25	+2	+20	-88	+13,5	-58,5	+20	-65	+31,5	-76,5	+25	-47	+5	-73	+4	-49	+8	-53	+17	-62	+16	-38
400	500	0	-45	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-
				-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-
500	630	0	-50	-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-
				-	-	-14	+14	-22	+22	-35	+35	-	-	-	-	+14	-64	+22	-72	+35	-85	-	-	-	-	+4	-54	+9	-59	+19	-69	-	-

Допуски корпусов и результирующие посадки



Корпус Номинальный диаметр	Подшипник Допуск на наружный диаметр. отклонение $\Delta_{\text{гр}}$	Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски											
		Отклонения (диаметр отверстия корпуса)											
D	$\Delta_{\text{гр}}$	J7	JS5	JS6	JS7	K5							
свыше	до	верхн.	нижн.	Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)									
мм	мм	мм	мм	Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)									
630	800	0	-75	-	-	-16	+16	-25	+25	-40	+40	-	-
				-	-	+16	-91	+25	-100	+40	-115	-	-
				-	-	+4	-79	+8	-83	+18	-93	-	-
800	1 000	0	-100	-	-	-18	+18	-28	+28	-45	+45	-	-
				-	-	+18	-118	+28	-128	+45	-145	-	-
				-	-	+4	-104	+8	-108	+18	-118	-	-
1 000	1 250	0	-125	-	-	-21	+21	-33	+33	-52	+52	-	-
				-	-	+21	-146	+33	-158	+52	-177	-	-
				-	-	+4	-129	+9	-134	+20	-145	-	-
1 250	1 600	0	-160	-	-	-25	+25	-39	+39	-62	+62	-	-
				-	-	+25	-185	+39	-199	+62	-222	-	-
				-	-	+4	-164	+9	-169	+22	-182	-	-
1 600	2 000	0	-200	-	-	-30	+30	-46	+46	-75	+75	-	-
				-	-	+30	-230	+46	-246	+75	-275	-	-
				-	-	+5	-205	+11	-211	+25	-225	-	-
2 000	2 500	0	-250	-	-	-35	+35	-55	+55	-87	+87	-	-
				-	-	+35	-285	+55	-305	+87	-337	-	-
				-	-	+5	-255	+12	-262	+28	-278	-	-

Допуски корпусов и результирующие посадки



Корпус Номинальный диаметр D	Подшипник Допуск на наружный диаметр, отклонение Δ _{Дпр}	Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски																																			
		Отклонения (диаметр отверстия корпуса) Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-) Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)																																			
свыше	до	верхн.	нижн.	K6			K7			M5			M6		M7																						
мм	мм	мм	мм	мм																																	
6	10	0	-8	-7	+2	-10	+5	-10	-4	-12	-3	-15	0	+7	-10	+10	-13	+10	-4	+12	-5	+15	-8	+5	-8	+7	-10	+8	-2	+10	-3	+12	-5				
				10	18	0	-8	-9	+2	-12	+6	-12	-4	-15	-4	-18	0	+9	-10	+12	-14	+12	-4	+15	-4	+18	-8	+7	-8	+9	-11	+10	-2	+13	-2	+15	-5
								18	30	0	-9	-11	+2	-15	+6	-14	-4	-17	-4	-21	0	+11	-11	+15	-15	+14	-4	+17	-5	+21	-9	+8	-8	+12	-12	+12	-2
30	50	0	-11									-13	+3	-18	+7	-16	-5	-20	-4	-25	0	+13	-14	+18	-18	+16	-6	+20	-7	+25	-11	+10	-11	+14	-14	+13	-3
				50	80	0	-13					-15	+4	-21	+9	-19	-6	-24	-5	-30	0	+15	-17	+21	-22	+19	-7	+24	-8	+30	-13	+11	-13	+16	-17	+16	-4
								80	120	0	-15	-18	+4	-25	+10	-23	-8	-28	-6	-35	0	+18	-19	+25	-25	+23	-7	+28	-9	+35	-15	+13	-14	+20	-20	+19	-3
120	150	0	-18									-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0	+21	-22	+28	-30	+27	-9	+33	-10	+40	-18	+15	-16	+21	-23	+22	-4
				150	180	0	-25					-21	+4	-28	+12	-27	-9	-33	-8	-40	0	+21	-22	+28	-37	+27	-16	+33	-17	+40	-25	+14	-22	+20	-29	+21	-10
								180	250	0	-30	-24	+5	-33	+13	-31	-11	-37	-8	-46	0	+24	-35	+33	-43	+31	-19	+37	-22	+46	-30	+16	-27	+23	-33	+25	-13
250	315	0	-35									-27	+5	-36	+16	-36	-13	-41	-9	-52	0	+27	-40	+36	-51	+36	-22	+41	-26	+52	-35	+18	-31	+24	-39	+28	-14
				315	400	0	-40					-29	+7	-40	+17	-39	-14	-46	-10	-57	0	+29	-47	+40	-57	+39	-26	+46	-30	+57	-40	+18	-36	+27	-44	+31	-18
								400	500	0	-45	-32	+8	-45	+18	-43	-16	-50	-10	-63	0	+32	-53	+45	-63	+43	-29	+50	-35	+63	-45	+20	-41	+30	-48	+34	-20
500	630	0	-50									-44	0	-70	0	-	-	-70	-26	-96	-26	+44	-50	+70	-50	-	-	+70	-24	+96	-24	+31	-37	+54	-34	-	-

Допуски корпусов и результирующие посадки



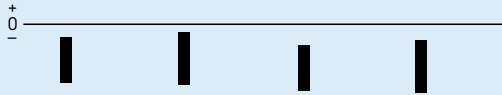
Корпус Номинальный диаметр	Подшипник Допуск на наружный диаметр, отклонение Δ_{Dmp}	Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки Допуски													
				K6		K7		M5		M6		M7			
D	Δ_{Dmp}	Отклонения (диаметр отверстия корпуса)													
свыше	до	верхн.	нижн.	Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)											
мм	мкм	мкм	мкм	Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)											
630	800	0	-75	-50	0	-80	0	-	-	-80	-30	-110	-30		
				+50	-75	+80	-75	-	-	+80	-45	+110	-45		
				+33	-58	+58	-53	-	-	+63	-28	+88	-23		
800	1 000	0	-100	-56	0	-90	0	-	-	-90	-34	-124	-34		
				+56	-100	+90	-100	-	-	+90	-66	+124	-66		
				+36	-80	+63	-73	-	-	+70	-46	+97	-39		
1 000	1 250	0	-125	-66	0	-105	0	-	-	-106	-40	-145	-40		
				+66	-125	+105	-125	-	-	+106	-85	+145	-85		
				+42	-101	+72	-92	-	-	+82	-61	+112	-52		
1 250	1 600	0	-160	-78	0	-125	0	-	-	-126	-48	-173	-48		
				+78	-160	+125	-160	-	-	+126	-112	+173	-112		
				+48	-130	+85	-120	-	-	+96	-82	+133	-72		
1 600	2 000	0	-200	-92	0	-150	0	-	-	-158	-58	-208	-58		
				+92	-200	+150	-200	-	-	+150	-142	+208	-142		
				+57	-165	+100	-150	-	-	+115	-107	+158	-92		
2 000	2 500	0	-250	-110	0	-175	0	-	-	-178	-68	-243	-68		
				+110	-250	+175	-250	-	-	+178	-182	+243	-182		
				+67	-207	+116	-191	-	-	+135	-139	+184	-123		

Допуски корпусов и результирующие посадки



Корпус		Подшипник		Отклонения (диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки)							
Номинальный диаметр		Допуск на наружный диаметр. отклонение		Допуски							
D		Δ_{Dmp}		N6		N7		P6		P7	
свыше до		верхн. нижн.		Отклонения (диаметр отверстия корпуса)							
				Теоретическая величина натяга (+)/зазор (-)							
				Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)							
мм		мкм		мкм							
6	10	0	-8	-16	-7	-19	-4	-21	-12	-24	-9
				+16	-1	+19	-4	+21	+4	+24	+1
				+14	+1	+16	-1	+19	+6	+21	+4
10	18	0	-8	-20	-9	-23	-5	-26	-15	-29	-11
				+20	+1	+23	-3	+26	+7	+29	+3
				+18	+3	+20	0	+24	+9	+26	+6
18	30	0	-9	-24	-11	-28	-7	-31	-18	-35	-14
				+24	+2	+28	-2	+31	+9	+35	+5
				+21	+5	+25	+1	+28	+12	+32	+8
30	50	0	-11	-28	-12	-33	-8	-37	-21	-42	-17
				+28	+1	+33	-3	+37	+10	+42	+6
				+25	+4	+29	+1	+34	+13	+38	+10
50	80	0	-13	-33	-14	-39	-9	-45	-26	-51	-21
				+33	+1	+39	-4	+45	+13	+51	+8
				+29	+5	+34	+1	+41	+17	+46	+13
80	120	0	-15	-38	-16	-45	-10	-52	-30	-59	-24
				+38	+1	+45	-5	+52	+15	+59	+9
				+33	+6	+40	0	+47	+20	+54	+14
120	150	0	-18	-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28
				+45	+2	+52	-6	+61	+18	+68	+10
				+39	+8	+45	+1	+55	+24	+61	+17
150	180	0	-25	-45	-20	-52	-12	-61	-36	-68	-28
				+45	-5	+52	-13	+61	+11	+68	+3
				+38	+2	+44	-5	+54	+18	+60	+11
180	250	0	-30	-51	-22	-60	-14	-70	-41	-79	-33
				+51	-8	+60	-16	+70	+11	+79	+3
				+43	0	+50	-6	+62	+19	+69	+13
250	315	0	-35	-57	-25	-66	-14	-79	-47	-88	-36
				+57	-10	+66	-21	+79	+12	+88	+1
				+48	-1	+54	-9	+70	+21	+76	+13
315	400	0	-40	-62	-26	-73	-16	-87	-51	-98	-41
				+62	-14	+73	-24	+87	+11	+98	+1
				+51	-3	+60	-11	+76	+22	+85	+14
400	500	0	-45	-67	-27	-80	-17	-95	-55	-108	-45
				+67	-18	+80	-28	+95	+10	+108	0
				+55	-6	+65	-13	+83	+22	+93	+15
500	630	0	-50	-88	-44	-114	-44	-122	-78	-148	-78
				+88	-6	+114	-6	+122	+28	+148	+28
				+75	+7	+98	+10	+109	+41	+132	+44

Допуски корпусов и результирующие посадки



Корпус		Подшипник		Отклонения диаметра отверстия в корпусе, результирующие посадки							
Номинальный диаметр		Допуск на наружный диаметр. отклонение		Допуски							
D		Δ_{Dmp}		N6		N7		P6		P7	
				Отклонения (диаметр отверстия корпуса)							
свыше		до		Теоретическая величина натяга (+)/зазора (-)							
		верхн.		нижн.		Вероятная величина натяга (+)/зазор (-)					
мм		мкм		мкм							
630	800	0	-75	-100	-50	-130	-50	-138	-88	-168	-88
				+100	-25	+130	-25	+138	+13	+168	+13
				+83	-8	+108	-3	+121	+30	+146	+35
800	1 000	0	-100	-112	-56	-146	-56	-156	-100	-190	-100
				+112	-44	+146	-44	+156	0	+190	0
				+92	-24	+119	-17	+136	+20	+163	+27
1 000	1 250	0	-125	-132	-66	-171	-66	-186	-120	-225	-120
				+132	-59	+171	-59	+186	-5	+225	-5
				+108	-35	+138	-26	+162	+19	+192	+28
1 250	1 600	0	-160	-156	-78	-203	-78	-218	-140	-265	-140
				+156	-82	+203	-82	+218	-20	+265	-20
				+126	-52	+163	-42	+188	+10	+225	+20
1 600	2 000	0	-200	-184	-92	-242	-92	-262	-170	-320	-170
				+184	-108	+242	-108	+262	-30	+320	-30
				+149	-73	+192	-58	+227	+5	+270	+20
2 000	2 500	0	-250	-220	-110	-285	-110	-305	-195	-370	-195
				+220	-140	+285	-140	+305	-55	+370	-55
				+177	-97	+226	-81	+262	-12	+311	+4

Точность размеров, формы и взаимного расположения посадочных мест подшипников

Точность цилиндрических посадочных мест на валах и в корпусах, а также посадочных мест под тугие и свободные кольца упорных подшипников и опорных поверхностей (опоры подшипников, обеспечиваемые заплечиками вала, корпуса и т.д.) должны соответствовать классу точности используемых подшипников. Ниже приводятся ориентировочные величины допусков размеров, формы и взаимного расположения, которых следует придерживаться при механической обработке посадочных мест и опор подшипников.

