

Выбор размера подшипника

Системный подход и надежность подшипника	50
Грузоподъемность и ресурс.....	51
Динамические нагрузки на подшипник и ресурс	51
Статические нагрузки на подшипник	51
Выбор размера подшипника по формулам ресурса	52
Номинальный ресурс.....	52
Номинальный ресурс SKF	52
Коэффициент ресурса a_{SKF}	53
Условия смазывания – относительная вязкость k	59
Влияние антизадирных (EP) добавок	61
Коэффициент загрязненности η_c	62
Особый случай – поправочный коэффициент a_{23}	68
Расчет ресурса для изменяющихся рабочих условий	70
Влияние рабочей температуры.....	71
Требуемый ресурс	71
Динамические нагрузки на подшипник.....	73
Расчет динамических нагрузок на подшипник	73
Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник	74
Требуемая минимальная нагрузка	75
Выбор размера подшипника по статической грузоподъемности.....	76
Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник	76
Требуемая статическая грузоподъемность	77
Проверка показателей статической грузоподъемности.....	78
Примеры расчетов.....	78
Расчетные средства SKF	82
Интерактивный инженерный каталог	82
Программа SKF bearing beacon	82
Программа Orpheus	82
Программа Beast	83
Другие программы.....	83
Инженерный консалтинг SKF.....	84
Специализированные компьютерные программы	84
Ресурсные испытания SKF	85

Выбор размера подшипника

Прежде всего, выбор размера подшипника, предназначенного для работы в определенных условиях, может производиться на основе показателей его грузоподъемности относительно прилагаемых нагрузок, а также требований, касающихся его срока службы и надежности. Величины динамической грузоподъемности C и статической грузоподъемности C_0 приведены в таблицах подшипников. Проверка условий динамического и статического нагружения подшипника должна производиться отдельно. Динамические нагрузки должны обобщать весь репрезентативный спектр условий нагружения подшипника. Спектр нагрузок должен включать все пиковые нагрузки, которые могут возникать даже в редких случаях. Статические нагрузки включают в себя не только нагрузки, которые действуют на подшипник в состоянии покоя или на небольших частотах вращения ($n < 10$ об/мин), но и тяжелые ударные нагрузки (как правило, кратковременные).

Системный подход и надежность подшипника

В уравнении ресурса SKF напряжение, возникающее под воздействием внешних нагрузок, рассматривается совместно с напряжениями, вызываемыми поверхностной топографией, смазыванием и кинематикой поверхностей контактов качения. Учет влияния на подшипник этой системы комбинированных напряжений позволяет повысить точность прогнозирования реаль-

ной работоспособности подшипника в конкретных условиях эксплуатации.

Т.к. теория ресурса подшипников сложна и ее подробное описание не входит в задачи настоящего каталога, ее упрощенное «каталожное» описание представлено в разделе «Теория ресурса SKF». Это дает возможность полностью реализовать потенциал подшипников, сделать разумный выбор в пользу подшипника меньшего размера, и осознать степень влияния смазывания и загрязненности на его ресурс.

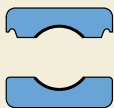
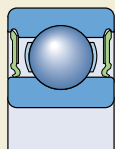
В большинстве случаев усталость металла поверхностей контактов качения является основным механизмом разрушения подшипников качения. Поэтому критерий усталости дорожки качения, как правило, достаточен для выбора типоразмера подшипника качения, предназначенного для работы в определенных условиях. Несмотря на то, что такие международные стандарты, как ISO 281, основаны на теории усталости металла поверхностей контактов качения, важно помнить, что подшипник в сборе необходимо рассматривать как систему, в которой ресурс каждой детали, например, сепаратора, смазочного материала и уплотнения (→ рис. 1), если таковое присутствует, вносит свой равнозначный, а в некоторых случаях главный вклад в эффективный ресурс подшипника. В теории оптимальный срок службы подшипника достигается тогда, когда все его детали служат одинаково долго.

Другими словами, расчетный ресурс подшипника будет соответствовать его реальному сроку службы тогда, когда сроки службы других составляющих его компонентов будут не

Рис. 1

Ресурс подшипниковой системы

$$L_{\text{подшипника}} = f(L_{\text{дорожек качения}} \cdot L_{\text{тел качения}} \cdot L_{\text{сепаратора}} \cdot L_{\text{смазочного материала}} \cdot L)$$



меньше усталостного ресурса подшипника. Дополнительные факторы могут включать сепаратор, уплотнение и смазочный материал. На практике усталость металла в подавляющем большинстве случаев является главным фактором.

Грузоподъемность и ресурс

Динамические нагрузки на подшипник и ресурс

Величина динамической грузоподъемности C используется для расчетов характеристик динамически нагруженного подшипника, т.е. подшипника, который вращается под нагрузкой. Она выражает величину нагрузки на подшипник, которая обеспечивает номинальный ресурс 1 миллион оборотов согласно ISO 281:1990. При этом предполагается, что эта нагрузка постоянна по величине и направлению и является радиальной для радиальных подшипников и осевой, для упорных подшипников.

Величины динамической грузоподъемности подшипников SKF определяются согласно ISO 281:1990. Величины грузоподъемности, указанные в настоящем каталоге, действительны для подшипников из хромистой стали с закалкой на минимальную твердость 58 HRC, работающих при нормальных рабочих условиях.

Улучшение характеристик материалов и совершенствование технологии производства позволило компании SKF внедрить в производство подшипники класса SKF Explorer. Поскольку эти подшипники имеют улучшенные характеристики, для расчета величины их динамической грузоподъемности по методике ISO 281:1990 следует использовать модифицированные величины коэффициентов.

Ресурс подшипника качения определяется

- количеством оборотов или
- количеством рабочих часов при заданной частоте вращения,

которое подшипник способен выдержать до появления первых признаков усталостного разрушения металла (выкрашивание, растрескивание с отслаиванием) на одном из его колец или телах качения.

Практический опыт показывает, что идентичные по внешнему виду подшипники, работающие в одинаковых условиях, имеют

различный индивидуальный ресурс. Поэтому для расчета размера подшипника необходимо более четкое определение термина «ресурс». Все приводимые SKF данные динамической грузоподъемности основаны на ресурсе, которым предположительно обладают (или превышают) 90 % достаточно большой группы одинаковых подшипников.

Существует несколько других понятий ресурса подшипника. Одно из них – «срок службы», т.е. фактический ресурс подшипника при определенных рабочих условиях до выхода из строя. Следует иметь в виду, что прогнозирование ресурса подшипника возможно только с использованием статистических методов. Расчет ресурса относится только к группе подшипников и определенной степени надежности, т.е. помимо этого в 90 % случаев причиной реальных отказов подшипников является не усталость, а загрязнения, износ, перекосы, коррозия или последствия повреждения сепаратора, смазочного материала или уплотнений.

Еще одна разновидность ресурса – «заявленный ресурс». Это ресурс, устанавливаемый органами надзора, например, на основе данных гипотетической нагрузки и частоты вращения, которые устанавливаются этими же органами надзора. Как правило, это номинальный ресурс L_{10} , установленный на основе опыта эксплуатации подшипников в аналогичных условиях.

Статические нагрузки на подшипник

Величина статической грузоподъемности C_0 используется в расчетах в тех случаях, когда подшипники

- вращаются очень медленно ($n < 10$ об/мин)
- совершают медленные колебательные движения
- находятся в неподвижном состоянии продолжительное время.

Также важно проверить коэффициент запаса для таких кратковременных нагрузок, как ударные или тяжелые пиковые нагрузки, действующие на вращающийся (динамически нагруженный) подшипник или подшипник, находящийся в состоянии покоя.

Выбор размера подшипника

Согласно стандарту ISO 76:1987 базовая статическая грузоподъемность соответствует расчетному напряжению в центре контакта наиболее нагруженного тела качения/дорожки качения, и составляет

- 4 600 МПа для самоустанавливающихся шарикоподшипников
- 4 200 МПа для других шарикоподшипников
- 4 000 МПа для всех роликоподшипников.

Это напряжение создает общую остаточную деформацию тела и дорожки качения, составляющую приблизительно 0,0001 диаметра тела качения. Рассматриваемые нагрузки включают только радиальные для радиальных подшипников и осевые, действующие строго по центральной оси, для упорных подшипников.

Проверка соответствия статических нагрузок на подшипник производится по статическому коэффициенту запаса, который определяется как

$$s_0 = C_0/P_0,$$

где

C_0 = статическая грузоподъемность, кН

P_0 = эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, кН

s_0 = статический коэффициент запаса.

Для расчета величины эквивалентной статической нагрузки на подшипник должна использоваться величина максимальной нагрузки на подшипник. Дополнительную информацию о рекомендуемых величинах коэффициента запаса и методику его расчета можно найти в разделе «Выбор размера подшипника по статической грузоподъемности», стр. 76.

Выбор размера подшипников по формулам ресурса

Номинальный ресурс

Номинальный ресурс подшипника согласно ISO 281:1990 составляет

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Если частота вращения подшипника постоянна, вычисление ресурса зачастую удобнее производить в рабочих часах по формуле

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10},$$

где

L_{10} = номинальный ресурс (при надежности 90 %), миллионы оборотов

L_{10h} = номинальный ресурс (при надежности 90 %), рабочие часы

C = динамическая грузоподъемность подшипника, кН

P = эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кН

n = частота вращения, об/мин

p = показатель степени уравнения ресурса:
= 3 для шарикоподшипников
= 10/3 для роликоподшипников

Номинальный ресурс SKF

Номинальный ресурс современных высококачественных подшипников может значительно отличаться от реального срока службы в определенных условиях эксплуатации. Конкретный срок службы подшипника зависит от целого ряда факторов, включая условия смазывания, степень загрязненности, наличие перекосов, правильность монтажа и условия окружающей среды.

Поэтому методика ISO 281:1990/Amd 2:2000 предполагает включение в уравнение ресурса коэффициента модифицированного ресурса, который учитывает условия смазывания и загрязненности подшипника, а также граничную нагрузку по усталости материала.

Согласно методике ISO 281:1990/Amd 2:2000 производители подшипников также должны рекомендовать соответствующий метод расчета коэффициента модифицированного ресурса подшипника в зависимости от условий его эксплуатации. При расчете коэффициента a_{SKF} используется тот же принцип граничной нагрузки по усталости P_u , что и при расчете других деталей машин. Величины граничной нагрузки по усталости приведены в таблицах подшипников. Кроме того, коэффициент ресурса a_{SKF} учитывает фактические условия смазывания (относи-

тельную вязкость k) и коэффициент уровня загрязненности подшипника η_c .

Уравнение ресурса SKF, соответствующее требованиям ISO 281:1990/Amd 2:2000, выглядит следующим образом:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

При постоянной частоте вращения ресурс может быть рассчитан в рабочих часах по формуле:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm},$$

где

L_{nm} = ресурс SKF (при надежности $100 - n^1$ %), миллионы оборотов

L_{nmh} = ресурс SKF (при надежности $100 - n^1$ %), рабочие часы

L_{10} = номинальный ресурс (при надежности 90 %), миллионы оборотов

a_1 = поправочный коэффициент надежности (→ табл. 1)

a_{SKF} = коэффициент ресурса SKF (→ диаграммы 1–4)

C = динамическая грузоподъемность, кН

P = эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кН

¹⁾ Параметр n характеризует вероятность отказа, т.е. разницу между требуемой и 100 % надежностью

Таблица 1

Величины поправочного коэффициента ресурса a_1

Надежность %	Вероятность отказа n %	Ресурс SKF L_{nm}	Коэффициент a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

n = частота вращения, об/мин

p = показатель степени:

= 3 для шарикоподшипников

= 10/3 для роликоподшипников

В некоторых случаях удобнее выражать ресурс подшипника не в миллионах оборотов или часах, а в других единицах. Например, ресурс буксовых подшипников, используемых в рельсовых транспортных средствах, обычно выражается в пройденных километрах. Для упрощения расчета ресурса подшипника в различных единицах в табл. 2, стр. 58, приведены наиболее употребительные переводные формулы.

Коэффициент ресурса a_{SKF}

Как указывалось ранее, этот коэффициент зависит от отношения граничной нагрузки по усталости к эквивалентной нагрузке (P_u/P), условий смазывания (относительная вязкость k) и уровня загрязненности подшипника (η_c). В зависимости от типа подшипника величины коэффициента a_{SKF} можно определить по одной из следующих четырех диаграмм, где представлены кривые зависимости между η_c (P_u/P) стандартных подшипников SKF / подшипников класса SKF Explorer и различными величинами коэффициента вязкости k :

Диаграмма 1: Радиальные шарикоподшипники, стр. 54.

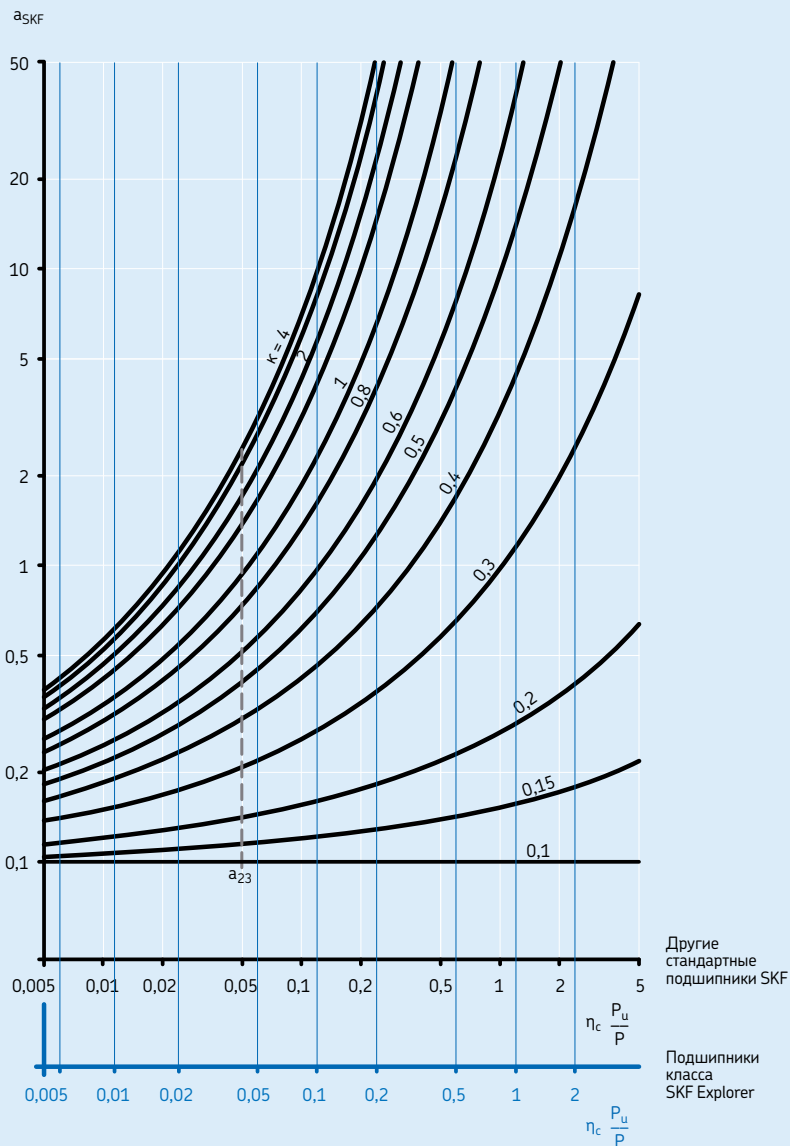
Диаграмма 2: Радиальные роликоподшипники, стр. 55.

Диаграмма 3: Упорные шарикоподшипники, стр. 56.

Диаграмма 4: Упорные роликоподшипники, стр. 57.

Кривые построены для типичных величин и коэффициентов запаса, обычно ассоциируемых с пределами усталостной прочности других механических деталей. Учитывая допущения, присущие уравнению ресурса SKF, даже если рабочие условия точно определены, использование величин a_{SKF} выше 50 не имеет смысла.

Коэффициент a_{SKF} для радиальных шарикоподшипников

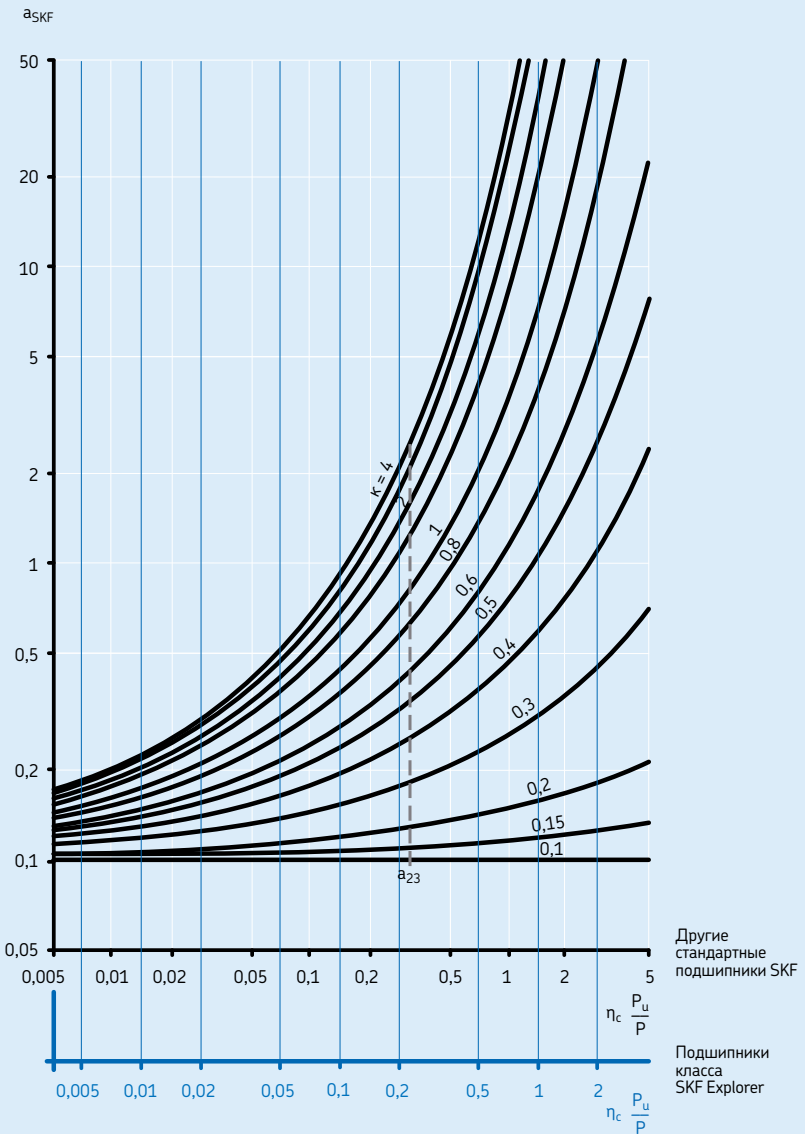


Если $k > 4$, использовать кривую для $k = 4$

Т.к. величина $\eta_c (P_u/P)$ стремится к нулю, a_{SKF} стремится к 0,1 для всех величин k

Пунктирной линией обозначено местоположение старой шкалы $a_{23}(k)$, где $a_{SKF} = a_{23}$

Коэффициент a_{SKF} для радиальных роликоподшипников

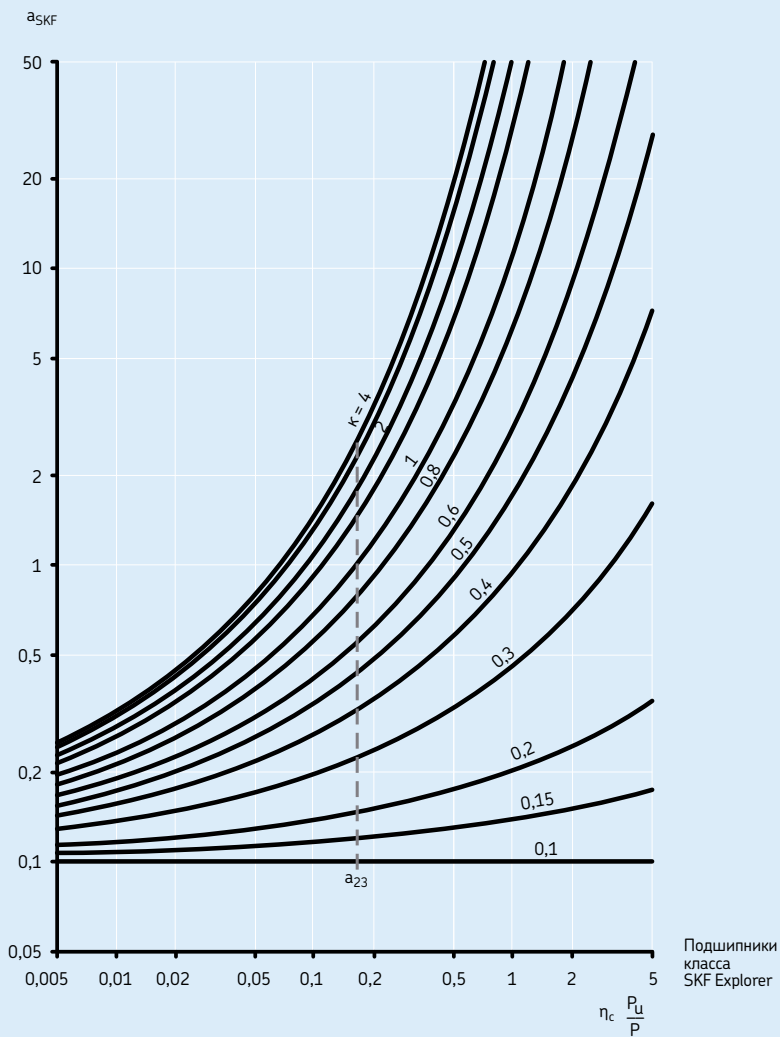


Если $k > 4$, использовать кривую для $k = 4$

Т.к. величина $\eta_c (P_u/P)$ стремится к нулю, a_{SKF} стремится 0,1 для всех величин k

Пунктирной линией обозначено местоположение старой шкалы $a_{23}(k)$, где $a_{SKF} = a_{23}$

Коэффициент a_{SKF} для упорных шарикоподшипников



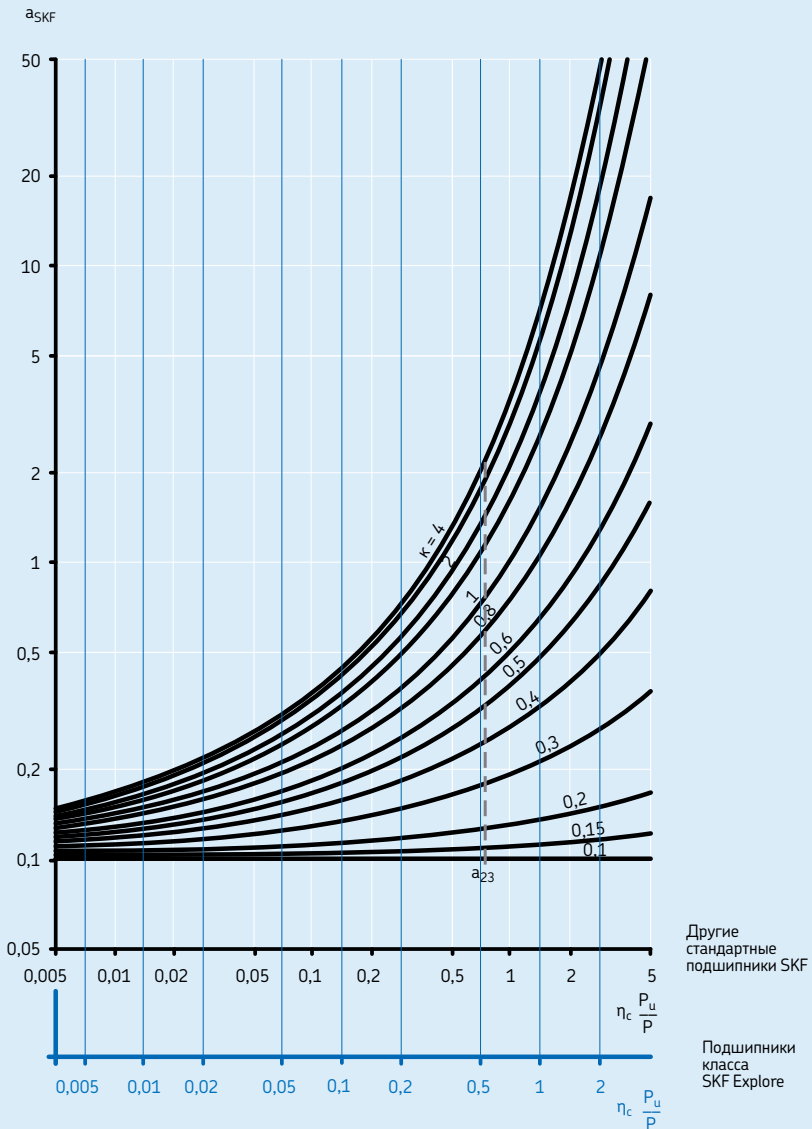
Подшипники
класса
SKF Explorer

Если $k > 4$, использовать кривую для $k = 4$

Т.к. величина $\eta_c (P_u/P)$ стремится к нулю, a_{SKF} стремится 0,1 для всех величин k