Допуски на размеры

Для подшипников нормального класса точность размеров цилиндрических посадочных мест на валах должна соответствовать по крайней мере 6 качеству, а в корпусах – по крайней мере 7 качеству. При использовании крепежных или стяжных втулок допускается использовать более широкие допуски на диаметр (качества 9 или 10) посадочных мест подшипников (→ **таблица 9**). Числовые величины стандартных классов точности IT согласно ISO 286-1:1988 приведены в **таблице 10**. Для прецизионных подшипников должны применяться соответственно более высокие классы точности.

Допуски цилиндричности

В зависимости от предъявляемых требований допуски цилиндричности, регламентированные стандартом ISO 1101-1983, должны быть на один-два класса выше, чем заданные допуски размеров. Например, если посадочное место подшипника на валу обрабатывалось с допуском на диаметр m_6 , то допуски формы должны соответствовать классу IT5 или IT4. Величину допуска цилиндричности t_1 получают для предполагаемого диаметра вала 150 мм из $t_1 = IT5/2 = 18/2 = 9$ мкм. Однако, величина допуска t_1 соответствует радиусу, следовательно, величина $2 \times t_1$ будет применима к диаметру вала. В **таблице 11, стр. 196**, приводятся ориентировочные величины допусков цилиндричности формы и биения для различных классов точности подшипников.

Если подшипники монтируются на закрепительную или стяжную втулку, цилиндричность посадочного места втулки должна соответствовать IT5/2 (для h_9) или IT7/2 (для h_{10}) (→ **таблица 9**).

Допуски перпендикулярности

Допуски перпендикулярности опорных поверхностей колец подшипников согласно стандарту ISO 1101:1983 должны быть по крайней мере на один класс выше по сравнению с допусками диаметра сопряженного цилиндрического посадочного места. Допуски перпендикулярности посадочных мест под свободные кольца упорных подшипников не должны превышать величины IT5. Ориентировочные величины допусков перпендикулярности и общие допуски биения приведены в **таблице 11, стр. 196**.

Таблица 9

Допуски валов для подшипников, установленных на втулках

Диаметр вала d Номинальный свыше до		Допуски по диаметру и форме					
		h9 Отклонения верх. нижн.		IT5 ¹⁾ макс.		h10 Отклонения верх. нижн.	
мм		мкм					
10	18	0	-43	8	0	-70	18
18	30	0	-52	9	0	-84	21
30	50	0	-62	11	0	-100	25
50	80	0	-74	13	0	-120	30
80	120	0	-87	15	0	-140	35
120	180	0	-100	18	0	-160	40
180	250	0	-115	20	0	-185	46
250	315	0	-130	23	0	-210	52
315	400	0	-140	25	0	-230	57
400	500	0	-155	27	0	-250	63
500	630	0	-175	32	0	-280	70
630	800	0	-200	36	0	-320	80
800	1 000	0	-230	40	0	-360	90
1 000	1 250	0	-260	47	0	-420	105

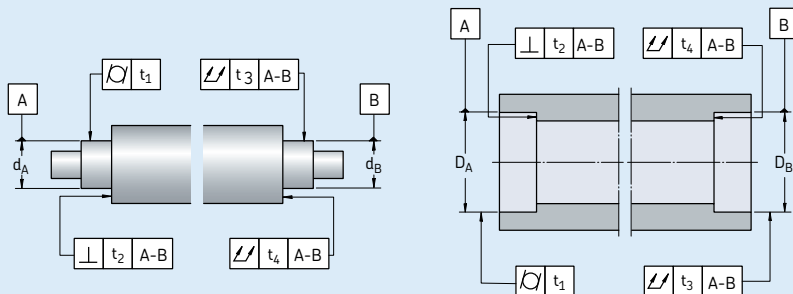
¹⁾ Рекомендации действительны для IT5/2 или IT7/2, т.к. зона допусков представляет собой радиус, однако в вышеуказанной таблице величины относятся к номинальному диаметру вала и поэтому не делятся на два

Таблица 10

Квалитеты допусков ISO на размеры (длина, ширина, диаметр и т.д.)

Номинальный размер свыше до		Квалитеты											
		IT1 IT2		IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
мм		мкм											
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630
500	630	—	—	—	—	32	44	70	110	175	280	440	700
630	800	—	—	—	—	36	50	80	125	200	320	500	800
800	1 000	—	—	—	—	40	56	90	140	230	360	560	900
1 000	1 250	—	—	—	—	47	66	105	165	260	420	660	1050
1 250	1 600	—	—	—	—	55	78	125	195	310	500	780	1250
1 600	2 000	—	—	—	—	65	92	150	230	370	600	920	1 500
2 000	2 500	—	—	—	—	78	110	175	280	440	700	1 100	1 750

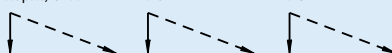
Допуски на отклонения от формы и взаимного расположения посадочных мест подшипников на валах и в корпусах



Поверхность
Характеристика

Условное обознач. характеристики зона допуска

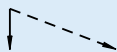
Допустимые отклонения
Класс допуска подшипников¹⁾
норм., CLN P6 P5



Цилиндрические посадочные места

Цилиндричность		t ₁	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
Общее радиальное биение		t ₃	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2
Плоская опора						
Прямоугольность		t ₂	IT5	IT4	IT3	IT2
Общее осевое биение		t ₄	IT5	IT4	IT3	IT2

Пояснение



Для обычных требований

Для специальных требований относительно точности вращения или равномерности опоры.

¹⁾ Для получения информации по подшипникам, имеющим более высокий класс точности (P4 и т.д.), просим обратиться к каталогу SKF «Прецизионные подшипники»

Допуски посадочных мест конических шеек

При монтаже подшипника непосредственно на коническое посадочное место на валу допуски диаметра посадочного места могут быть шире, чем в случае цилиндрических посадочных мест. На **рис. 18** показаны величины допуска на диаметр качества 9, при этом оговоренные допуски формы остаются такими же, как и для цилиндрического посадочного места. SKF рекомендует использовать следующие допуски для конических посадочных мест на валах для подшипников:

- Допуски конусности при механической обработке конических посадочных мест должны составлять $\pm IT7/2$ с учетом ширины подшипника. Эта величина определяется по формуле, приведенной на (\rightarrow **рис. 18**), где

$$\Delta_k = IT7/2 B$$

Допустимая величина отклонения угла конуса равна

$$V_k = 1/k \pm IT7/2 B$$

где

V_k = допуск угла конуса

Δ_k = допустимое отклонение угла конуса

k = конусность:

12 для конусности 1: 12

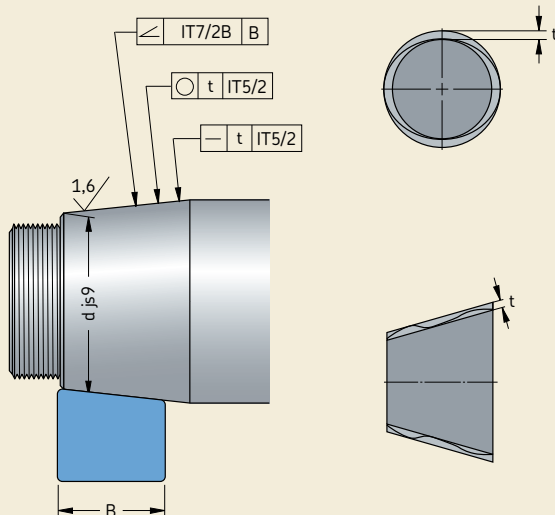
30 для конусности 1: 30

B = ширина подшипника

$IT7$ = величина допуска, определенная по ширине подшипника, мм

- Допуски прямолинейности в осевых сечениях должны соответствовать $IT5/2$ с учетом диаметра d и подпадать под определение: «в каждом осевом сечении допуск прямолинейности ограничивается двумя параллельными линиями, находящимися на расстоянии « t » друг от друга».
- Допуски круглости в радиальных сечениях должны соответствовать $IT5/2$ с учетом диаметра d и подпадать под определение «в каждом радиальном сечении допуск круглости ограничен двумя концентрическими кругами, находящимися на расстоянии « t » друг от друга». В тех случаях, когда оговариваются особо жесткие требования к точности вращения, вместо вышеуказанных квалитетов необходимо использовать $IT4/2$.

Рис. 18



Применение подшипников

Оптимальный способ контроля конических посадочных мест – при помощи специального приспособления, оборудованного индикатором часового типа. Более практичный, но менее точный способ состоит в использовании кольцевых калибров, специальных конусных калибров или синусной линейки.

Шероховатость поверхности посадочных мест подшипников

Шероховатость поверхности посадочных мест не оказывает столь важного влияния на рабочие характеристики подшипников, как соблюдение заданных допусков размеров, форм и взаимного расположения. Однако требуемая величина натяга при посадке будет тем точнее, чем меньше будет шероховатость сопряженных поверхностей. Для менее критичных подшипниковых узлов допускается сравнительно большая шероховатость поверхностей.

Для тех подшипниковых узлов, к допускам которых предъявляются повышенные требования, ориентировочные величины средней шероховатости поверхности R_a приведены в **табл. 12** для различных классов допусков размеров посадочных мест подшипников. Эти рекомендации применимы по отношению к шлифованным посадочным местам, что обычно подразумевается, когда речь идет о посадочных местах на валах.

Дорожки качения на валах и в корпусах

Для полной реализации грузоподъемности подшипников дорожки качения, выполняемые на сопряженных деталях цилиндрических роликоподшипников, имеющих только одно кольцо, и комплектах цилиндрических упорных роликов с сепаратором, должны иметь твердость HRC 58–64.

Шероховатость поверхности должна составлять $R_a \leq 0,2$ мкм или $R_z \leq 1$ мкм. При менее жестких требованиях к подшипниковым узлам твердость и шероховатость поверхностей соответственно могут быть ниже и выше.

Допуски круглости и цилиндричности не должны превышать 25 и 50 % соответственно от допуска на диаметр дорожки качения.

Допустимые величины осевого биения дорожек качения на валах и в корпусах для комплектов упорных комплектов роликов с сепараторами аналогичны этим же величинам

для вала и свободных колец упорных подшипников, приведенным в **табл. 10, стр. 132**.

Материалы, пригодные для изготовления посадочных мест, включают стали сквозной прокаливаемости, например, сталь марки 100Cr6 согласно ISO 683-17:1999, цементуемые стали, например, сталь марки 20Cr3 или 17MnCr5 согласно ISO 683-17:1999, а также стали с индукционной поверхностной закалкой.

Рекомендуемая глубина закаленного слоя дорожек качения, выполняемых на сопряженных деталях, зависит от различных факторов, включая соотношение нагрузки и динамической и статической грузоподъемности (P/C and P_0/C_0 соответственно), а также твердость сердцевины деталей; данный вопрос с трудом поддается обобщению. Например, для условий, при которых чисто статическая нагрузка равна статической грузоподъемности подшипника, при твердости сердцевины HV 350, рекомендуемая глубина закаленного слоя составляет порядка 0,1 от диаметра тел качения. При работе подшипника в условиях динамических нагрузок допускается меньшая глубина закаленного слоя. За дополнительной информацией просим обращаться в техническую службу SKF.

Таблица 12

Рекомендуемые величины шероховатости поверхности посадочных мест подшипников

Диаметр посадочных мест	Рекомендуемая величина R_a для шлифованных посадочных мест (номера классов шероховатости поверхности)	Допуски на диаметр		
		IT7	IT6	IT5
d (D) ¹⁾ свыше до				
мм	мкм			
–	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)
500	1 250	3,2 (N8) ²⁾	1,6 (N7)	1,6 (N7)

¹⁾ При использовании монтажа с гидрораспором величина R_a должна быть не более 1,6 мкм

²⁾ Для диаметров > 1 250 мм обратитесь за консультацией в техническую службу SKF

Осевая фиксация подшипников

Одной лишь посадки с натягом недостаточно для осевой фиксации кольца подшипника. Поэтому, как правило, требуются дополнительные способы осевой фиксации кольца.

Оба кольца фиксирующего подшипника должны иметь двухстороннюю осевую фиксацию. Однако, в случае с нефиксирующими подшипниками неразъемной конструкции, осевую фиксацию имеет только кольцо с более плотной посадкой – обычно это внутреннее кольцо; другое кольцо должно свободно перемещаться в осевом направлении относительно своего посадочного места, за исключением подшипников CARB, где должна быть обеспечена осевая фиксация обоих колец. Осевая фиксация колец подшипников с «перекрестной фиксацией» осуществляется только с одной стороны.

Для плавающих подшипников, имеющих разъемную конструкцию, например, цилиндрических роликоподшипников, должна быть обеспечена осевая фиксация обоих колец.

Способы фиксации

Подшипники с цилиндрическим отверстием

При посадке колец подшипников с натягом они обычно монтируются таким образом, чтобы одна сторона кольца упиралась в заплечик вала или в корпуса (→ рис. 19). С другой сто-

Рис. 19

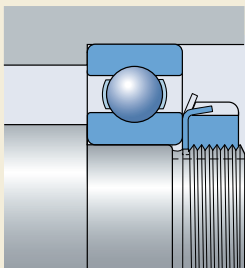


Рис. 20

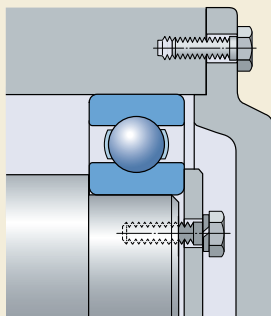


Рис. 21

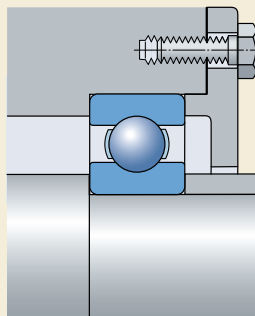
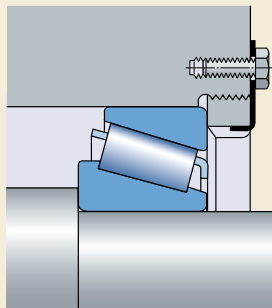


Рис. 22



Применение подшипников

роны внутренние кольца, как правило, фиксируются стопорными гайками, как показано в разделе «Стопорные гайки» на **стр. 1007**, например, типа KM + MB (→ **рис. 19**), или концевыми шайбами (→ **рис. 20**), закрепляемыми на торце вала. Наружные кольца, как правило, удерживаются при помощи торцевой крышки корпуса (→ **рис. 21**), а в особых случаях – при помощи резьбового кольца (→ **рис. 22**).

Вместо цельных запечников на валу или в корпусе зачастую удобнее использовать распорные втулки или кольца, устанавливаемые между кольцами подшипников или между кольцом подшипника и сопряженной деталью, например, шестерней (→ **рис. 23**).

Использование стопорных пружинных колец для осевой фиксации подшипников качения позволяет сэкономить место, ускоряет монтаж и демонтаж и упрощает механическую обработку валов и корпусов. Если ожидаются средние или высокие осевые нагрузки, то между кольцом подшипника и стопорным пружинным кольцом следует установить упорное кольцо для того, чтобы на пружинное кольцо не действовали слишком большие изгибающие моменты (→ **рис. 24**). При необходимости величина осевого зазора между стопорным пружинным кольцом и его канавкой может быть уменьшена путем выбора соответствующих допусков для упорного кольца либо путем установки регулировочных прокладок. Подшипники с канавкой под стопорное кольцо в наружном кольце (→ **рис. 23**) могут закрепляться очень простым и компактным способом – при помощи стопорного пружин-

ного кольца (→ раздел «Радиальные шарикоподшипники» на **стр. 287**).

Другие способы осевой фиксации, особенно подходящие для прецизионных подшипниковых узлов, предполагают использование прессовых посадок, например, в форме ступенчатых втулок. Более подробную информацию можно найти в каталоге SKF «Прецизионные подшипники».

Рис. 23

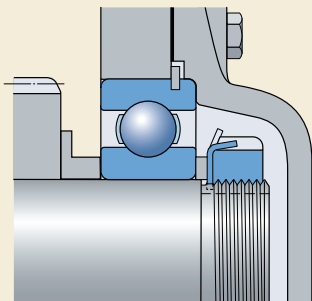
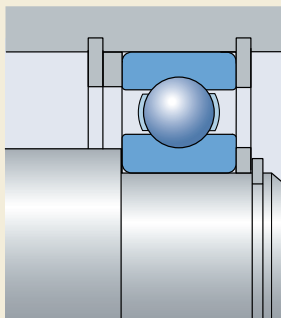


Рис. 24



Подшипники с коническим отверстием

Подшипники с коническим отверстием, устанавливаемые непосредственно на конической шейке вала, обычно удерживаются на валу при помощи стопорной гайки или стопорной гайки на разъемном кольце с наружной резьбой, устанавливаемой в канавку вала (→ рис. 25).

При использовании закрепительной втулки на ступенчатом валу стопорная гайка фиксирует положение подшипника относительно втулки, при этом между заплечиком вала и внутренним кольцом подшипника с другой стороны вставляется распорная втулка (→ рис. 26). При использовании гладких валов, не имеющих цельных заплечиков (→ рис. 27), осевая грузоподъемность подшипника определяется силой трения между валом и втулкой, см. разделы

- «Самоустанавливающиеся шарикоподшипники», стр. 478 и
- «Сферические роликоподшипники», стр. 708.

Если подшипники устанавливаются на стяжной втулке, то внутреннее кольцо должно иметь опору, в качестве которой может использоваться, например, распорное кольцо, нередко объединенное, например, с лабиринтным кольцом. Осевая фиксация самой стяжной втулки осуществляется при помощи концевой шайбы или стопорной гайки (→ рис. 28).

Рис. 26

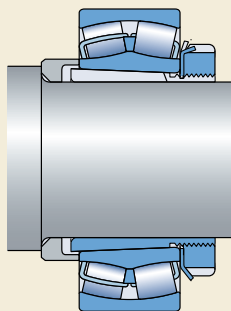


Рис. 27

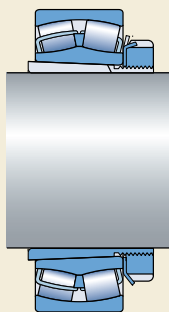


Рис. 25

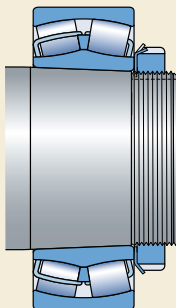
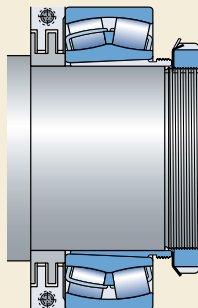


Рис. 28



Размеры опор и галтелей

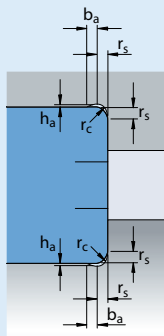
Размеры деталей, сопряженных с подшипником (заплевички вала и корпуса, распорные втулки и т.д.), должны обеспечивать достаточную опору кольцам подшипника, но не касаться его вращающихся частей и не допускать соприкосновения вращающихся частей с неподвижными деталями. Соответствующие размеры опор и переходных галтелей для каждого типоразмера подшипника приведены в таблицах подшипников.

Там, где посадочное место подшипника переходит в заплевич вала или корпуса, галтель может иметь форму простой кривой, размеры h_a и r_b которой приведены в таблицах подшипников, или быть затылованной в форме выточки. В **табл. 13** приводятся размеры соответствующих затылованных галтелей.

Чем больше радиус галтели (для кривой плавной формы), тем благоприятнее распределение напряжений в зоне галтели вала. Поэтому для тяжело нагруженных валов обычно требуются галтели больших радиусов. В таких случаях следует устанавливать распорное кольцо между внутренним кольцом подшипника и заплевичком вала, чтобы создать достаточную площадь опорной поверхности для кольца подшипника. Торец этого кольца, обращенный к заплевичку вала, должен быть затылован таким образом, чтобы он не касался галтели вала (→ **рис. 29**).

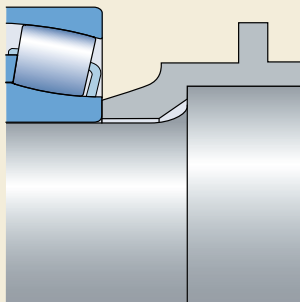
Таблица 13

Переходные галтели



Размер фаски подшипника r_s	Размеры галтели		
	b_a	h_a	r_c
мм	мм		
1	2	0,2	1,3
1,1	2,4	0,3	1,5
1,5	3,2	0,4	2
2	4	0,5	2,5
2,1	4	0,5	2,5
3	4,7	0,5	3
4	5,9	0,5	4
5	7,4	0,6	5
6	8,6	0,6	6
7,5	10	0,6	7
9,5	12	0,6	9

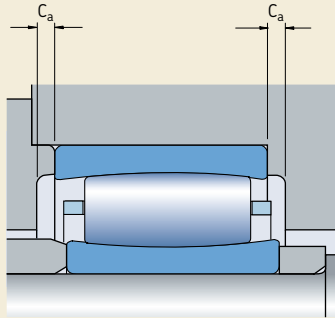
Рис. 29



Тороидальные роликоподшипники CARB

Подшипники CARB способны компенсировать осевое смещение вала внутри подшипника. Чтобы обеспечить возможность такого осевого смещения вала относительно корпуса, необходимо убедиться в наличии свободного пространства с обеих сторон подшипника (→ рис. 30).

Дополнительную информацию можно найти в разделе «Тороидальные роликоподшипники CARB», начиная со **стр. 779**.



Конструирование сопряженных деталей

На стадии проектирования подшипниковых узлов, особенно, когда речь идет о крупногабаритных подшипниках, зачастую необходимо предусмотреть саму возможность монтажа и демонтажа подшипника. Если, например, в заплечиках вала или корпуса предусмотреть пазы или вырезы, то это позволит использовать съемный инструмент (→ рис. 31). Резьбовые отверстия в заплечиках вала также будут способствовать использованию винтов для смещения подшипника с его посадочного места (→ рис. 32).

Если в процессе монтажа подшипников на конические посадочные места и демонтажа с цилиндрических посадочных мест предполагается использовать метод гидрораспора, необходимо обеспечить наличие каналов и канавок на валу (→ рис. 33). Расстояние от маслораспределительной канавки до боковой плоскости подшипника со стороны монтажа или демонтажа должна составлять примерно одну треть от ширины посадочного места. Рекомендуемые размеры соответствующих канавок, каналов и резьбовых отверстий для присоединения подающих маслопроводов можно найти в **таблица 14** и **15**.