Пунктирной линией обозначено местоположение старой шкалы $a_{23}(k)$, где $a_{SKF} = a_{23}$

Коэффициент a_{SKF} для упорных роликоподшипников



Если $k > 4$, использовать кривую для $k = 4$

Т.к. величина $\eta_c (P_u/P)$ стремится к нулю, a_{SKF} стремится 0,1 для всех величин k

Пунктирной линией обозначено местоположение старой шкалы $a_{23}(k)$, где $a_{SKF} = a_{23}$

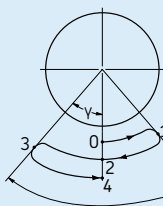
Выбор размера подшипника

Расчет коэффициента ресурса a_{SKF}

Инженерные программы SKF – CADalog или «Интерактивный инженерный каталог SKF» на интернет-сайте www.skf.com – также могут помочь в расчетах величин коэффициента a_{SKF} . Кроме того, компанией SKF разработаны современные компьютерные программы, позволяющие производить расчет ресурса непосредственно на уровне напряжения контакта качения с учетом других факторов, влияющих на ресурс подшипника, например, таких, как перекос, отклонение вала и деформация корпуса (→ раздел «Расчетные средства SKF», стр. 82).

Таблица 2

Коэффициенты пересчета ресурса



Полное колебание = 4 γ,
т.е. от точки 0 до точки 4

Основные единицы	Переводной коэффициент Миллионы оборотов	Рабочие часы	Миллионы километров пробега	Миллионы колебательных ¹⁾ циклов
1 миллион оборотов	1	$\frac{10^6}{60 n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2 \gamma}$
1 рабочий час	$\frac{60 n}{10^6}$	1	$\frac{60 n \pi D}{10^9}$	$\frac{180 \times 60 n}{2 \gamma 10^6}$
1 миллион километров	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60 n \pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2 \gamma \pi D}$
1 миллион колебательных циклов ¹⁾	$\frac{2 \gamma}{180}$	$\frac{2 \gamma 10^6}{180 \times 60 n}$	$\frac{2 \gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = диаметр колеса транспортного средства, м

n = частота вращения, об/мин

γ = амплитуда колебания (угол макс. отклонения от центрального положения), градусы

¹⁾ недействительны для малых амплитуд (γ < 10 градусов)

Условия смазывания – относительная вязкость k

Эффективность смазочного материала главным образом определяется степенью разделения контактирующих поверхностей качения. Для образования смазочной пленки достаточной толщины смазочный материал должен обладать определенной минимальной вязкостью при достижении подшипником рабочей температуры. Условия смазывания описываются коэффициентом вязкости k как отношение фактической вязкости ν к номинальной вязкости ν_1 , требуемой для достаточного смазывания. При этом обе этих величины рассматриваются для рабочей температуры смазочного материала (\rightarrow раздел «Выбор смазочного масла», стр. 252).

$$k = \frac{\nu}{\nu_1},$$

где

k = относительная вязкость

ν = фактическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, $\text{мм}^2/\text{с}$

ν_1 = номинальная вязкость, зависящая от среднего диаметра подшипника и частоты вращения, $\text{мм}^2/\text{с}$

Для образования смазочной пленки достаточной толщины между контактирующими поверхностями качения смазочный материал должен иметь определенную минимальную вязкость при рабочей температуре. Величину номинальной вязкости ν_1 , требуемой для достаточного смазывания, можно получить из **диаграммы 5, стр. 60**, зная величины среднего диаметра подшипника $d_m = 0,5(d + D)$, мм и частоты вращения подшипника n , об/мин. Эта диаграмма была исправлена с учетом результатов последних трибологических исследований подшипников качения.

Если величина рабочей температуры подшипника известна из опыта или может быть определена каким-либо иным образом, соответствующая величина вязкости смазочного материала при соответствующей международным стандартам эталонной температуре 40 °C может быть найдена по **диаграмме 6, стр. 61** или рассчитана. Данная диаграмма построена для индекса вязкости 95. В **табл. 3** приведена классификация вязкости согласно ISO 3448:

1992 с указанием диапазона вязкости для каждого класса при 40 °C. Некоторые типы подшипников, например, сферические роликоподшипники, конические роликоподшипники и упорные сферические роликоподшипники, обычно имеют более высокую рабочую температуру, чем подшипники других типов, например, радиальные шарикоподшипники и цилиндрические роликоподшипники, при сравнимых рабочих условиях.

Таблица 3

Классификация вязкости ISO согласно ISO 3448

Класс вязкости ISO	Пределы кинематической вязкости при 40 °C		
	средн.	мин.	макс.
–	мм ² /с		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Выбор размера подшипника

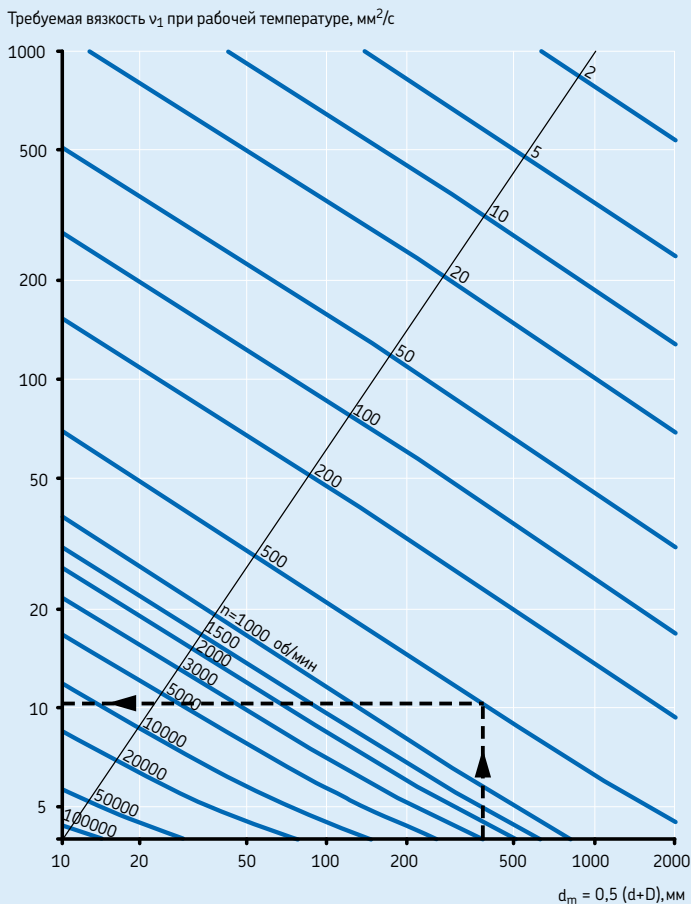
Пример расчета

Подшипник, имеющий диаметр отверстия $d = 340$ мм и наружный диаметр $D = 420$ мм, должен работать при частоте вращения $n = 500$ об/мин. Т.к. $d_m = 0,5 (d + D)$, $d_m = 380$ мм, из **диаграммы 5** минимальная номинальная вязкость ν_1 , требуемая для обеспечения достаточного смазывания при рабочей температуре, составляет примерно 11 мм²/с. Если предположить, что рабочая температура подшипника составляет 70 °С, то по **диаграмме 6**, находим,

что требуется смазочный материал класса вязкости ISO VG 32, имеющий фактическую вязкость ν не менее 32 мм²/с при температуре 40 °С.

Диаграмма 5

Номинальная кинематическая вязкость при рабочей температуре



Влияние антизадирных (EP) добавок

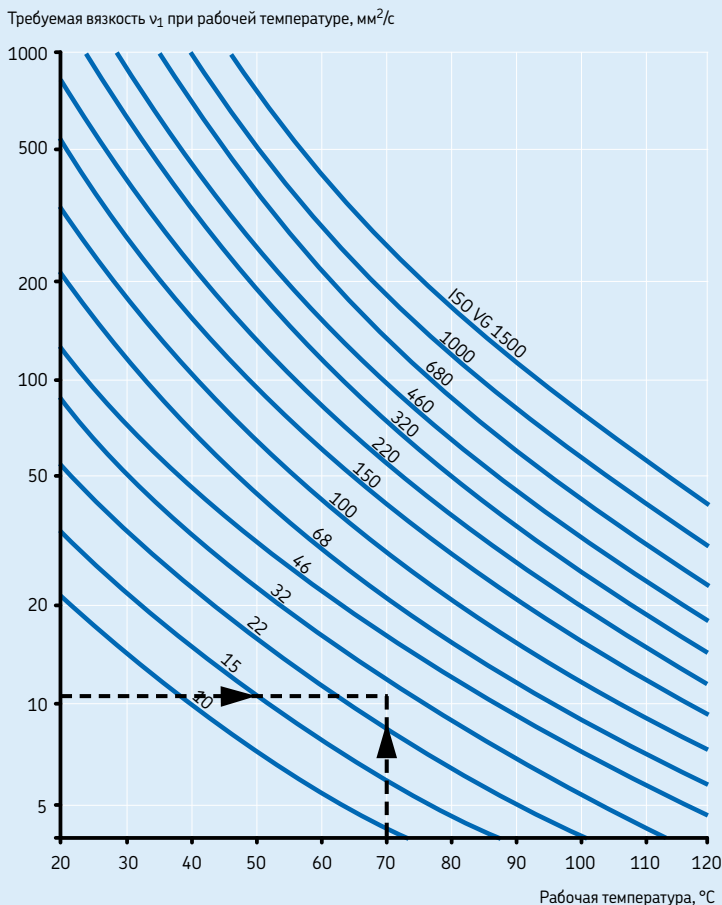
Как известно, использование некоторых видов антизадирных (EP) добавок может продлить срок службы подшипника за счет улучшения некоторых характеристик смазочного материала. Например, если $k < 1$ и коэффициент загрязненности $\eta_c \geq 0,2$, то согласно DIN ISO 281 Приложение 1:2003 при расчете можно использовать величину $k = 1$ при условии использования проверенных эффективных добавок EP. В этом случае величина коэффи-

циента ресурса a_{SKF} должна быть ≤ 3 , но не ниже величины a_{SKF} для обычных смазочных материалов.

Для остального диапазона коэффициент a_{SKF} может определяться по фактическим величинам k . В случае сильной загрязненности, т.е. при $\eta_c < 0,2$, предполагаемая эффективность применения добавок EP должна быть подтверждена испытаниями. См. также информацию относительно добавок EP в главе «Смазывание» стр. 229.

Диаграмма 6

Кинематическая вязкость при рабочей температуре классификация ISO VG



Выбор размера подшипника

Коэффициент загрязненности η_c

Данный коэффициент был введен для учета уровня загрязненности смазочного материала при расчете ресурса подшипника. Влияние загрязненности на усталость подшипника зависит от целого ряда параметров, включая размер подшипника, относительную толщину смазочной пленки, размер и распределение твердых загрязняющих частиц, тип загрязнений (мягкие, твердые частицы и т.д.). Поскольку влияние перечисленных параметров на ресурс подшипника носит сложный характер и многие параметры с трудом поддаются количественному анализу, назначить точные общезначимые величины η_c , не представляется возможным. Однако некоторые рекомендуемые величины приведены в табл. 4.