Рис. 31

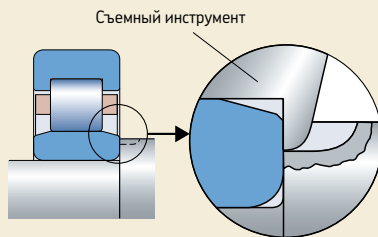


Рис. 32

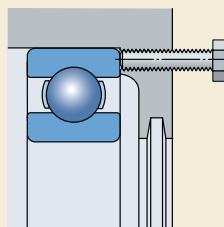


Рис. 33

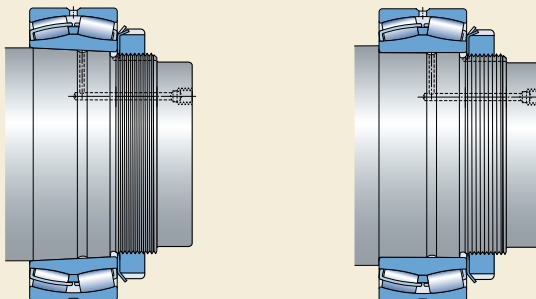
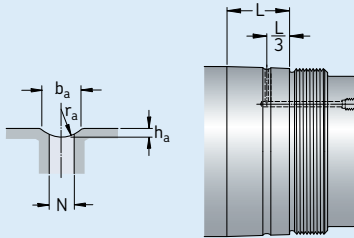


Таблица 14

Рекомендуемые размеры масляных каналов и канавок

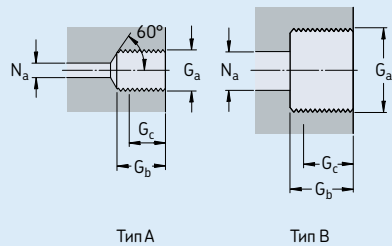


Диаметр посадочного места свыше до	Размеры	Размеры			
		b_a	h_a	r_a	N
мм	мм				
100	100	3	0,5	2,5	2,5
150	150	4	0,8	3	3
200	200	4	0,8	3	3
250	250	5	1	4	4
300	300	5	1	4	4
350	400	6	1,25	4,5	5
400	500	7	1,5	5	5
500	650	8	1,5	6	6
650	800	10	2	7	7
800	1000	12	2,5	8	8

L = ширина посадочного места подшипника

Таблица 15

Тип и рекомендуемые размеры резьбовых отверстий для подсоединения маслопроводов



Резьба	Тип	Размеры		
		G_b	$G_c^{1)}$ макс.	N_a
G_a		мм		
—	—	—		
M 6	A	10	8	3
G 1/8	A	12	10	3
G 1/4	A	15	12	5
G 3/8	B	15	12	8
G 1/2	B	18	14	8
G 3/4	B	20	16	8

¹⁾ Эффективная длина резьбовой части

Предварительный натяг подшипников

В зависимости от технических требований может возникнуть необходимость создания положительного или отрицательного рабочего зазора в подшипниковом узле. В большинстве случаев рабочий зазор должен быть положительным, т.е. при работе подшипник должен иметь остаточный зазор, пусть даже очень небольшой (→ раздел «Внутренний зазор в подшипнике», стр. 137).

Однако, существует много примеров – подшипники шпиндельных узлов станков, опор шестерен мостов автомобилей, подшипниковые узлы малых электрических двигателей или подшипниковые узлы для колебательных движений – где отрицательный рабочий зазор, т.е. предварительный натяг (далее – преднатяг) требуется для увеличения жесткости подшипникового узла или повышения точности его вращения. Создание преднатяга, к примеру, при помощи пружин также рекомендуется в тех случаях, когда подшипники вращаются при очень малых нагрузках с высокими скоростями. В таких случаях преднатяг служит для обеспечения минимальной нагрузки на подшипник и предотвращения повреждения подшипника в результате проскальзывания тел качения (→ раздел «Требуемая минимальная нагрузка» на стр. 75).

Рис. 34

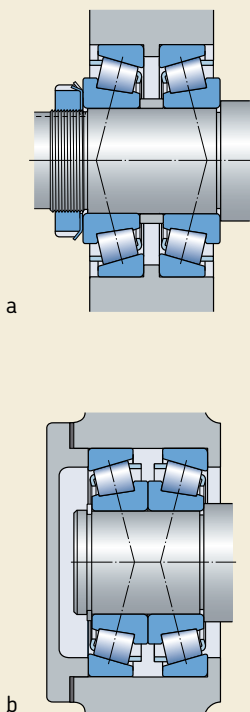
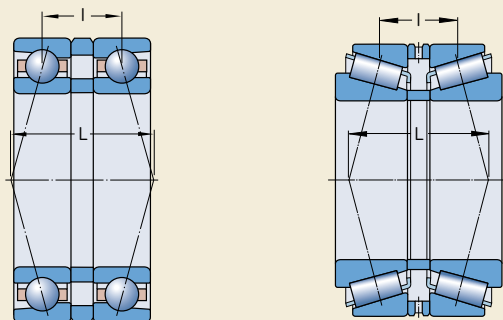


Рис. 35



Типы преднатяга

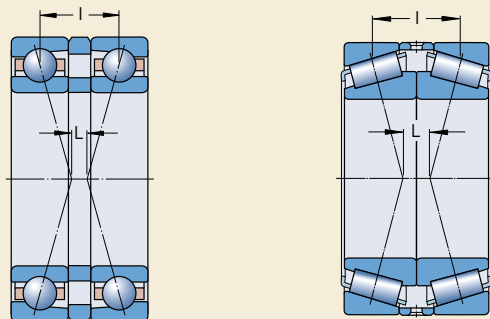
В зависимости от типа подшипника преднатяг может быть радиальным или осевым. Например, цилиндрические роликоподшипники, в силу своей конструкции, могут иметь только радиальный преднатяг, а упорные шарикоподшипники и цилиндрические упорные роликоподшипники – только осевой преднатяг. Однорядные радиально-упорные шарикоподшипники и конические роликоподшипники (→ рис. 34), которые обычно подвергаются осевому преднатягу, как правило, монтируются совместно со вторым однотипным подшипником по O-образной (а) или X-образной (б) схеме. Радиальные шарикоподшипники также, как правило, монтируются с осевым преднатягом, для чего радиальный внутренний зазор этих подшипников должен превышать нормальный радиальный внутренний зазор (например, С3), для того, чтобы, как и в случае с радиально-упорными шарикоподшипниками, угол контакта был несколько больше нуля.

Расстояние L между центрами давления конических роликоподшипников и радиально-упорных шарикоподшипников будет больше расстояния между центрами подшипников l при установке эти подшипников по O-образной (→ рис. 35), и меньше при их установке по X-образной (→ рис. 36) схеме. Это означает, что подшипники, установленные по O-образной схеме, способны компенсировать большие опрокидывающие моменты даже в том случае, когда расстояние между центрами подшипников сравнительно невелико. Радиальные силы, возникающие под воздействием моментной

нагрузки, и деформация, вызываемая ими в подшипниках, будут меньше, чем в случае расположения подшипников по X-образной схеме.

Если в процессе работы нагрев вала будет превышать нагрев корпуса, величина преднатяга, отрегулированная (установленная) в процессе монтажа при температуре окружающей среды, увеличится, причем такое увеличение будет больше при расположении подшипников по O-образной, чем по X-образной схеме. В обоих случаях тепловое расширение в радиальном направлении является причиной уменьшения зазора или увеличения преднатяга. Эта тенденция увеличивается при тепловом расширении в осевом направлении, когда подшипники расположены по O-образной схеме, но уменьшается при расположении по X-образной. Только для подшипников, спаренных по O-образной схеме: при заданном расстоянии между подшипниками и равных коэффициентах теплового расширения подшипников и сопряженных деталей тепловое расширение в осевом и радиальном направлении нейтрализуют друг друга, и величина преднатяга остается неизменной.

Рис. 36



Применение подшипников

Эффект преднатяга подшипников

Основной эффект преднатяга подшипников заключается в следующем:

- увеличивается жесткость узла
- уменьшается уровень шума при работе подшипника
- увеличивается точность вращения вала
- компенсируются процессы износа и смятия деталей в процессе эксплуатации
- увеличивается срок службы подшипника.

Высокая жесткость

Жесткость подшипника (в Н/ммк) определяется как отношение силы, действующей на подшипник, к упругой деформации в подшипнике.

Упругие деформации под воздействием нагрузки у подшипника с преднатягом будут меньше, чем у подшипников, не имеющих преднатяга.

Малошумность

Чем меньше рабочий зазор в подшипнике, тем лучше направление тел качения в ненагруженной зоне и меньше уровень шума при работе подшипника.

Точность вращения вала

Подшипники, установленные с преднатягом, обеспечивают более точное направление вала, т.к. преднатяг ограничивает изгиб вала под действием нагрузки. Например, более точное направление вала и повышенная жесткость установленных с преднатягом подшипников ведущих шестерен и дифференциалов означает, что зацепление шестерен будет точным и неизменным, а дополнительные динамические силы будут минимальными. В результате работа зубчатой передачи будет малошумной и срок ее службы увеличится.

Компенсация износа и усадки

В процессе износа и пластического смятия сопряженных деталей зазор в подшипниковом узле увеличивается; это увеличение, однако, можно компенсировать при помощи преднатяга.

Увеличение срока службы

В определенных случаях преднатяг подшипниковых узлов позволяет повысить их эксплуатационную надежность и продлить срок службы. Правильно рассчитанная величина преднатяга оказывает благоприятное влияние на распределение нагрузки в подшипниках и, следова-

тельно, увеличивает их срок службы (→ раздел «Поддержание правильной величины преднатяга» на стр. 216).

Определение силы преднатяга

Преднатяг может выражаться в виде силы или расстояния, хотя основным техническим параметром является усилие преднатяга. В зависимости от способа регулировки предварительный натяг косвенно влияет на момент трения в подшипнике.

Эмпирические величины оптимальных сил предварительного натяга можно получить из апробированных конструкций, технические характеристики которых используются при разработке подобных конструкций. Для новых конструкций SKF рекомендует производить расчет силы преднатяга и проверять точность таких расчетов посредством испытаний.

Поскольку, как правило, не все факторы, влияющие на реальные условия эксплуатации, бывают точно известны, на практике могут потребоваться поправки и уточнения. Надежность расчетов, прежде всего, зависит от того, насколько точно прогнозируемый температурный режим работы и упругое поведение сопряженных деталей и, самое главное, корпуса соответствуют реальным условиям эксплуатации.

При определении величины предварительного натяга прежде всего нужно рассчитать силу преднатяга, требуемую для обеспечения оптимального сочетания жесткости, срока службы и эксплуатационной надежности подшипника. Затем рассчитывается сила преднатяга, прикладываемая при монтаже подшипника. В процессе монтажа сохраняется обычная температура окружающей среды, а подшипники не подвергаются рабочей нагрузке.

Величина преднатяга при нормальной рабочей температуре зависит от нагрузки на подшипник. Радиально-упорные шарикоподшипники или конические роликоподшипники способны воспринимать радиальные и осевые нагрузки, действующие одновременно. Под воздействием радиальной нагрузки в подшипнике возникает сила, действующая в осевом направлении, которая, как правило, должна восприниматься вторым «зеркально» расположенным подшипником. Чисто радиальное смещение одного кольца подшипника относительно другого будет означать, что половина окружности подшипника (то есть половина тел качения)

находится под нагрузкой, а осевая сила, возникающая в подшипнике, будет равна:

$F_a = R F_r$ для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников или

$F_a = 0,5 F_r / Y$ для однорядных конических роликоподшипников,

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник (→ рис. 37).

Величина переменной R с учетом характера контакта внутри радиально-упорных шарикоподшипников определяется согласно указаниям, приведенным в разделе "Определение осевой силы для отдельно устанавливаемых или двоярных подшипников" начиная со **стр. 415**.

Величины коэффициента осевой нагрузки Y для конических роликоподшипников представлены в таблицах подшипников.

Если одиночный подшипник подвергается радиальной нагрузке F_r , то для реализации грузоподъемности этого подшипника к нему должна быть приложена внешняя осевая сила F_a вышеуказанной величины. Если приложенная внешняя сила будет меньше, количество тел качения, несущих эту нагрузку, будет меньше, и грузоподъемность подшипника соответственно уменьшится.

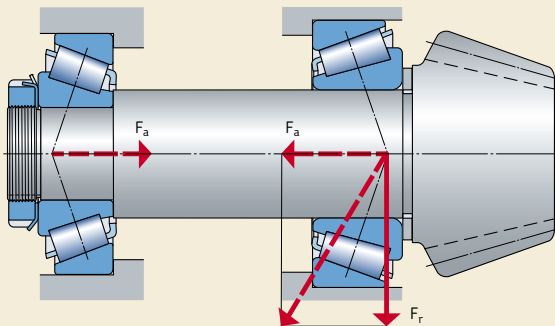
В подшипниковом узле, состоящем из двух радиально-упорных подшипников или двух конических роликоподшипников, установленных по O -образной или X -образной схеме, каждый из подшипников должен воспринимать осевые силы попеременно. Если оба подшипника одинаковы, радиальная нагрузка

действует в центре между подшипниками и подшипниковый узел отрегулирован на нулевой зазор, то распределение нагрузки, при котором половина тел качения находится под нагрузкой, происходит автоматически. При других вариантах, особенно при наличии внешней осевой нагрузки, может возникнуть необходимость преднатяга подшипников для компенсации зазора, возникающего в результате упругой деформации подшипника, с учетом осевой нагрузки и достижения более благоприятного ее распределения в другом подшипнике, который осевую нагрузку не несет.