Если расчет ресурса безотказно работающего подшипника ранее производился с использованием коэффициента a_{23} , то соответствующую (неявную) величину коэффициента η_c можно рассчитать исходя из оценки коэффициента a_{SKF} на основе коэффициента a_{23} , как поясняется в разделе «Особый случай – поправочный коэффициент a_{23} », стр. 68.

Следует иметь в виду, что данный метод, вероятно, позволит определить лишь примерную величину коэффициента загрязненности η_c для конкретных условий эксплуатации. Второй метод определения величины коэффициента η_c состоит в количественном выражении уровня загрязненности и использовании этой величины в качестве исходных данных для оценки величины η_c .

Таблица 4

Условие	Коэффициент η_c ¹⁾ для подшипников с диаметром $d_m < 100$ мм $d_m \geq 100$ мм	
	Особая чистота Размер частиц примерно равен толщине смазочной пленки Лабораторные условия	1
Высокая степень чистоты Масло профильтровано через фильтр особо тонкой очистки Типичные условия для подшипников с уплотнениями и пластичной смазкой	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Нормальная чистота Масло профильтровано через фильтр тонкой очистки Типичные условия для подшипников с защитными шайбами и пластичной смазкой	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Малая загрязненность Малая загрязненность смазочного материала	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Типичная загрязненность Типичные условия для подшипников без встроенных уплотнений при грубой очистке масла, наличии частиц износа и проникновении загрязняющих частиц извне	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Сильная загрязненность Сильно загрязненная среда подшипника и недостаточное уплотнение подшипникового узла.	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Очень сильная загрязненность (при экстремальных величинах загрязненности η_c может находиться за пределами шкалы, что вызывает более существенное уменьшение ресурса от ее величины по уравнению для L_{nm})	0	0

¹⁾ Шкала η_c указывает только типичный уровень загрязненности твердыми частицами. Загрязненность водой или другими жидкостями, вызывающими уменьшение ресурса подшипника, не учитывается. В случае очень сильной загрязненности ($\eta_c = 0$) отказ вызывается износом и фактический ресурс подшипника может быть меньше его номинального ресурса

Классификация загрязнений ISO и характеристика фильтра

Стандартный метод классификации уровня загрязненности систем смазки регламентирован стандартом ISO 4406:1999. Эта система классификации основана на преобразовании результата подсчета количества твердых частиц в код по шкале загрязненности (→ табл. 5 и диаграмма 7, стр. 65).

Один из методов оценки уровня загрязненности масла подшипника состоит в подсчете количества твердых частиц под микроскопом. При этом методе используются две шкалы, соответствующие количеству частиц с размерами более 5 мкм и более 15 мкм. Второй метод предполагает использование автоматических счетчиков твердых частиц и трех шкал,

которые соответствуют количеству частиц с размерами более 4 мкм, более 6 мкм и более 14 мкм. Таким образом, классификация уровня загрязненности включает три номера по шкалам загрязненности.

Типичные примеры уровня загрязненности смазочного масла по этой классификации -/15/12 (А) или 22/18/13 (В) представлены на диаграмме 7, стр. 65.

Пример А означает, что масло содержит от 160 до 320 частиц ≥ 5 мкм и от 20 до 40 частиц ≥ 15 мкм на 1 мл масла. Хотя в идеальных условиях смазочные масла должны непрерывно фильтроваться, жизнеспособность системы фильтрации зависит от оптимального соотношения роста затрат на фильтрацию и увеличения срока службы подшипника.

Характеристика фильтра является показателем его эффективности. Эффективность фильтров определяется как коэффициент β , относящийся к частицам установленного размера. Чем выше величина β , тем выше эффективность фильтра по задержанию частиц определенного размера. Поэтому необходимо обращать внимание как на величину β , так и на установленный размер частиц. Параметр фильтра β выражается в виде отношения между количеством частиц определенного размера до и после фильтрации и может быть вычислен по следующей формуле:

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2},$$

где

β_x = параметр фильтра применительно к частицам размера x

x = размер частиц, мкм

n_1 = количество частиц на единицу объема (100 мл) с размерами больше x мкм до фильтра

n_2 = количество частиц на единицу объема (100 мл) с размерами больше x мкм после фильтра

Примечание

Параметр фильтра β относится только к одному размеру частиц в мкм, что выражается индексом, например, β_3 , β_6 , β_{12} , и т.д. Например, параметр « $\beta_6 = 75$ » означает, что только 1 из 75 частиц размером 6 мкм или крупнее проходит через фильтр.

Таблица 5

Классификация ISO – шкала загрязненности		
Количество частиц на миллилитр свыше	до	Код масла
2 500 000		> 28
1 300 000		28
640 000	2 500 000	27
320 000	1 300 000	27
160 000	640 000	26
	320 000	25
80 000	160 000	24
40 000	80 000	23
20 000	40 000	22
10 000	20 000	21
5 000	10 000	20
2 500	5 000	19
1 300	2 500	18
640	1 300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

Определение величины η_c при известном уровне загрязненности

При смазывании маслом, если известно значение уровня его загрязненности, полученное путем микроскопного подсчета или автоматического анализа частиц (по методике ISO 4406:1999) или опосредованно, по величине параметра фильтрации применительно к системе циркуляции масла, полученные данные можно использовать для определения величины коэффициента загрязненности η_c . При этом следует иметь в виду, что величину коэффициента η_c невозможно определить путем одного лишь измерения уровня загрязненности масла. Она в большой степени зависит от условий смазывания, т.е. от относительной вязкости k и размера подшипника. Здесь приводится упрощенный метод определения величины коэффициента η_c по методике DIN ISO 281 Приложение 4:2003. Коэффициент загрязненности η_c определяют на основе кода шкалы загрязненности масла (или коэффициента фильтрации, применяемого для конкретной системы смазывания), используя величины среднего диаметра подшипника $d_m = 0,5(d + D)$, мм, и коэффициента вязкости k (\rightarrow **диаграммы 8 и 9, стр. 66**).

Диаграммы 8 и 9 содержат типичные величины коэффициента η_c для циркуляционного смазывания маслом с различной степенью фильтрации и различными уровнями загрязненности масла. Аналогичные величины уровня загрязненности допустимо использовать в тех случаях, когда использование масляной ванны практически не приводит к увеличению содержания загрязняющих частиц в системе. С другой стороны, если количество частиц в масляной ванне продолжает увеличиваться из-за усиленного износа или попадания загрязняющих частиц извне, это должно быть отражено в выборе величины коэффициента η_c , соответствующего системам смазки масляной ванной, как определено методикой DIN ISO 281 Приложение 4:2003.

Для смазывания пластичной смазкой величина η_c также может определяться аналогичным образом, хотя измерение уровня загрязненности может быть затруднено и поэтому устанавливается методом простой качественной оценки.

Диаграммы 10 и 11, стр. 67, содержат типичные величины коэффициента η_c для

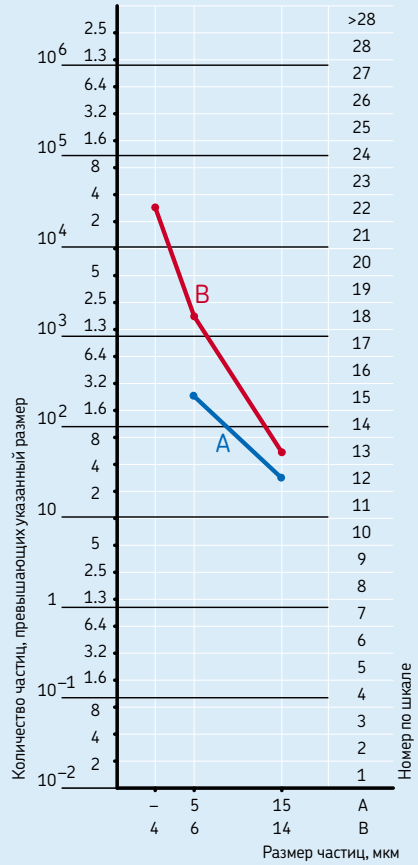
смазывания пластичной смазки в условиях особой и нормальной чистоты.

При необходимости определения величины коэффициента η_c для других степеней загрязненности при смазывании циркулирующей масла, масляной ванной и пластичной смазкой рекомендуем обратиться к методике DIN ISO 281, Приложение 4:2003 или в техническую службу SKF.

Представление о влиянии загрязнений на усталостный ресурс подшипника дает следующий пример. Несколько радиальных шарикоподшипников 6305 с уплотнениями и без уплотнений были испытаны в условиях сильно загрязненной среды (коробка передач с большим количеством частиц продуктов износа). Отказов в работе подшипников с уплотнениями не было, поэтому испытания были прерваны по практическим соображениям после того, как наработка подшипников с уплотнениями в 30 раз превысила экспериментальный ресурс подшипников без уплотнений. Ресурс подшипников без уплотнений равнялся 0,1 от расчетного ресурса L_{10} , что соответствует величине коэффициента $\eta_c = 0$ по **табл. 4, стр. 62**.

Диаграммы 1–4, стр. 54, иллюстрируют важность чистоты смазочного материала на примере быстрого падения величины коэффициента a_{SKF} при снижении величины η_c . Применение подшипников со встроенными уплотнениями – хороший и экономичный способ достижения высокой степени чистоты смазочного материала в подшипниках.

Классификация ISO и примеры подсчета частиц



A = микроскопный подсчет частиц (-/15/12)
 B = автоматический подсчет частиц (22/18/13)

Диаграмма 8

- Коэффициент загрязненности η_c для следующих условий:
- циркуляционное смазывание маслом
 - уровень загрязненности твердыми частицами -/15/12 согласно ISO 4406:1999
 - параметр фильтра $\beta_{12} = 200$

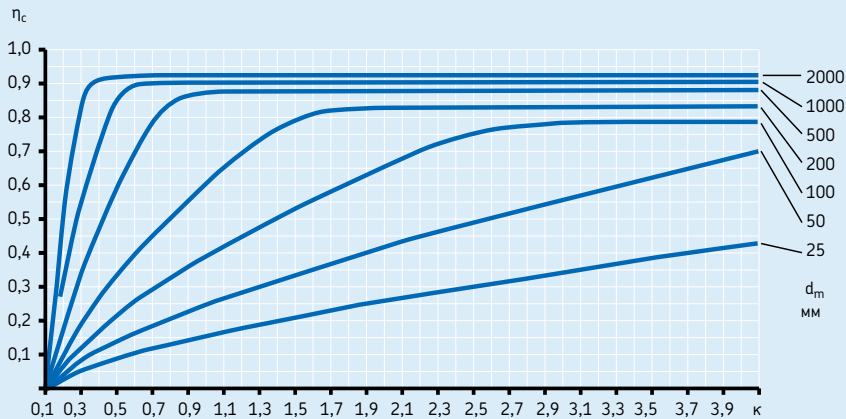


Диаграмма 9

- Коэффициент загрязненности η_c для следующих условий:
- циркуляционное смазывание маслом
 - уровень загрязненности твердыми частицами -/17/14 согласно ISO 4406:1999
 - параметр фильтра $\beta_{25} = 75$

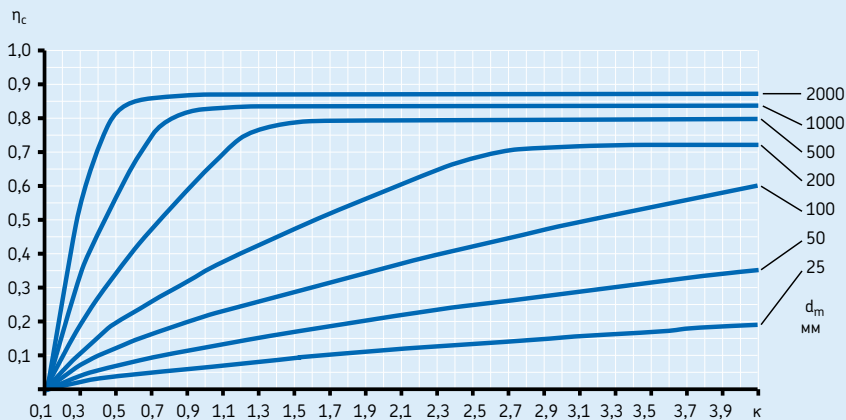


Диаграмма 10

Коэффициент загрязненности η_c для смазывания пластичной смазкой, особая чистота

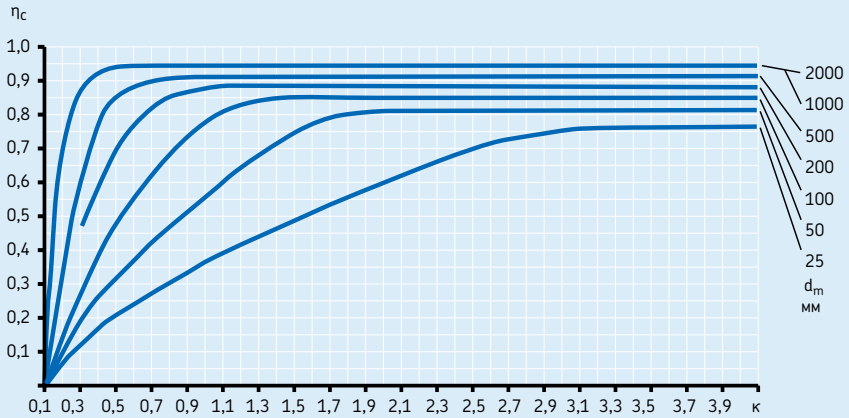
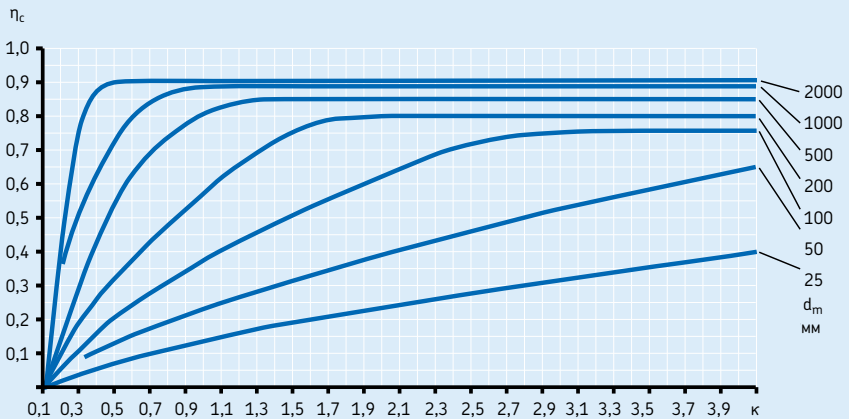


Диаграмма 11

Коэффициент загрязненности η_c для смазывания пластичной смазкой, нормальная чистота



Особый случай – поправочный коэффициент a_{23}

В предыдущих изданиях каталога SKF коррективка величины номинального ресурса производилась путем ввода поправочного коэффициента a_{23} , учитывающего материал и смазывание. Этот коэффициент был впервые введен SKF в 1975 году.

В методике ISO 281:1990/Amd 2:2000 этот тип корректировки ресурса упомянут как частный случай более общего модифицированного коэффициента ресурса a_{SKF} . Под поправочным коэффициентом a_{23} имеется в виду удельное соотношение «загрязненность-нагрузка» $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ используемого в диаграммах коэффициента ресурса a_{SKF} . Т.к. величина коэффициента a_{23} зависит только от относительной вязкости k , уровень a_{23} наложен на кривые, соответствующие различным значениям k на **диаграммах 1–4, стр. 54**, определения коэффициента a_{SKF} в точке, где $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$. Таким образом, величина коэффициента загрязненности η_c становится равной

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P)$$

Месторасположение точки, где $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ обозначено пунктирной линией, а величины отношения для стандартных подшипников и подшипников класса SKF Explorer приведены в **табл. 6**. Так, например, для стандартных радиальных шарикоподшипников соответствующая величина η_c составляет

$$\eta_c = \frac{0,05}{P_u/P}$$

В том месте, где величина отношения «загрязненность-нагрузка» $[\eta_c (P_u/P)]_{23} = 0,05$ на **диаграмме 1, стр. 54**, $a_{SKF} = a_{23}$ и a_{23} можно найти непосредственно по оси a_{SKF} (пересечение с пунктирной линией шкалы k). Затем ресурс вычисляется по упрощенной формуле:

$$L_{nm} = a_1 a_{23} L_{10},$$

где

L_{nm} = номинальный ресурс SKF (при надежности 100 – n %), миллионы оборотов

L_{10} = номинальная ресурс (при надежности 90 %), миллионы оборотов

a_1 = поправочный коэффициент надежности (→ **табл. 1, стр. 53**)

a_{23} = поправочный коэффициент материала и смазки, если $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ (→ **диаграммы 1–4, стр. 54** и далее)

Использование поправочного коэффициента a_{23} на практике предполагает, что условие напряжения характеризуется величиной $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$. Если фактическая величина $\eta_c (P_u/P)$ подшипника меньше или больше, величины $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$, оценка ресурса подшипника будет соответственно занижена или завышена. Другими словами, случаи тяжелых нагрузок и повышенной загрязненности и легких нагрузок и высокой чистоты отражаются поправочным коэффициентом a_{23} недостаточно точно.

Таблица 6

Отношение «загрязненность-нагрузка» $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$

Тип подшипника	Отношение $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$	
	для стандартных подшипников SKF	для подшипников SKF Explorer

Радиальные подшипники		
Шарикоподшипники	0,05	0,04
Роликподшипники	0,32	0,23
Упорные подшипники		
Шарикоподшипники	0,16	–
Роликподшипники	0,79	0,56

Для стандартных подшипников, работающих с коэффициентом нагрузки C/P , примерно равным 5, уровень загрязненности, при котором $a_{SKF} = a_{23}$, потребует величины коэффициента η_c , примерно равной 0,4–0,5. Если фактическая загрязненность системы больше нормального уровня, использование поправочного коэффициента a_{23} приводит к переоценке ресурса подшипника. Поэтому для повышения надежности выбора размера подшипника SKF рекомендует использовать только метод a_{SKF} .

Соответствие между поправочными коэффициентами a_{23} и a_{SKF} оказывается полезным для перевода традиционных систем, при расчете которых использовался поправочный коэффициент a_{23} , на более общий поправочный коэффициент a_{SKF} . Многие надежные и хорошо зарекомендовавшие себя в работе системы, расчет которых производился с использованием поправочного коэффициента a_{23} , могут быть легко преобразованы в эквивалентный коэффициент a_{SKF} .

На практике это означает введение величины коэффициента загрязненности η_c с учетом отношения «загрязненность-нагрузка» $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$, величины которого приведены в **табл. 6**. Полученная таким образом величина коэффициента η_c представляет собой простое приближение η_c . Точность этого первого приближительного расчета коэффициента η_c может быть повышена путем использования номинальных значений загрязненности масла, как описано в подразделе «Определение величины η_c при известном уровне загрязненности», **стр. 64**. См. также пример расчета 2, **стр. 78**.

Расчет ресурса для изменяющихся рабочих условий

В тех случаях, когда величина и направление нагрузки на подшипник постепенно изменяются по мере изменения частоты вращения, температуры, условий смазывания и уровня загрязненности, непосредственный расчет ресурса подшипника может быть произведен лишь после того, как будет выполнен промежуточный расчет величины эквивалентной нагрузки применительно к данным переменным условиям. Учитывая сложность системы, расчет этого промежуточного параметра может существенно усложнить расчет ресурса.

Поэтому в случае переменных рабочих условий необходимо сузить спектр нагрузки или рабочий цикл системы до небольшого числа упрощенных вариантов нагрузки (→ **диаграмма 12**). При постоянном изменении нагрузки ее отдельные уровни нагрузки могут накапливаться, а ее спектр сужен до гистограммы блоков постоянной нагрузки, каждый из которых характеризуется определенным процентом или долей времени работы системы. Следует иметь в виду, что тяжелые и средние нагрузки уменьшают ресурс подшипника быстрее, чем более легкие нагрузки. Поэтому важно, чтобы ударные и пиковые нагрузки были хорошо представлены на диаграмме даже в том случае, если периодичность их возникновения небольшая и ограничена несколькими оборотами.

Нагрузка на подшипник и рабочие условия, существующие на протяжении рабочего цикла, могут быть приведены к некоторой постоянной величине. Кроме того, количество рабочих часов или оборотов, наработка или совершение которых прогнозируется в течение рабочего цикла, показывают долю ресурса, которая соответствует этому конкретному условию. Так, если обозначить количество оборотов N_1 , которое требуется совершить в условиях нагрузки P_1 , и N – общий срок службы системы, то доля ресурса $U_1 = N_1/N$ будет использована в условиях нагрузки P_1 , что выражается величиной расчетного ресурса L_{10m1} . В условиях изменяющейся нагрузки ресурс подшипника можно приблизительно вычислить по формуле

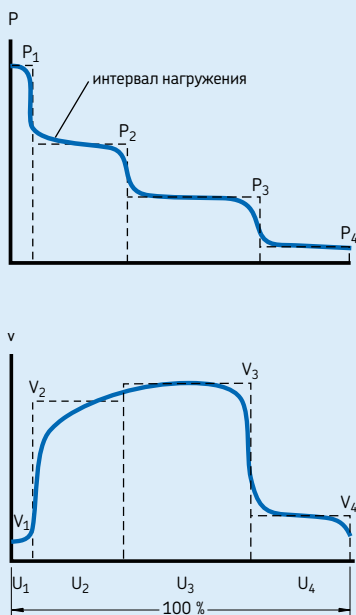
$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \dots}$$

где

- L_{10m} = номинальный ресурс, миллионы оборотов
 $L_{10m1}, L_{10m2}, \dots$ = доля номинального ресурса при постоянных условиях 1, 2, ..., миллионов оборотов
 U_1, U_2, \dots = доля ресурса при условиях 1, 2, ...
 Примечание:
 $U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$

Использование данного метода во многом зависит от наличия репрезентативных диаграмм нагрузки конкретной системы. Следует иметь в виду, что такие данные могут быть получены из типичных рабочих условий или стандартных рабочих циклов, характерных для машин этого типа.

Диаграмма 12



Влияние рабочей температуры

В процессе эксплуатации размеры подшипника меняются в результате структурных изменений, происходящих внутри материала подшипника под воздействием температуры, времени и нагрузки.

Во избежание недопустимых изменений размеров, вызываемых структурными изменениями, материалы подшипников подвергаются специальной термической обработке (стабилизации) (→ табл. 7).

В зависимости от типа стандартные подшипники из сталей объемной и индукционной закалки рассчитаны на работу в условиях максимальных рабочих температур от 120 до 200 °С.

Величины максимальных рабочих температур непосредственно зависят от процесса термообработки. В тех случаях, когда это необходимо, дополнительная информация представлена во вступительной статье соответствующего раздела технической части каталога.

Если нормальная температура эксплуатации подшипника превышает максимально допустимые величины температур, то следует использовать подшипник с более высокой степенью термической стабилизации.

В тех случаях, когда подшипники постоянно работают в условиях повышенных температур, может потребоваться корректировка их динамической грузоподъемности.

Для получения дополнительной информации и консультаций по данному вопросу рекомендуем обращаться в техническую службу SKF.

Стабильная работа подшипников в условиях повышенных температур также зависит от спо-

собности используемого смазочного материала сохранять свои смазочные свойства и от пригодности материалов уплотнений, сепараторов и т.д. (→ разделы «Смазывание» стр. 229, и «Материалы подшипников качения», стр. 138).

По вопросам эксплуатации подшипников в условиях высоких температур в целом и в тех случаях, когда требуется класс стабилизации подшипника выше S1, рекомендуем обращаться в техническую службу SKF.

Требуемый ресурс

При определении размера подшипника, обычно производят проверку соответствия расчетного ресурса SKF с требуемым ресурсом узла. Это, как правило, зависит от типа машины и требований в отношении обслуживания и эксплуатационной надежности. При отсутствии опыта можно использовать рекомендуемые величины, приведенные в табл. 8 и 9, стр. 72.