Преднатяг также увеличивает жесткость подшипникового узла. Принимая решение относительно жесткости подшипникового узла, следует помнить, что на нее оказывает влияние не только упругость подшипников, но и упругость вала и корпуса, а также тип посадки колец подшипников, равно как и упругие деформации всех прочих деталей, находящихся в поле действия сил, включая опоры. Все эти факторы в значительной степени определяют общую упругость системы вала. Осевая и радиальная упругость подшипника зависит от его внутренней конструкции, т.е. от условий контакта (точечного или линейного), количества и диаметра тел качения и величины угла контакта. Чем больше угол контакта, тем больше осевая жесткость подшипника.

Если в первом приближенном значении предположить линейную зависимость упругости от нагрузки, т.е. постоянный коэффициент жесткости подшипника, то сравнение показывает, что осевое смещение в подшипниковом узле,

Рис. 37



Применение подшипников

имеющем преднатяг, будет меньше, чем в подшипниковом узле, не имеющем преднатяга, при одной и той же внешней осевой силе K_a (→ **диаграмма 2**). Например, подшипниковый узел ведущей шестерни состоит из двух конических роликоподшипников А и В разного размера, имеющих константы жесткости C_A и C_B , и подвергается воздействию силы преднатяга F_0 . Если осевая сила K_a действует на подшипник А, подшипник В будет ненагружен и дополнительная нагрузка, действующая на подшипник А, и осевое смещение вала шестерни будет меньше, чем у подшипника, не имеющего преднатяга. Однако, если внешняя осевая сила превышает величину

$$K_a = F_0 \left(1 + \frac{C_A}{C_B} \right),$$

то подшипник В будет освобожден от действия осевой силы преднатяга, и величина осевого смещения под воздействием дополнительной нагрузки будет такой же, что и у подшипникового узла без преднатяга, т.е. будет определяться исключительно константой жесткости подшипника А. Таким образом, чтобы предотвратить полное разгрузку подшипника В, когда на подшипник А действует нагрузка K_a , требуется создать преднатяг следующей величины:

$$F_0 = K_a \frac{C_B}{C_A + C_B}$$

Характер сил и упругих перемещений, происходящих в подшипниковом узле, установленном с преднатягом, а также влияние изменения величины силы преднатяга проще всего определить по диаграмме «сила преднатяга/ путь преднатяга» (→ **диаграмма 3**). Эта диаграмма состоит из кривых жесткости деталей, подвергающихся преднатягу относительно друг друга, и позволяет выяснить следующее:

- отношение между силой преднатяга и путем преднатяга в пределах подшипникового узла, имеющего преднатяг
- отношение между внешней осевой силой K_a и нагрузкой на подшипник для подшипникового узла, имеющего преднатяг, а также упругой деформацией, вызываемой воздействием внешней силы.

На **диаграмме 3**, все детали, которые подвергаются воздействию дополнительной нагрузки за счет действия рабочих сил, представлены кривыми, восходящими слева направо, а все ненагруженные детали – кривыми, восходящими справа налево. Кривые 1, 2 и 3 соответствуют различным силам преднатяга ($F_{01}, F_{02} < F_{01}$ и $F_{03} = 0$). Пунктирными линиями отмечены силы, относящиеся к самому подшипнику, а сплошными – те, что относятся к положению подшипника в целом (подшипник с сопряженными деталями).

При помощи **диаграммы 3** можно, например, объяснить соотношения сил, возникающие в подшипниковом узле ведущей шестерни (→ **рис. 39, стр. 213**), где преднатяг создается посредством регулировки подшипника А относительно подшипника В через вал и корпус. Внешняя осевая сила K_a (осевая составляющая сил на зубьях передачи) накладывается на силу преднатяга (кривая 1) таким образом, что подшипник А подвергается действию дополнительной нагрузки, в то время как подшипник В разгружен. Нагрузка, действующая в месте расположения подшипника А, обозначается F_{aA} , а в месте расположения подшипника В – F_{aB} .

Под влиянием силы K_a вал ведущей шестерни смещается по оси на величину δ_{a1} . Меньшая по величине сила преднатяга F_{02} (кривая 2) выбрана таким образом, что подшипник В полностью разгружается осевой силой K_a , т.е. $F_{aB} = 0$ и $F_{aA} = K_a$. В этом случае вал ведущей шестерни смещается на величину $\delta_{a2} > \delta_{a1}$. Если узел не имеет преднатяга (кривая 3), то величина осевого смещения вала ведущей шестерни будет наибольшей ($\delta_{a3} > \delta_{a2}$).

Диаграмма 2

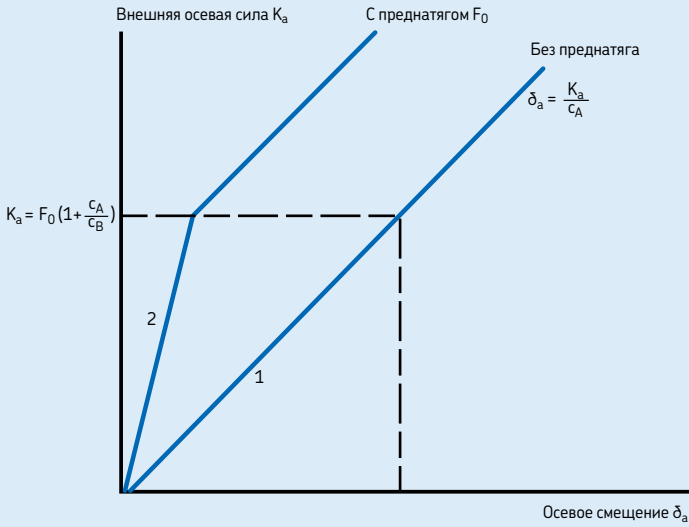
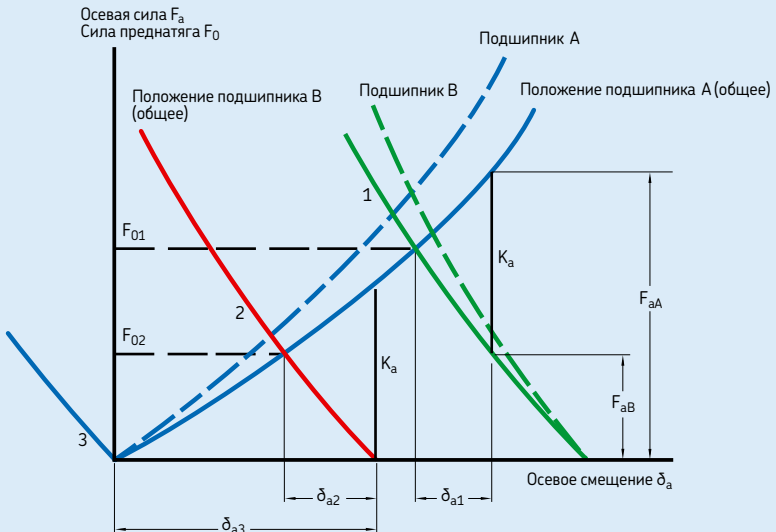


Диаграмма 3



Методика регулировки

Регулировка – это установка заданных величин внутреннего зазора подшипника (→ раздел «Монтаж», начиная со **стр. 261**) или преднатяга подшипникового узла.

Радиальный преднатяг, который обычно применяется в роликоподшипниках с цилиндрическими роликами, двухрядных радиально-упорных шарикоподшипниках и иногда в радиальных шарикоподшипниках, например, достигается путем создания достаточной степени натяга одного или обоих колец подшипника для уменьшения начального внутреннего зазора подшипника до нуля. При этом в процессе работы зазор становится отрицательным, т.е. появляется преднатяг.

Подшипники с коническим отверстием особенно подходят для создания радиального преднатяга, т.к. путем перемещения подшипника вдоль его конической посадочной поверхности степень преднатяга может быть установлена в узких пределах.

Осевой преднатяг однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, конических роликоподшипников, а также радиальных шарикоподшипников создается путем осевого смещения одного из колец подшипника относительно другого на расстояние, соответствующее требуемой силе преднатяга. Существуют две основные группы методик регулировки, в основе которых лежат различные принципы: индивидуальная регулировка и групповая регулировка.

Индивидуальная регулировка

При индивидуальной регулировке каждый подшипниковый узел регулируется отдельно при помощи гаек, регулировочных прокладок, распорных втулок, деформируемых втулок и т. д. Методика измерения и проверки обеспечивает высокую точность установки заданной номинальной силы преднатяга с наименьшими возможными отклонениями. Существуют разные методы в зависимости от количества измеряемых подшипников

- регулировка путем измерения расстояния преднатяга
- регулировка по моменту трения
- регулировка путем измерения прямого усилия.

Преимущество индивидуальной регулировки состоит в том, что отдельные детали узла могут изготавливаться по нормальным допускам, при этом величина требуемого преднатяга может быть установлена с достаточной степенью точности.

Регулировка путем контроля расстояния преднатяга

Этот метод регулировки часто используется в тех случаях, когда детали подшипникового узла предварительно собраны. Преднатяг, к примеру, подшипникового узла ведущей шестерни достигается путем установки

- промежуточных колец между наружными и внутренними кольцами двух подшипников (→ **рис. 38**)
- регулировочных прокладок между заплечиком корпуса и наружным кольцом подшипника или между крышкой и корпусом (→ **рис. 39**), крышкой в данном случае является фланцевый стакан
- распорного кольца между заплечиком вала и внутренним кольцом одного из подшипников (→ **рис. 40**) или между внутренними кольцами двух подшипников.

Рис. 38

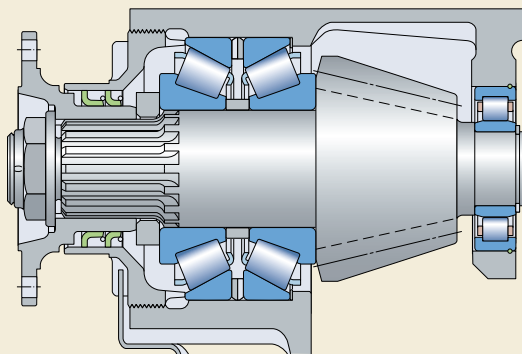


Рис. 39

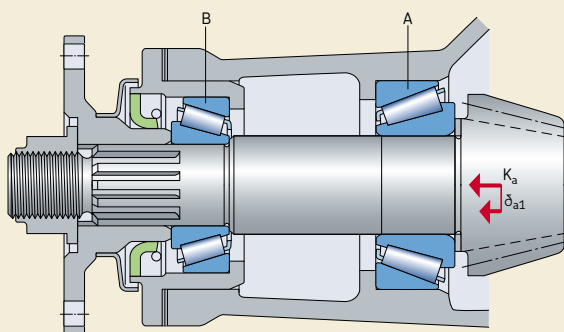
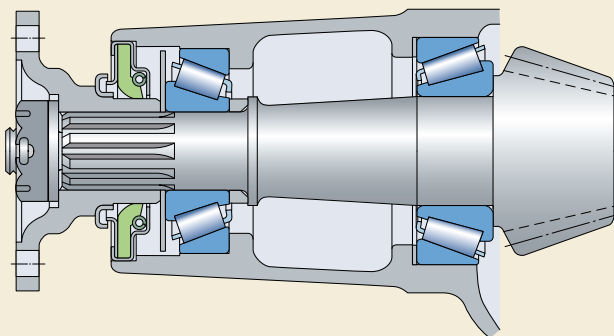


Рис. 40



Применение подшипников

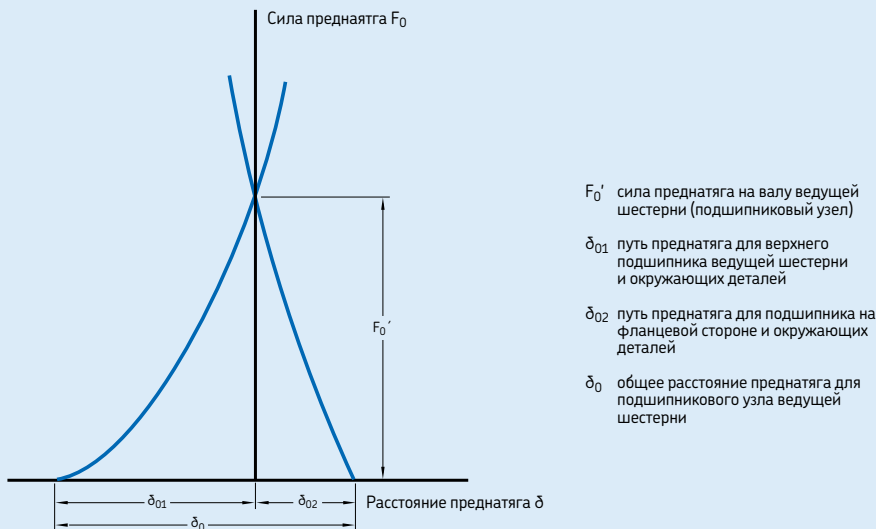
Ширина регулировочных прокладок, проставочных или распорных колец определяется

- расстоянием между заплечиками вала и корпуса
- общей шириной обоих подшипников
- расстоянием преднатяга (осевым смещением), соответствующим требуемой силе преднатяга
- коэффициентом поправки расстояния преднатяга, учитывающим тепловое расширение в процессе работы
- производственными допусками, устанавливаемыми путем замера всех деталей в домонтажном состоянии
- коэффициентом поправки, учитывающим определенную потерю силы преднатяга после определенного периода работы.