Таблица 7

Стабильность размеров	
Класс стабилизации	Стабилизация до
SN	120 °С
S0	150 °С
S1	200 °С
S2	250 °С
S3	300 °С
S4	350 °С

Выбор размера подшипника

Таблица 8

Ориентировочные величины эксплуатационного ресурса для разных типов машин	
Тип машины	Экспл. ресурс Рабочие часы
Бытовые машины, с/х машины, контрольно-измерительные приборы, медицинское, техническое оборудование	300 ... 3 000
Машины, используемые в течение короткого времени или с перерывами: ручные электроинструменты, подъемные механизмы в рабочих цехах, строительное оборудование и машины	3 000 ... 8 000
Машины, используемые в течение короткого времени или с перерывами, где требуется высокая эксплуатационная надежность: лифты, краны для пакетированных грузов или стропы барабанов и т.д.	8 000 ... 12 000
Машины, используемые 8 часов в день, но не всегда с полной нагрузкой: редукторы общего назначения, промышленные электродвигатели, дробилки и мельницы	10 000 ... 25 000
Машины, используемые 8 часов в день с полной нагрузкой: станки, деревообрабатывающие станки, краны для сыпучих грузов, вентиляторы, ленточные конвейеры, печатное оборудование, сепараторы и центрифуги	20 000 ... 30 000
Машины для непрерывного круглосуточного использования: приводы прокатных станов, электрические машины среднего размера, компрессоры, шахтные подъемники, насосы, текстильное оборудование	40 000 ... 50 000
Оборудование для ветроустановок, включая главный вал, редуктор качания-наклона, подшипники генератора	30 000 ... 100 000
Водопроводное оборудование, роторные печи, кабельное оборудование, силовые агрегаты океанских судов	60 000 ... 100 000
Крупногабаритные электромашины, электростанции, шахтные насосы, шахтные вентиляторы, дейдвудные подшипники океанских судов	> 100 000

Таблица 9

Ориентировочные величины эксплуатационного ресурса буксовых подшипников и подшипниковых узлов для рельсовых транспортных средств	
Тип транспортного средства	Эксплуатационный ресурс миллионы км
Товарные вагоны, соответствующие спецификации UIC с учетом постоянно действующей максимальной нагрузки на ось	0,8
Пассажирские транспортные средства: пригородные поезда, поезда метро, легкие рельсовые транспортные средства и трамваи	1,5
Пассажирские вагоны дальнего следования	3
Дизельные и электрические поезда	3 ... 4
Дизельные или электрические локомотивы	3 ... 5

Динамические нагрузки на подшипник

Расчет динамических нагрузок на подшипник

Нагрузки, действующие на подшипник, можно вычислить по законам механики, если внешние силы (например, силы от привода, рабочие силы или силы инерции) известны или могут быть рассчитаны. При расчете составляющих нагрузки для одиночного подшипника в целях упрощения вал рассматривается как балка, покоящаяся на жестких безмоментных опорах. Упругие деформации подшипника, корпуса или рамы машины не рассматриваются, равно как и моменты, возникающие в подшипнике в результате деформаций вала.

Эти упрощения необходимы, если расчет параметров подшипникового узла производится при помощи подручных средств, например, калькулятора. Стандартизованные методы расчета грузоподъемности подшипника и эквивалентной нагрузки на подшипник основаны на подобных допущениях.

Расчет нагрузок на подшипник может быть основан на теории упругости без вышеуказанных допущений, но для этого требуются сложные компьютерные программы. В этих программах подшипник, вал и корпус рассматриваются как эластичные компоненты системы.

Внешние силы, возникающие, например, из собственного веса вала и установленных на нем деталей или из массы транспортного средства и сил инерции, либо известны, либо могут быть рассчитаны. Однако, при определении рабочих сил (сил прокатки, сил резания в станках и т.д.), ударных сил и дополнительных динамических сил, возникающих, например, в результате дисбаланса, зачастую приходится полагаться на оценки, основанные на опыте эксплуатации подобных машин или подшипниковых узлов.

Зубчатые передачи

В зубчатых передачах расчет теоретических сил, действующих на зуб, может быть произведен на основе передаваемой мощности и конструктивных параметров зубчатого колеса. Однако имеются дополнительные динамические силы, возникающие в самой шестерне или за счет приводного вала или отбора мощности. Дополнительные динамические силы в шестернях возникают из-за нарушений формы

зубьев и дисбаланса вращающихся деталей. В соответствии с требованиями малошумной работы зубчатые колеса изготавливаются по высоким стандартам точности, и эти силы обычно настолько малы, что при расчете подшипников ими можно пренебречь.

Дополнительные силы, возникающие вследствие конструктивных особенностей и режима работы сопряженных с зубчатыми колесами механизмов, могут быть определены только в том случае, когда известны условия эксплуатации. Их влияние на величину номинальной ресурса подшипников учитывается при помощи «коэффициента нагрузки», который учитывает ударные нагрузки и к. п. д. передачи. Значения этого коэффициента для различных условий работы обычно приводятся в технических изданиях, публикуемых изготовителями зубчатых колес.

Ременные передачи

При расчете подшипника опоры шкива ременного привода необходимо учитывать величину эффективного натяжения ремня (окружную силу), которая зависит от величины передаваемого вращающего момента. Величина натяжения ремня должна быть умножена на коэффициент, величина которого зависит от типа ремня, его натяжения и дополнительных динамических сил. Эти значения обычно рекомендуются изготовителями ремней. Однако, если необходимые технические данные неизвестны, можно использовать следующие ориентировочные величины:

- зубчатые ремни = от 1,1 до 1,3
- клиновые ремни = от 1,2 до 2,5
- плоские ремни = от 1,5 до 4,5

Большие величины имеют место, если расстояние между валами невелико, а также в случае тяжелых и ударных нагрузок или сильного натяжения ремня.

Выбор размера подшипника

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник

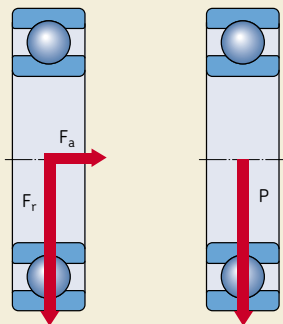
Если установлено, что величина нагрузки на подшипник F , вычисленная на основе вышеуказанных технических параметров, соответствует динамической грузоподъемности подшипника C , т.е. нагрузка постоянна по величине и направлению и действует в радиальном направлении на радиальный подшипник или в осевом направлении вдоль центральной оси на упорный подшипник, тогда $P = F$ и величины нагрузки можно подставить непосредственно в уравнения ресурса.

Во всех других случаях прежде всего необходимо рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник, которая определяется как гипотетическая нагрузка, постоянная по величине и направлению и действующая в радиальном направлении на радиальный подшипник или в осевом направлении на упорный подшипник и в случае ее приложения оказывающая такое же влияние на ресурс подшипника, как и фактические нагрузки на подшипник (→ рис. 2).

Радиальные подшипники нередко подвергаются одновременному воздействию радиальных и осевых нагрузок. Если суммарная нагрузка постоянна по величине и направлению, эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник P может быть вычислена по общей формуле:

$$P = X F_r + Y F_a,$$

Рис. 2



где

P = эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кН

F_r = фактическая радиальная нагрузка на подшипник, кН

F_a = фактическая осевая нагрузка на подшипник, кН

X = коэффициент радиальной нагрузки подшипника

Y = коэффициент осевой нагрузки подшипника

Дополнительная осевая нагрузка оказывает влияние на величину эквивалентной динамической нагрузки P , действующую на однорядный радиальный подшипник только в том случае, если отношение F_a/F_r превышает определенный ограничивающий фактор e . Для двухрядных радиальных подшипников даже легкие осевые нагрузки, как правило, являются значительными.

То же общее уравнение справедливо для сферических упорных роликоподшипников, которые способны воспринимать как осевые, так и радиальные нагрузки. Для упорных подшипников, способных нести только осевые нагрузки, например, упорных шарикоподшипников, цилиндрических упорных и игольчатых упорных роликоподшипников, это уравнение может иметь упрощенный вид при условии, что нагрузка действует вдоль центральной оси

$$P = F_a$$

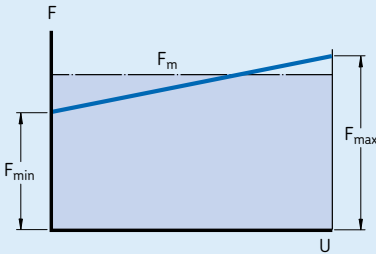
Всю информацию и параметры, требуемые для расчета эквивалентной динамической нагрузки на подшипник, можно найти во вступительных статьях соответствующих разделов технической части каталога, посвященных отдельным типам подшипников, а также в соответствующих таблицах подшипников.

Переменная нагрузка на подшипник

Во многих случаях величина нагрузки носит переменный характер. Формула расчета ресурса для переменных рабочих условий (→ стр. 70).

Диаграмма 13

Усреднение нагрузки



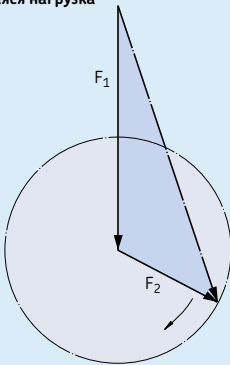
Средняя нагрузка на протяжении рабочего цикла

В пределах каждого интервала нагрузки рабочие условия могут слегка отличаться от номинальных величин. Если предположить, что рабочие условия, т.е. скорость и направление нагрузки, достаточно постоянны, а величина нагрузки постоянно изменяется в пределах от минимальной величины F_{\min} до максимальной величины F_{\max} (→ **диаграмма 13**), то величину средней нагрузки можно определить по формуле

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 F_{\max}}{3}$$

Диаграмма 14

Вращающаяся нагрузка



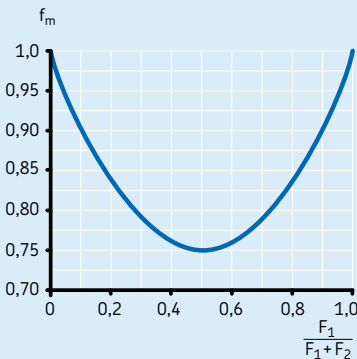
Вращающаяся нагрузка

Как показано на **диаграмме 14**, нагрузка f_m на подшипник состоит из нагрузки F_1 , постоянной по величине и направлению (например, вес ротора), и константы вращающейся нагрузки F_2 (например, дисбалансная нагрузка). Величину средней нагрузки можно определить по формуле

$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

Величины коэффициента f_m можно найти по **диаграмме 15**.

Диаграмма 15



Требуемая минимальная нагрузка

Корреляция между нагрузкой и ресурсом не столь очевидна в условиях очень малых нагрузок, т.к. в этом случае основную роль играет не усталость, а другие механизмы разрушения.

Для обеспечения стабильной работы на подшипники должна всегда действовать определенная минимальная нагрузка. Практический опыт показывает, что на роликоподшипники должны действовать минимальные нагрузки, соответствующие 0,02 С, а на шарикоподшипники – 0,01 С. Важность приложения этой минимальной нагрузки возрастает в тех случаях, когда подшипник подвержен быстрым ускорениям, а его частота вращения составляет 50 % и более от предельных скоростей, величины которых приведены в таблицах подшипников (→ раздел «Частоты вращения и вибрация», **стр. 107**). Если требования, касающиеся минимальной нагрузки, выполнить невозможно, следует рассмотреть возможность использования подшипников NoWear (→ **стр. 943**).

Выбор размера подшипника

Рекомендации по расчету требуемой минимальной нагрузки для различных типов подшипников приведены во вступительных статьях соответствующих разделов технической части каталога.

Выбор размера подшипника по статической грузоподъемности

Выбор размера подшипника должен осуществляться на основе статической грузоподъемности C_0 , если выполняется одно из следующих условий:

- Подшипник находится в состоянии покоя и подвергается постоянным или кратковременным (ударным) нагрузкам.
- Подшипник совершает медленные колебательные движения под нагрузкой.
- Подшипник вращается под нагрузкой с малой скоростью ($n < 10$ об/мин), и требования к его сроку службы невысоки (уравнение ресурса для эквивалентной динамической нагрузки P даст в этом случае столь низкую величину требуемой динамической грузоподъемности C , что выбранный подшипник будет значительно перегружен при эксплуатации).
- Подшипник вращается и помимо обычных рабочих нагрузок подвергается воздействию тяжелых ударных нагрузок.