Этот метод регулировки основан на зависимости силы преднатяга от упругих деформаций внутри системы, имеющей преднатяг.

Требуемый преднатяг можно определить по графику «сила преднатяга/расстояние преднатяга» (→ **диаграмма 4**).

Диаграмма 4



Регулировка по моменту трения

Этот метод популярен в серийном производстве, т.к. требует малого времени и допускает значительную автоматизацию. Поскольку существует определенная зависимость между преднатягом подшипника и моментом трения в нем при постоянном контроле величины момента трения имеется возможность остановить процесс регулировки в тот момент, когда момент трения будет соответствовать требуемой степени преднатяга. Однако, следует помнить, что у разных подшипников может быть разный момент трения и что он также зависит от условий смазывания и скорости вращения.

Регулировка путем измерения прямого усилия

Поскольку целью регулировки подшипников является создание заданной степени преднатяга, логично использовать такой метод, который бы создавал прямое усилие преднатяга или позволял измерять такое прямое усилие. Однако, на практике предпочитают использовать косвенные методы регулировки преднатяга путем измерения его расстояния или по моменту трения, т.к. они проще и дешевле.

Групповая регулировка

Этот метод регулировки, который также можно назвать «среднестатистической регулировкой», предполагает изготовление подшипников, вала и корпуса, распорных колец или втулок и т.д. в обычных количествах и их сборку из обычных деталей; при этом все детали полностью взаимозаменяемы. В случае коническими роликоподшипниками такая взаимозаменяемость также распространяется на узлы наружного и внутреннего кольца. Для того, чтобы сэкономить на производстве дорогостоящих подшипников и сопряженных деталей повышенной точности, делается допущение, что детали с предельными величинами допусков редко попадают в состав одного узла (статистическая оценка). Однако, если предполагается, что величина преднатяга должна иметь как можно меньший разброс, производственные допуски должны быть уменьшены. Преимущество групповой регулировки состоит в том, что в процессе монтажа подшипников не требуется никакой проверки и дополнительного оборудования.

Преднатяг при помощи пружин

Путем создания преднатяга подшипников небольших электродвигателей и аналогичных машин можно уменьшить уровень шума, возникающий при их работе. В этих случаях подшипниковый узел состоит из однорядного радиального шарикоподшипника, установленного на каждом конце вала. Простейшим способом создания преднатяга является применение пружин или «пакетов» пружин (→ рис. 41). Пружина действует на наружное кольцо одного из двух подшипников; это наружное кольцо должно допускать осевое смещение. Сила преднатяга остается практически постоянной даже при осевом смещении подшипника в результате теплового расширения. Требуемую величину силы преднатяга можно ориентировочно рассчитать по формуле

$$F = k d$$

где

F = сила преднатяга, кН

k = коэффициент (см. ниже)

d = диаметр отверстия подшипника, мм

В зависимости от конструкции электродвигателя коэффициент « k » принимается равным величине от 0,005 до 0,01. Если преднатяг используется,

главным образом, для защиты подшипника от воздействия вибрации в неподвижном состоянии, величина предварительного натяга должна быть больше, а величина коэффициента « k » выбирается равной 0,02.

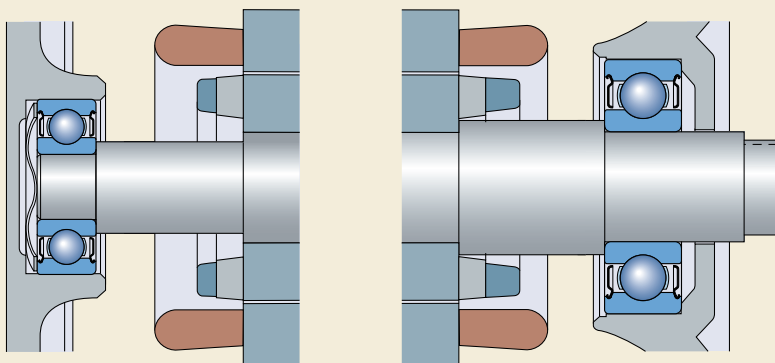
Метод нагружения пружинами также широко используется для создания преднатяга радиально-упорных подшипников шпиндельных узлов высокоскоростных шлифовальных станков. Однако этот метод непригоден для тех случаев, когда от подшипниковых узлов требуется высокая степень жесткости или когда меняется направление нагрузки или могут возникать случайные ударные нагрузки.

Поддержание правильного преднатяга

При выборе силы преднатяга подшипникового узла нужно помнить, что за счет превышения оптимальной величины преднатяга можно добиться лишь минимального увеличения жесткости. При этом одновременно происходит увеличение трения и, следовательно, тепловыделения, и в результате действия дополнительной постоянно действующей нагрузки резко сокращается срок жизни подшипника.

Диаграмма 5 показывает, в какой зависимости находится долговечность подшипника от

Рис. 41



величины преднатяга/зазора. Поскольку чрезмерное увеличение преднатяга связано с риском снижения эксплуатационной надежности подшипникового узла, а также в связи с тем, что определение надлежащей силы преднатяга, как правило, связано со сложными расчетами, по этим вопросам рекомендуется обращаться в техническую службу SKF.

При регулировке преднатяга подшипникового узла также важно, чтобы установленная величина преднатяга, определенная путем расчетов или из предыдущего опыта, имела как можно меньший разброс. Это означает, например, что в процессе регулировки подшипниковых узлов, состоящих из конических роликоподшипников, подшипники должны быть несколько раз прокручены для устранения перекоса роликов и для того, чтобы торцы роликов вошли в правильный контакт с направляющим бортом внутреннего кольца. Если этого не произойдет, то результаты, полученные в процессе осмотра или путем измерений, окажутся недостоверными, а окончательная величина преднатяга будет меньше требуемой величины.

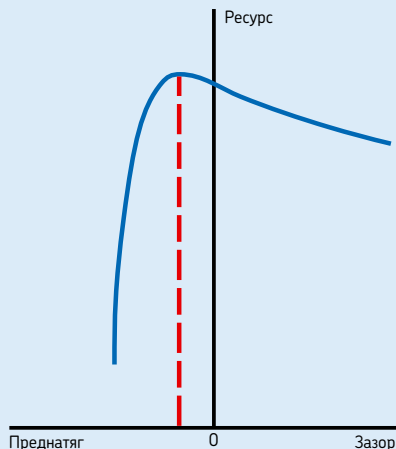
- спаренные однорядные радиальные шарикоподшипники (→ раздел «Однорядные радиальные шарикоподшипники», начиная со **стр. 289**).

Подшипники для узлов с преднатягом

По требованию заказчика SKF может поставлять одиночные подшипники или комплекты согласованных подшипников, специально адаптированных для простой и надежной регулировки, или согласованных в процессе производства таким образом, чтобы обеспечить заданную величину преднатяга после монтажа. Среди них

- конические роликоподшипники, соответствующие спецификациям CL7C для ведущих валов и дифференциалов автомобилей (→ раздел «Однорядные конические роликоподшипники», начиная со **стр. 605**)
- однорядные радиально-упорные шарикоподшипники для комплектного монтажа (→ раздел «Однорядные радиально-упорные шарикоподшипники», начиная со **стр. 409**)
- спаренные однорядные конические роликоподшипники, например, для промышленных редукторов (→ раздел «Спаренные однорядные конические роликоподшипники», начиная со **стр. 671**)

Диаграмма 5



Узлы уплотнений

Любой подшипниковый узел состоит не только из подшипников, но и из сопряженных деталей. Помимо валов и корпусов, к таким сопряженным деталям относятся уплотнения, от качества работы которых зависит чистота смазочного материала и общий срок службы подшипникового узла. Для конструктора это означает, что подшипник и уплотнение должны рассматриваться как комплексная система.

Среди уплотнений для подшипников качения различают встроенные уплотнения, выполненные заодно с подшипником, и уплотнения, которые устанавливаются отдельно от подшипника. Подшипники с уплотнениями обычно используются для узлов, где достаточно эффективное внешнее уплотнение не может быть обеспечено из-за нехватки места или по экономическим соображениям.

Типы уплотнений

Назначение уплотнения состоит в том, чтобы препятствовать проникновению любых загрязняющих веществ во внутреннюю среду подшипникового узла. Внешние уплотнения должны задерживать проникновение веществ между неподвижной и вращающейся поверхностью, например, корпуса и вала. Встроенные уплотнения подшипников должны обладать способностью как задерживать проникновение загрязняющих веществ внутрь подшипника, так и удерживать смазочный материал в полости подшипника.

Для эффективной работы уплотнение должно обладать достаточной податливостью, чтобы компенсировать любые неровности поверхности и при этом иметь достаточную прочность, чтобы выдерживать перепад рабочего давления. Материалы, используемые для изготовления уплотнений, также должны обладать работоспособностью в широком диапазоне рабочих температур и иметь достаточную устойчивость к химическому воздействию агрессивной среды.

Существует несколько типов уплотнений; например, стандарт DIN 3750 различает следующие несколько основных типов

- уплотнения, контактирующие с неподвижными поверхностями

Рис. 42

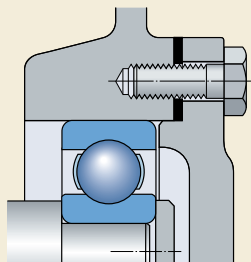


Рис. 43

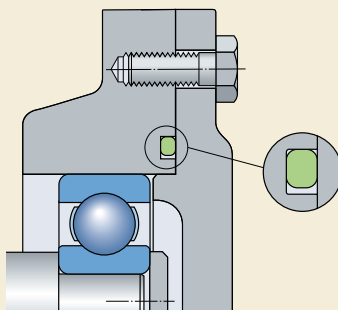
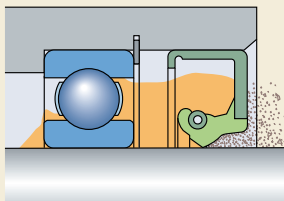


Рис. 44



- уплотнения, контактирующие со скользящими поверхностями
- бесконтактные уплотнения
- сальниковые и мембранные уплотнения.

Уплотнения, контактирующие с неподвижными поверхностями, известны как статические уплотнения. Эффективность их работы зависит от способности их поперечного сечения к радиальной или осевой деформации при монтаже. Типичными примерами статических уплотнений являются прокладки (→ рис. 42) и O-образные кольца (→ рис. 43).

Уплотнения, контактирующие со скользящими поверхностями, называются динамическими уплотнениями и используются для уплотнения зазоров между деталями машин, которые совершают относительно друг друга линейные или вращательные движения. Такие динамические уплотнения должны удерживать смазочный материал, исключать попадание загрязняющих веществ, разделять различные среды и выдерживать перепады давления. Существуют различные типы динамических уплотнений, включая сальниковые уплотнения и поршневые кольца, предназначенные для линейных или колебательных движений. Однако наиболее распространенным типом уплотнений является радиальное манжетное уплотнение вала (→ рис. 44), которое широко используется во всех отраслях промышленности.