Во всех этих случаях допустимая величина нагрузки на подшипник определяется не устойчивостью материала, а величиной остаточной деформации дорожки качения, возникающей под воздействием нагрузки. Нагрузки, действующие на подшипник, находящийся в неподвижном состоянии или совершающий медленные колебательные движения, а также ударные нагрузки, действующие на вращающийся подшипник, вызывают деформации тел и дорожек качения. Вмятины могут быть распределены по дорожке качения как неравномерно, так и равномерно через промежутки, соответствующие расстоянию между телами качения. Если нагрузка действует на подшипник на протяжении нескольких оборотов, деформации будут равномерно распределены по всей дорожке качения. Остаточные деформации могут вызы-

вать вибрацию подшипника, увеличение уровня шума и трения; кроме того, не исключено увеличение внутреннего зазора или изменение характера посадки.

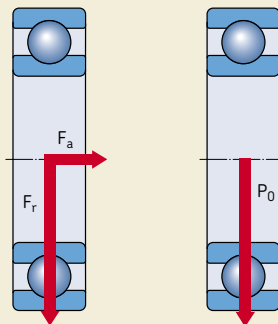
В какой степени данные изменения ухудшают рабочие характеристики подшипника зависит от требований, предъявляемых к подшипнику в конкретных условиях эксплуатации. Поэтому важно предотвратить или ограничить возникновение остаточных деформаций, что можно сделать путем выбора подшипника с достаточно высоким показателем статической грузоподъемности, если должно быть удовлетворено одно из следующих требований:

- высокая надежность
- низкий уровень рабочих шумов (например, в электродвигателях)
- низкий уровень вибрации (например, в станках)
- постоянный момент трения подшипника (например, в измерительных аппаратах и испытательном оборудовании)
- малое трение при пуске под нагрузкой (например, в кранах).

Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник

Статические нагрузки, состоящие из радиальных и осевых составляющих, должны быть представлены в виде величины эквивалентной статической нагрузки на подшипник, которая определяется как нагрузка (радиальная для

Рис. 3



радиальных и осевая для упорных подшипников), вызывающая в подшипнике такую же максимальную нагрузку на тело качения, что и фактическая нагрузка. Ее величину вычисляют по формуле:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

где

P_0 = эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, кН

F_r = радиальная нагрузка на подшипник (см. ниже), кН

F_a = осевая нагрузка на подшипник (см. ниже), кН

X_0 = коэффициент радиальной нагрузки

Y_0 = коэффициент осевой нагрузки

Примечание

При расчете P_0 следует использовать максимальную величину вероятной нагрузки, а ее радиальную и осевую составляющие (→ рис. 3) следует подставить в приведенное выше уравнение. Если статическая нагрузка действует на подшипник в разных направлениях, величина этих составляющих будет изменяться. В таких случаях следует использовать те составляющие нагрузки, которые дают наибольшую величину эквивалентной статической нагрузки P_0 .

Вся информация и параметры, требуемые для расчета эквивалентной статической нагрузки на подшипник, приводятся во вступитель-

ных статьях соответствующих разделов, а также в таблицах подшипников.

Требуемая статическая грузоподъемность

При определении размера подшипника по статической грузоподъемности для расчета требуемой величины статической грузоподъемности подшипника используют величину коэффициента запаса s_0 , который выражает отношение между статической грузоподъемностью C_0 и эквивалентной статической нагрузкой P_0 .

Требуемую величину статической грузоподъемности C_0 можно определить по формуле:

$$C_0 = s_0 P_0,$$

где

C_0 = статическая грузоподъемность, кН

P_0 = эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, кН

s_0 = статический коэффициент запаса

В табл. 10 приведены найденные опытным путем ориентировочные величины статического коэффициента запаса s_0 для шариковых и роликовых подшипников, работающих в различных условиях эксплуатации, которые требуют плавности хода. При повышенных температурах показатель статической грузоподъемности уменьшается. Более подробная информация может быть предоставлена по запросам.

Таблица 10

Тип рабочих условий	Вращающийся подшипник						Неподвижный подшипник	
	Требования по уровню шумов не важно		обычные		высокие		Шарико-подшипн.	Ролико-подшипн.
	Шарико-подшипн.	Ролико-подшипн.	Шарико-подшипн.	Ролико-подшипн.	Шарико-подшипн.	Ролико-подшипн.		
Плавные, без вибраций	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Нормальные	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Выраженные ударные нагрузки ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Для сферических упорных роликоподшипников рекомендуется использовать $s_0 \geq 4$

¹⁾ Если величина нагрузки неизвестна, величины s_0 должны быть не меньше вышеуказанных. Если величина ударных нагрузок точно известна, допустимо использовать меньшие величины s_0

Выбор размера подшипника

Проверка показателей статической грузоподъемности

В тех случаях, когда известна величина эквивалентной статической нагрузки на подшипник P_0 , проверка достаточности эквивалентной статической грузоподъемности динамически нагруженных подшипников может быть произведена при помощи уравнения

$$s_0 = C_0/P_0$$

Если полученная величина s_0 меньше рекомендованной величины (→ табл. 10), следует выбрать подшипник, имеющий более высокую статическую грузоподъемность.

Примеры расчетов

Пример 1

Радиальный шарикоподшипник SKF Explorer 6309 должен вращаться с частотой 3 000 об/мин в условиях постоянной радиальной нагрузки $F_r = 10$ кН. Осуществляется смазывание маслом, имеющим кинематическую вязкость $\nu = 20$ мм²/с при рабочей температуре. Требуемая надежность составляет 90 %, а рабочие условия предполагают минимальную загрязненность. Каковы будут номинальный ресурс и ресурс SKF?

а) Номинальный ресурс при надежности 90 %

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Из таблицы подшипников для подшипника 6309: $C = 55,3$ кН. т.к. нагрузка только радиальная, $P = F_r = 10$ кН (→ Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник», стр. 74).

$$L_{10} = (55,3/10)^3 \\ = 169 \text{ миллионов оборотов}$$

или в рабочих часах

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

$$L_{10h} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 169 \\ = 940 \text{ рабочих часов}$$

б) Номинальный ресурс SKF при надежности 90 % составляет

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

- Т.к. требуется надежность 90 %, необходимо найти величину ресурса L_{10m} и $a_1 = 1$ (→ табл. 1, стр. 53)
- Из таблицы подшипников для подшипника 6309 следует, что $dm = 0,5(d + D) = 0,5(45 + 100) = 72,5$ мм
- Из диаграммы 5, стр. 60, требуемая номинальная вязкость масла при рабочей температуре для частоты вращения 3 000 об/мин, $\nu_1 = 8,15$ мм²/с. Поэтому $\kappa = \nu/\nu_1 = 20/8,15 = 2,45$
- Вновь из таблицы подшипников: $P_u = 1,34$ кН и $P_u/P = 1,34/10 = 0,134$. Т.к. загрязненность минимальна, $\eta_c = 0,8$ и $\eta_c P_u/P = 0,107$. Т.к. $\kappa = 2,45$ по шкале для подшипников SKF Explorer на диаграмме 1, стр. 54, находим величину $a_{SKF} = 8$. Затем по уравнению ресурса SKF вычисляем

$$L_{10m} = 1 \times 8 \times 169 \\ = 1\,352 \text{ миллионов оборотов}$$

или в рабочих часах

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 n} L_{10m}$$

$$L_{10mh} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 1\,352 \\ = 7\,512 \text{ рабочих часов}$$

Пример 2

Радиальный шарикоподшипник SKF Explorer 6309 из примера 1 работает в составе действующей машины, расчет которой производился несколько лет назад с учетом поправочного коэффициента a_{23} . В настоящее время требуется произвести перерасчет ресурса этого подшипника с учетом поправочного коэффициента a_{23} , а также коэффициента a_{SKF} (на основе опыта эксплуатации этой системы), т.е.

$a_{SKF} = a_{23}$. Наконец, требуется найти величину коэффициента загрязненности η_c , соответствующую уровню загрязненности системы при условии $a_{SKF} = a_{23}$.

- Если $k = 2,45$, при помощи шкалы, наложенной на кривые k на диаграмме величин модифицированного коэффициента ресурса a_{SKF} , **диаграмма 1, стр. 54**, по оси a_{SKF} находим коэффициент $a_{23} \approx 1,8$. Учитывая, что система полностью удовлетворяет всем требованиям, можно смело предположить, что $a_{SKF} = a_{23}$, поэтому

$$L_{10mh} = a_{23} L_{10h} = a_{SKF} L_{10h}$$

и

$$L_{10mh} = 1,8 \times 940 = 1\,690 \text{ рабочих часов}$$

- Величина коэффициента η_c , соответствующая этой поправке ресурса по **табл. 6, стр. 68**, для подшипника SKF Explorer 6309, где $P_u/P = 0,134$

$$\eta_c = [\eta_c(P_u/P)]_{23}/(P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

Пример 3

Требуется проверить расчет существующей системы. Радиальный шарикоподшипник SKF Explorer 6309-2RS1 с уплотнениями и пластичной смазкой работает в тех же условиях, что описаны в примере 2 ($k = 2,45$). Требуется проверить соответствие условий загрязненности этой системы для того, чтобы выяснить возможности снижения затрат для достижения требуемого ресурса в 3 000 рабочих часов.

- Учитывая, что подшипник уплотнен и смазан пластичной смазкой, уровень загрязненности можно охарактеризовать как соответствующий уровню «высокая чистота», тогда по **табл. 4, стр. 62**, $\eta_c = 0,8$. Если $P_u/P = 0,134$, $\eta_c(P_u/P) = 0,107$, то по шкале для подшипников класса SKF Explorer на **диаграмме 1, стр. 54** и $k = 2,45$, $a_{SKF} = 8$.

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ рабочих часов}$$

- В качестве более дешевого варианта для этого же подшипникового узла выбран подшипник SKF Explorer 6309-2Z с защитными шайбами. Если уровень загрязненности можно охарактеризовать как нормальный, то из **табл. 4, стр. 62**, $\eta_c = 0,5$. Если $P_u/P = 0,134$, $\eta_c(P_u/P) = 0,067$, то по шкале для подшипников SKF Explorer на **диаграмме 1, стр. 54**, $k = 2,45$, $a_{SKF} \approx 3,5$.

$$L_{10mh} = 3,5 \times 940 = 3\,290 \text{ рабочих часов}$$

Вывод: Если существует такая возможность, в этом подшипниковом узле можно применить более экономичное решение путем замены подшипника с уплотнениями на подшипник с защитными шайбами.

Обратите внимание на то, что использование показателя ресурса, определяемого с учетом поправочного коэффициента a_{23} , не позволяет производить такую оценку конструкции. Кроме того, невозможно вычислить показатель требуемого ресурса (\rightarrow пример 2, при использовании поправочного коэффициента a_{23} расчетный ресурс составлял бы всего лишь 1 690 рабочих часов).

Пример 4

Радиальный шарикоподшипник SKF Explorer 6309, приведенный в **диаграмме 1**, работает в составе действующей системы, расчет которой производился несколько лет назад с учетом поправочного коэффициента a_{23} . Поступило несколько жалоб на отказы в работе подшипника. Требуется оценить конструкцию этой подшипниковой системы для определения соответствующих мер по повышению ее надежности.

- Производится расчет ресурса с учетом коэффициента a_{23} . Если $k = 2,45$, по шкале k на диаграмме величин модифицированного коэффициента ресурса a_{SKF} **диаграмма 1, стр. 54**, по оси a_{SKF} находим коэффициент $a_{23} \approx 1,8$.

$$L_{10mh} = a_{23} \times L_{10h} = 1,8 \times 940$$

$$= 1\,690 \text{ рабочих часов}$$

Выбор размера подшипника

- Величина коэффициента η_c соответствующая величине поправочного коэффициента a_{23} для этого ресурса по **табл. 6, стр. 68**, и для $P_u/P = 0,134$

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23}/(P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

- Микроскопный подсчет количества твердых частиц в пробе масла, взятой из системы, показал наличие загрязненности -/17/14 согласно классификации ISO 4406:1999. Загрязненность вызвана присутствием частиц продуктов износа, которые порождены самой системой. Если эта загрязненность может быть охарактеризована как «типичная», то из **табл. 4, стр. 62**, а также по **диаграмме 9 на стр. 66**, $\eta_c = 0,2$. Если $P_u/P = 0,134$, $\eta_c (P_u/P) = 0,0268$, то по шкале для подшипников SKF Explorer на **диаграмме 1, стр. 54**, $k = 2,45$, $a_{SKF} \approx 1,2$.

$$L_{10mh} = 1,2 \times 940 = 1\,130 \text{ рабочих часов}$$

- Использование подшипника SKF Explorer 6309-2RS1 со встроенными уплотнениями позволяет снизить загрязненность до уровня «высокая чистота». Тогда из **табл. 4, стр. 62**, $\eta_c = 0,8$. Если $P_u/P = 0,134$, $\eta_c (P_u/P) = 0,107$, то по шкале для подшипников SKF Explorer на **диаграмме 1, стр. 54** и $k = 2,45$, $a_{SKF} = 8$.