Бесконтактные радиальные уплотнения для валов обеспечивают уплотняющий эффект за счет узкого и относительно длинного зазора, который может быть расположен в осевом,

радиальном или комбинированном направлении. Бесконтактные уплотнения, начиная с простых уплотнений щелевого типа и кончая многоступенчатыми лабиринтами (→ рис. 45), практически не имеют трения и не подвержены износу.

Сальниковые и мембранные уплотнения используются для уплотнения деталей, имеющих ограниченную свободу перемещения относительно друг друга.

Т.к. динамические уплотнения играют важную роль в обеспечении эффективного уплотнения подшипниковых узлов, приводимая ниже информация в основном касается радиальных уплотнений, их различных типов и вариантов исполнения.

Выбор типа уплотнения

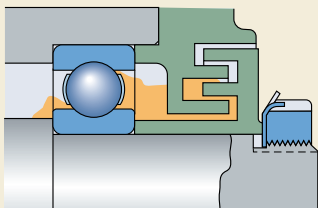
Уплотнения подшипниковых узлов должны иметь минимальное трение и минимальный износ, обеспечивая при этом максимальную защиту даже в самых тяжелых условиях работы. Т.к. качество работы подшипника и его срок службы тесно связаны с эффективностью уплотнения, влияние загрязняющих веществ на долговечность подшипника является одним из главных конструктивных факторов. За более подробной информацией о влиянии загрязнения на работу подшипника просим обратиться к разделу «Выбор размера подшипника», который начинается на стр. 49.

При выборе наиболее подходящего типа уплотнения для конкретного подшипникового узла необходимо учитывать целый ряд факторов, среди которых

- тип смазочного материала: масло или пластичная смазка
- окружная скорость на поверхности уплотнения
- расположение вала: горизонтальное или вертикальное
- возможность перекоса вала
- наличие свободного пространства
- трение в уплотнении и результирующее повышение температуры
- влияние окружающей среды
- стоимость.

Поскольку выбор правильного уплотнения имеет жизненно важное значение для работы подшипника, необходимо точно оговорить

Рис. 45



Применение подшипников

технические требования, предъявляемые к уплотнениям, а также точно определить внешние условия.

При наличии полных технических спецификаций можно обратиться к следующим изданиям SKF

- Каталог «Промышленные уплотнения валов»
- Справочник «Рекомендации по конструированию узлов уплотнений» или
- «Интерактивный инженерный каталог SKF» на интернет-сайте www.skf.com.

В случае нехватки или отсутствия опыта в выборе уплотнений для конкретного подшипникового узла SKF – крупнейший производитель уплотнений – может оказать содействие в процессе выбора или предложить готовый вариант подходящих изделий.

Для подшипников качения, как правило, используется два типа внешних уплотнений: контактные и бесконтактные. Выбор типа уплотнения зависит от конкретных требований, предъявляемых к подшипниковому узлу.

Бесконтактные уплотнения

Эффективность внешних бесконтактных уплотнений зависит от уплотняющего действия узкого зазора между вращающимся и неподвижными деталями. Этот зазор может быть расположен в радиальном, осевом или радиально-осевом направлении (→ **рис. 46**). Такие уплотнения могут иметь простую щелевую конструкцию или более сложную конструкцию лабиринтного типа. Как в первом, так и во втором случае

контакт в уплотнениях отсутствует, поэтому в них практически нет трения и они не подвержены износу. Как правило, бесконтактные уплотнения не подвержены воздействию твердых частиц загрязняющих веществ и особенно пригодны для высоких скоростей вращения и высоких температур. Повысить эффективность уплотнения можно путем закачки пластичной смазки в зазоры, образуемые лабиринтом.

Контактные уплотнения

Эффективность контактного уплотнения зависит от способности этого уплотнения создавать минимальное давление на сопряженной поверхности благодаря сравнительно узкой кромке или поверхности уплотнения. Такое давление (→ **рис. 47**) может создаваться за счет

- упругости, вызываемой свойствами материала уплотнения (**a**)
- расчетного натяга между поверхностью уплотнения и его сопряженной поверхностью (**b**) или
- радиальной силы, создаваемой внутренней пружиной уплотнения (**c**).

В целом контактные уплотнения очень надежны, особенно если их износ поддерживается на минимальном уровне за счет соответствующей обработки сопряженной поверхности и смазывания кромки уплотнения/сопряженной поверхности. Трение уплотнения по сопряженной поверхности, сопровождаемое нагревом, является недостатком; поэтому контактные уплотнения могут применяться только до определенных

Рис. 46

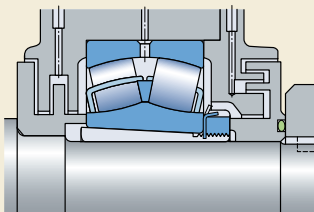
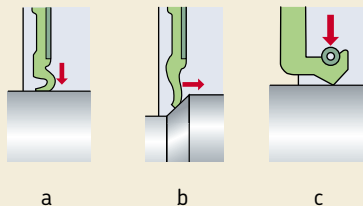


Рис. 47



окружных скоростей в зависимости, главным образом, от типа уплотнения и шероховатости сопряженной поверхности. Контактные уплотнения также подвержены механическим повреждениям, например, в результате неправильного монтажа или воздействия твердых загрязняющих частиц. Для защиты контактного уплотнения от повреждения твердыми частицами перед ним возможна установка бесконтактного уплотнения.

Встроенные уплотнения подшипников

SKF поставяет широкий спектр подшипников, снабженных защитными шайбами или контактными уплотнениями с одной или с обеих сторон, которые во многих случаях являются экономичным и компактным решением для подшипникового узла. Подшипники с защитными шайбами или уплотнениями на обеих сторонах поставляются уже заполненными пластичной смазкой и, как правило, не требуют технического обслуживания. Конструкции используемых уплотнений подробно описаны во вступительном тексте разделов, посвященных соответствующим типам подшипников.

Подшипники с защитными шайбами

Подшипники с защитными шайбами (→ рис. 48) используются для узлов, работающих в условиях средней загрязненности, где отсутствует опасность воздействия воды, пара и т.д. на подшипник. Защитные шайбы также используются в тех случаях, когда важно снизить трение по скоростным или температурным соображениям.

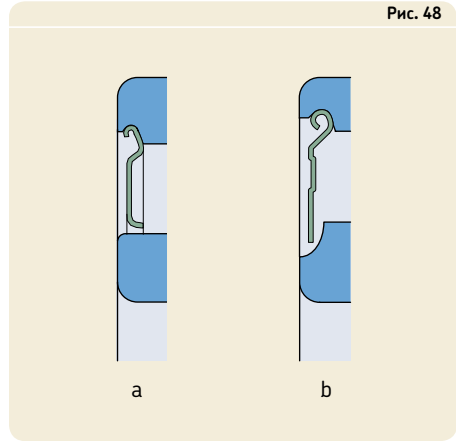


Рис. 48

Защитные шайбы изготавливаются из стали и образуют

- относительно длинную горизонтальную кромку уплотнения с фаской заплечика внутреннего кольца (а) или
- эффективное лабиринтное уплотнение в комбинации с выточкой внутреннего кольца (b).

Подшипники с контактными уплотнениями

Подшипники с контактными уплотнениями, именуемые для краткости «уплотнения», предпочтительны для узлов, работающих в условиях средней загрязненности, где нельзя исключить вероятность присутствия влаги или водяных брызг или требуется долгий срок службы без технического обслуживания.

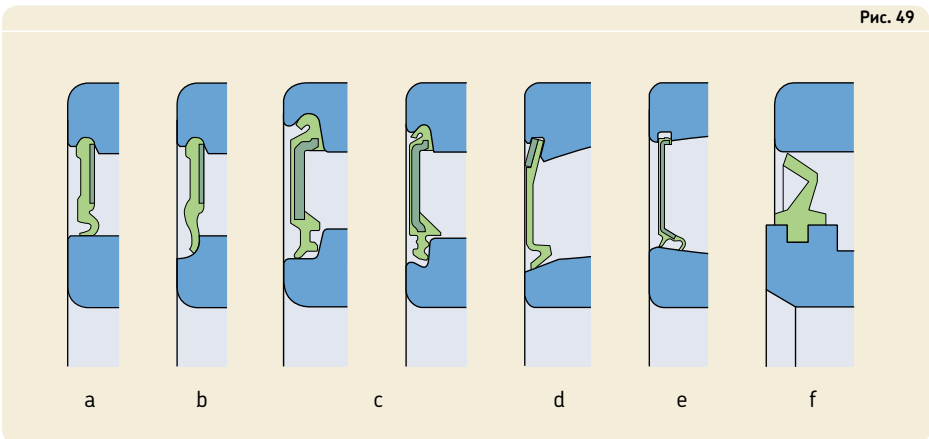


Рис. 49

Применение подшипников

Компанией SKF разработана серия уплотнений (→ рис. 49). В зависимости от типоразмера подшипники могут быть снабжены стандартными уплотнениями, кромки которых сопрягаются:

- с поверхностью внутреннего кольца (**a**) и/или с поверхностью выточки на внутреннем кольце (**b, c**) или
- с фасками на внутреннем (**d, e**) или наружном кольце (**f**).

Для радиальных шарикоподшипников компанией SKF разработаны следующие два дополнительных типа уплотнений (→ рис. 50):

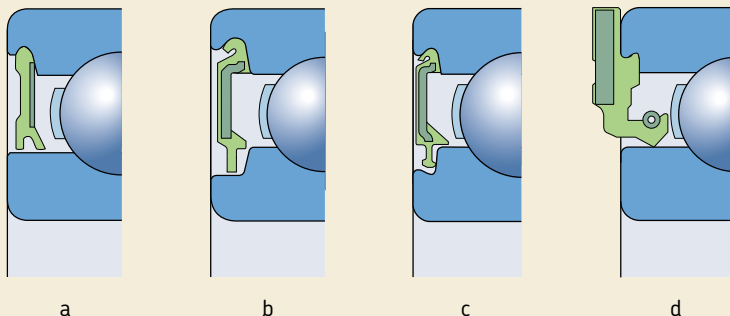
- уплотнение малого трения (**a, b, c**), которое практически является бесконтактным и совмещает повышенные требования к уплотнению при малом трении
- манжетное уплотнение вала Waveseal® (**d**), установленное на одну из боковых плоскостей подшипника и образующее подшипниковый узел с уплотнением типа ICOS.

Встроенные уплотнения подшипников обычно производятся из эластомерных материалов, армированных листовой сталью. В зависимости от серии, размера и предъявляемых требований уплотнения изготавливаются из:

- бутадиенакрилонитрильного каучука (NBR)
- гидрированного бутадиенакрилонитрильного каучука (HNBR)
- фторэластомера (FKM)
- полиуретана (AU).

Выбор соответствующего материала уплотнения зависит от предполагаемой рабочей температуры и используемого смазочного материала. Допустимые рабочие температуры приведены в разделе «Материалы уплотнений», начиная со стр. 142.

Рис. 50



Внешние уплотнения

Для тех случаев, когда эффективное уплотнение подшипникового узла важнее, чем соображения экономии пространства и стоимости, существует выбор из нескольких возможных вариантов.

Настоящий раздел специально посвящен описанию внешних уплотнений, предлагаемых компанией SKF. Многие готовые к монтажу типы внешних уплотнений имеются в коммерческой продаже. Информация по уплотнениям, не входящим в ассортимент поставок SKF, должна рассматриваться только в качестве ознакомительной. SKF не несет ответственности за качество работы изделий, выпускаемых другими поставщиками. Прежде чем включить какое-либо уплотнение в конструкцию подшипникового узла, наведите справки об этом изделии у его поставщика.

Бесконтактные уплотнения

Самым простым внешним уплотнением является щелевое уплотнение, образующее узкую щель между поверхностью вала и корпуса (→ рис. 51). Такое уплотнение является достаточным для подшипников, смазываемых пластичной смазкой и работающих в условиях сухой и незагрязненной среды. Эффективность этого уплотнения можно повысить, если выточить одну или несколько концентрических канавок в отверстии корпуса на выходе вала (→ рис. 52). Пластичная смазка, проникающая через щель, заполняет канавки и помогает предотвратить проникновение загрязняющих веществ.

Если применяется смазывание маслом и вал расположен горизонтально, то на валу или в отверстии корпуса можно проточить спиральные канавки – правого или левого направления в зависимости от направления вращения вала (→ рис. 53). Эти канавки служат для возврата вытекающего масла в полость подшипника. При этом важно, чтобы направление вращения вала не изменялось.

Рис. 51

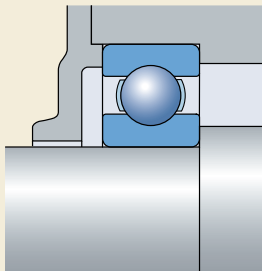


Рис. 52

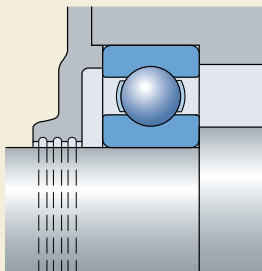


Рис. 53

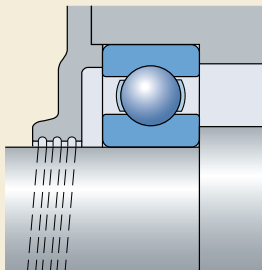
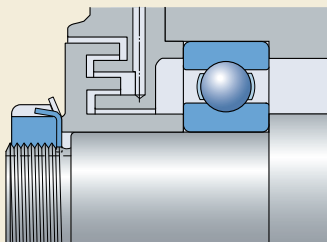
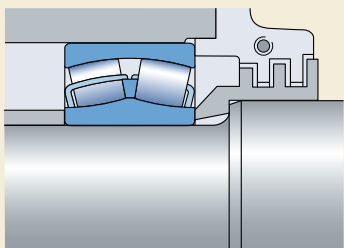


Рис. 54



Одно- или многоступенчатые лабиринтные уплотнения значительно эффективнее, чем простые щелевые уплотнения, но дороже в производстве. Они используются, главным образом, при смазывании пластичной смазкой. Их эффективность можно повысить путем регулярной подачи влагостойкой пластичной смазки, например, на литиево-кальциевой основе. Смазка подается через канал, ведущий к проходам лабиринта. В зависимости от конструкции корпуса уплотнения (цельная или разъемная), процедур монтажа и наличия свободного пространства, гребни лабиринтного уплотнения могут быть расположены вдоль оси (→ рис. 54) или по радиусу (→ рис. 55).

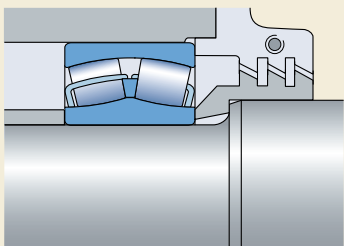
Рис. 55



При возникновении осевого смещения вала в процессе работы ширина осевых каналов лабиринта остается неизменной, поэтому каналы могут быть достаточно узкими. Если предполагается возникновение углового перекоса вала относительно корпуса, следует использовать лабиринтные уплотнения с наклонными проходами (→ рис. 56).

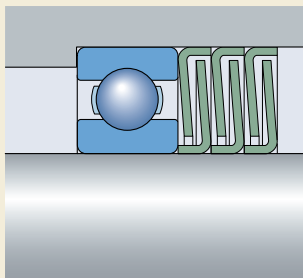
Эффективные и недорогие лабиринтные уплотнения могут быть изготовлены из стандартных комплектующих, имеющихся в продаже, например, при помощи уплотнительных шайб SKF (→ рис. 57). Эффективность уплотнения возрастает по мере увеличения числа комплектов шайб и может быть еще больше увеличена путем установки шайб

Рис. 56



с ворсовым покрытием. Дополнительную информацию об этих уплотнениях можно найти

Рис. 57



в разделе «Уплотнения» в «Интерактивном инженерном каталоге SKF».

Для улучшения уплотняющего действия защитных шайб на вал нередко устанавливают вращающиеся диски (→ рис. 58). Кроме того, при смазывании маслом для этой же цели используют отражательные кольца, канавки или диски. Масло, задерживаемое маслоотражательным кольцом, собирается в проходе корпуса и возвращается в полость корпуса через соответствующие маслоотводящие каналы (→ рис. 59).

Контактные уплотнения

Манжетные уплотнения вала представляют собой контактные уплотнения, которые используются прежде всего для уплотнения подшипников, смазываемых маслом. Эти готовые к монтажу уплотнительные элементы из эластомерных материалов обычно армированы металлом или имеют металлический корпус. Кромки уплотнения обычно изготавливаются из синтетического каучука и прижимаются к уплотняемой поверхности вала при помощи стяжной пружины. В зависимости от материала уплотнения и удерживаемой/отражаемой среды манжетные уплотнения могут эксплуатироваться при температуре от -60 до $+190$ °С.

Первостепенное значение для эффективности уплотнения имеет площадь контакта между кромкой уплотнения и сопряженной поверхностью. Твердость сопряженной поверхности, как правило, должна быть не менее 55 HRC, глубина закаленного слоя не менее 0,3 мм, а шероховатость поверхности согласно ISO

Рис. 59

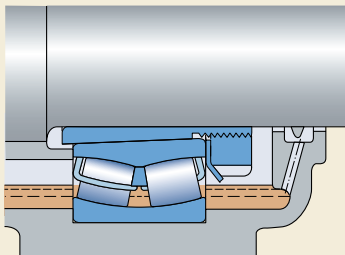


Рис. 60

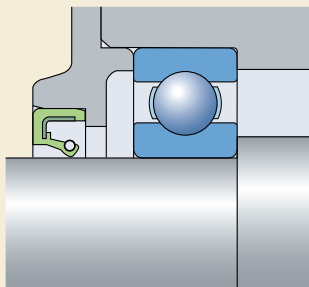


Рис. 58

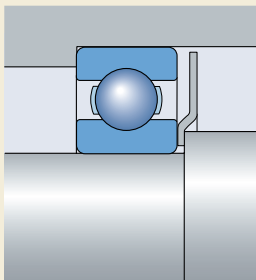


Рис. 61

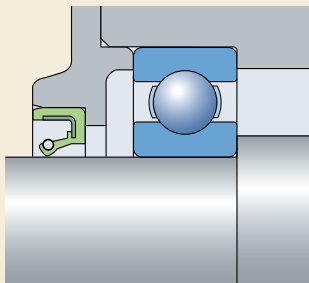


Рис. 62

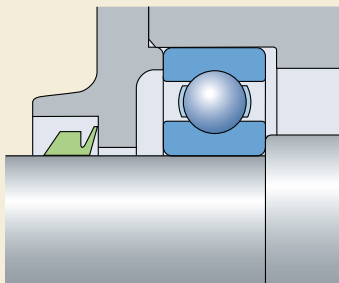


Рис. 63

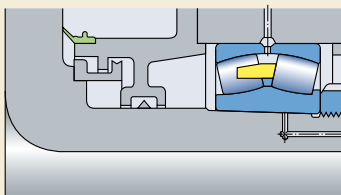
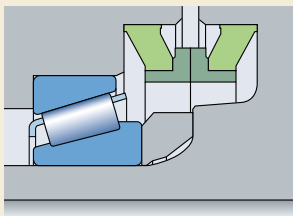


Рис. 64



4288:1996 ориентировочно в пределах R_a 0,2–0,8 мкм.

В условиях небольшой скорости, хорошего смазывания и минимального уровня загрязненности допускается меньшая твердость сопряженной поверхности. Для устранения насосного действия, вызываемого винтовыми следами от шлифования, обработку поверхности рекомендуется выполнять врезным шлифованием. Если главным предназначением манжетного уплотнения вала является удержание смазочного материала в полости корпуса, кромка уплотнения должна быть обращена внутрь (→ рис. 60). Если главной целью является защита от проникновения загрязняющих веществ, кромка уплотнения должна быть обращена наружу, т.е. от подшипника (→ рис. 61).

V-образные уплотнения (→ рис. 62) могут использоваться как при смазывании маслом, так и пластичной смазкой. Гибкое резиновое кольцо уплотнения прочно охватывает вал и вращается вместе с ним, при этом кромка уплотнения оказывает легкое осевое давление на неподвижную деталь, например, корпус. В зависимости от материала V-образные кольца могут эксплуатироваться при температуре от -40 до $+150$ °С. Они просты в установке и на малых скоростях вращения допускают сравнительно большие угловые перекосы вала. Шероховатость сопряженной поверхности R_a может находиться в пределах 2–3 мкм. При окружных скоростях, превышающих 8 м/с, V-образное кольцо должно иметь осевую фиксацию на валу. При скоростях свыше 12 м/с необходимо принять меры по предотвращению «отрыва» кольца от вала, например, путем установки стального штампованного удерживающего кольца. Если окружная скорость превышает 15 м/с, уплотнительная кромка отрывается от уплотняемой поверхности и контактное уплотнение превращается в щелевое. Эффективность V-образных уплотнений достигается, главным образом, за счет того, что корпус кольца выполняет роль маслоотражательного кольца, предотвращающего попадание грязи и жидкостей. Поэтому при смазывании пластичной смазкой это уплотнение обычно располагается снаружи корпуса, а при смазывании маслом – внутри корпуса с кромкой, обращенной от подшипника. При использовании в качестве вторичного уплотнения V-образные кольца защищают первичное уплотнение от проникновения чрезмерного количества загрязняющих веществ и влаги.

Осевые зажимные уплотнения (→ рис. 63) используются в качестве вторичных уплотнений для валов больших диаметров в тех случаях, когда требуется защита первичного уплотнения. Они фиксируются на неподвижной детали при помощи хомута и обеспечивают осевое уплотнение вращающейся сопряженной поверхности. Для этого типа уплотнений достаточно, если сопряженная поверхность будет иметь шероховатость R_a 2,5 мкм.

Механические уплотнения (→ рис. 64) используются для уплотнения подшипников, смазываемых пластичной смазкой или маслом и работающих на относительно небольших частотах вращения и в тяжелых условиях. Они состоят из двух скользящих стальных колец с тонко обработанными уплотняющими поверхностями и двух пластиковых тарельчатых пружин, которые фиксируют скользящие кольца в отверстии корпуса и создают необходимую силу преднатяга уплотняющих поверхностей. Особых требований к обработке сопряженных поверхностей в отверстии корпуса нет.

Войлочные уплотнения (→ рис. 65) обычно применяются при смазывании пластичной смазкой. Эти уплотнения просты и дешевы и могут использоваться при окружных скоростях до 4 м/с и рабочих температурах до +100 °С. Уплотняемая поверхность должна шлифоваться до шероховатости $R_a < 3,2$ мкм. Эффективность войлочных уплотнений можно значительно улучшить, если установить простое лабиринтное уплотнение в качестве вторичного уплотнения. Перед тем, как вставить уплотнение в канавку корпуса, войлочные кольца или полоски должны быть пропитаны маслом при температуре около 80 °С.

Пружинные шайбы (→ рис. 66) – простое, дешевое и компактное уплотнение для подшипников, смазываемых пластичной смазкой и имеющих осевую фиксацию, особенно для радиальных шарикоподшипников. Шайбы фиксируются при помощи зажимов на наружном или внутреннем кольце и оказывают упругое давление на другое кольцо. По прошествии определенного периода приработки эти уплотнения превращаются в бесконтактные за счет образования очень узкого щелевого зазора.

Более подробную информацию по уплотнениям, поставляемым SKF, можно найти в каталоге «Промышленные уплотнения валов» или в «Интерактивном инженерном каталоге SKF» на интернет-сайте www.skf.com. Прочие уплотнения, встроенные в изделия SKF, такие

Рис. 63

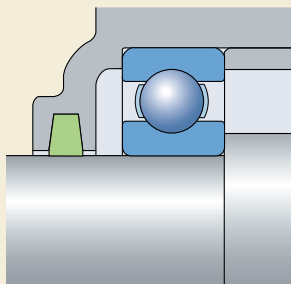
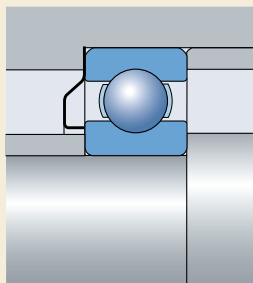


Рис. 66



как корпуса подшипников, подробно описаны в соответствующей технической литературе.