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ рабочих часов}$$

Вывод: при использовании коэффициента a_{23} этот подшипниковый узел имеет уровень

загрязненности выше, чем тот, который соответствует величине коэффициента $\eta_c = 0,3$ для подразумеваемого уровня загрязненности, в то время, как реальные условия эксплуатации, которые типичны для загрязненных промышленных трансмиссий, требуют величины коэффициента $\eta_c = 0,2$, что подтверждают расчеты с использованием коэффициента a_{SKF} .

Возможно, это объясняет причину отказов данного подшипникового узла. Использование подшипника класса SKF Explorer 6309-2RS1 со встроенными уплотнениями значительно повышает надежность и позволяет решить эту проблему.

Пример 5

Рабочий цикл сферического роликоподшипника класса SKF Explorer 24026-2CS2/VT143, используемого в тяжелом транспортном оборудовании сталеплавильного завода, осуществляется в рабочих условиях, параметры которых приведены в таблице ниже.

Величина статической нагрузки на этот подшипник определена с достаточной точностью и учитывает инерцию груза в процессе погрузочной операции и ударных нагрузок при случайном сбросе груза.

Требуется проверить соответствие условий динамической и статической нагрузки этого подшипника для предположения, что его требуемый срок эксплуатации должен составлять 60 000 рабочих часов при минимальном статическом коэффициенте запаса 1,5.

Пример 5/1

Рабочие условия					
Интервал раб. цикла	Эквивалентная динам. нагрузка	Промежуток времени	Частота вращения	Температура	Эквивалентная статич. нагрузка
–	кН	–	об/мин	°С	кН
1	200	0,05	50	50	500
2	125	0,40	300	65	500
3	75	0,45	400	65	500
4	50	0,10	200	60	500

- Из таблицы подшипника и вводной статьи:

Параметры нагрузки: $C = 540$ кН;
 $C_0 = 815$ кН; $P_u = 81,5$ кН

Размеры: $d = 130$ мм; $D = 200$ мм,
 тогда $d_m = 0,5 (130 + 200) = 165$ мм

Тип пластичной смазки: Антизадирная пластичная смазка на основе минерального масла/литиевого мыла, класс консистенции 2 по шкале NLGI, диапазон допустимых температур от -20 до $+110$ °С и вязкость базового масла при 40 и 100 °С – 200 и 16 мм²/с, соответственно.

- Затем производятся следующие расчеты и определяются следующие величины:

1. v_1 = номинальная вязкость, мм²/с (→ **диаграмма 5, стр. 60**) – вводные величины: d_m и скорость вращения
2. v = фактическая вязкость, мм²/с (→ **диаграмма 6, стр. 61**) – вводные величины: вязкость смазочного материала при 40 °С и рабочая температура
3. k = относительная вязкость (v/v_1)
4. η_c = коэффициент уровня загрязненности (→ **табл. 4, стр. 62**) – «Высокая чистота», подшипник с уплотнениями: $\eta_c = 0,8$

5. L_{10h} = номинальный ресурс согласно уравнению, **стр. 52** – вводные величины: C , P и p

6. a_{SKF} = из **диаграммы 2, стр. 55** – вводные величины: подшипник SKF Explorer, η_c , P_u , P и k

7. $L_{10mh1,2,...}$ = номинальный ресурс SKF согласно уравнению, **стр. 52** – вводные величины: a_{SKF} и $L_{10h1,2,...}$

8. L_{10mh} = номинальный ресурс SKF согласно уравнению, **стр. 70** – вводные величины: L_{10mh1} , L_{10mh2} , ... и U_1 , U_2 , ...

Т.к. номинальный ресурс SKF составляет 84 300 часов (что больше, чем требуемый срок службы), то соответствие условиям динамической нагрузки подтверждается.

Наконец, производится проверка правильности величины статического коэффициента запаса:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{815}{500} = 1,63$$

$$s_0 = 1,63 > s_{0 \text{ треб}}$$

Полученный результат показывает, что величина статического коэффициента запаса для данного подшипника соответствует требованиям.

Поскольку величина статической нагрузки определена точно, относительно небольшой разницей между вычисленной и рекомендуемой величиной статического запаса можно пренебречь.

Пример 5/2

Расчетные величины

Инт. раб. цикла	Эквивал. динам. нагрузка	Требуемая вязкость v_1	Эксплуат. вязкость v	k^1	η_c	Ном. ресурс L_{10h}	a_{SKF}	Ресурс SKF L_{10mh}	Доля времени	Итоговый ресурс SKF L_{10mh}
–	кН	мм ² /с	мм ² /с	–	–	час	–	час	–	час
1	200	120	120	1	0,8	9 136	1,2	11 050	0,05	84 300
2	125	25	60	2,3	0,8	7 295	7,8	57 260	0,40	
3	75	20	60	3	0,8	30 030	43	1 318 000	0,45	
4	50	36	75	2	0,8	232 040	50	11 600 000	0,10	

¹⁾ Пластичная смазка, содержащая антизадирные добавки

Расчетные средства SKF

SKF обладает одним из самых полных и мощных комплексов моделирующих и имитационных пакетов программ в подшипниковой промышленности. К их числу относятся как простые программы расчета по формулам Общего каталога SKF, так и сложнейшие системы, для работы которых требуется мощность нескольких компьютеров.

Философия компании предусматривает разработку целого ряда компьютерных программ, удовлетворяющих различным запросам заказчиков – от довольно простых – для проверки правильности проектных решений и исследований среднего уровня сложности – до сложнейших систем имитации функционирования конструкций подшипников и машин. В тех случаях, когда это возможно, эти программы могут устанавливаться на портативные и настольные компьютеры и использоваться инженерами SKF как у заказчика, так на рабочем месте. Кроме того, особое внимание уделяется возможности интеграции и взаимодействия различных систем.

Интерактивный инженерный каталог

Интерактивный инженерный каталог (ИЕС) – простой в использовании инструмент для выбора подшипников и осуществления необходимых расчетов. Поиск подшипников ведется по обозначениям или размерам, кроме того, имеется возможность расчетной оценки простых подшипниковых узлов. Для расчетов используются те же формулы, что и в Общем каталоге SKF.

Кроме того, каталог содержит электронные чертежи подшипников, которые могут быть встроены в чертежи, созданные при помощи популярных программ САПР.

Помимо этого, Интерактивный инженерный каталог содержит полный комплект каталогов подшипников качения, в которых представлены подшипниковые узлы, корпуса подшипников, подшипники скольжения и уплотнения.

Интерактивный инженерный каталог имеется на CD, а также доступен в Интернет на сайте www.skf.com.



Программа SKF bearing beacon

SKF bearing beacon – это новая программа, предназначенная для расчета и моделирования подшипниковых узлов в соответствии с требованиями заказчика. Данная программа стала преемницей программы BEACON, переняв ее технологию, дающую возможность производить моделирование гибких систем, включающих элементы заказчика, в трехмерной плоскости. Программа сочетает в себе способность моделирования многофункциональных механических систем (с использованием валов, зубчатых колес, подшипниковых щитов и др.) с возможностью точного моделирования подшипников для последующего проведения глубокого анализа поведения системы в виртуальном механизме. С ее помощью также становится возможным повышение усталостных характеристик металла роликоподшипников, в частности, с использованием номинального ресурса SKF. Программа SKF bearing beacon – это результат кропотливых научных исследований и разработок, проведенных специалистами компании.

Программа Orpheus

Программа Orpheus, базирующаяся на числовом методе приближенных вычислений, позволяет изучать и оптимизировать динамические характеристики шумов и вибраций в критических подшипниковых узлах (например, в электродвигателях, коробках передач). Она может использоваться для решения нелинейных уравнений движения системы подшипни-

ков и сопряженных деталей, включая шестерни, валы и корпуса.

Программа обеспечивает глубокое понимание динамического поведения системы, включая подшипники, с учетом отклонений форм (волнистости) и ошибок при монтаже (перекоса). Это позволяет инженерам SKF выбирать оптимальный тип и размер подшипника, а также соответствующие условия монтажа и преднатяга для заданной системы.

Программа Beast

Beast – имитационная программа, позволяющая инженерам SKF точно воспроизводить динамические условия внутри подшипника. Ее можно рассматривать как виртуальный испытательный стенд, который позволяет производить подробное изучение сил, моментов и т.д. внутри подшипника в условиях любых виртуальных нагрузок. Это позволяет «испытать» новые идеи и конструкции в более сжатые сроки и при этом получить больше данных, чем в процессе традиционных испытаний.

Другие программы

Наряду с вышеуказанными программами, компанией SKF разработаны специализированные компьютерные программы, позволяющие ученым SKF разрабатывать подшипники с оптимизированными поверхностями, что обеспечивает продление срока службы подшипника при работе в тяжелых условиях эксплуатации. Эти программы способны производить расчет толщины смазочной пленки в зоне контакта при эластогидродинамическом смазывании. Кроме того, может быть произведен подробный расчет местной толщины смазочной пленки, возникающей внутри таких контактов в результате деформации объемной поверхностной топографии и следующего за этим уменьшения усталостного ресурса подшипника.

Для выполнения необходимых операций, требуемых для решения поставленных задач, инженеры SKF используют пакеты программ, предлагаемых другими поставщиками, например, программы для конечноэлементного анализа или динамического анализа систем. Эти программы интегрированы в системы SKF для более оперативной и надежной связи с базами данных и моделями заказчиков.

Инженерный консалтинг SKF

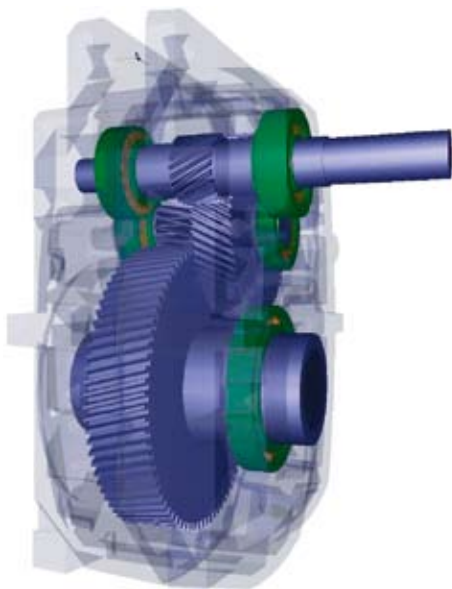
Базовую информацию, необходимую для расчета и конструирования подшипникового узла, можно найти в настоящем каталоге. Однако бывают случаи, когда требуется максимально точное прогнозирование ожидаемого ресурса подшипника в силу отсутствия достаточного опыта конструирования подобных подшипниковых узлов или в силу крайней важности таких показателей, как экономичность и/или эксплуатационная надежность. В таких случаях целесообразно обратиться в службу инженерной поддержки SKF, которая может предоставить необходимые расчеты, используя новейшие компьютерные программы, а также почти столетний опыт работы SKF в области вращающихся деталей машин.

Эта служба предоставляет техническую поддержку с использованием полного спектра «ноу-хау» в области технологий применения подшипников. Специалисты SKF производят:

- анализ технических проблем
- подготовку предложений по оптимальному системному решению
- выбор подходящего смазочного материала и оптимальной методики техобслуживания.

Инженерный консалтинг SKF предлагает новый подход к сервисному обслуживанию машин и установок для поставщиков комплектного оборудования и конечных пользователей. К преимуществам такого подхода относятся:

- ускорение разработки и поставки товара на рынок
- снижение затрат на реализацию проектов путем виртуальных испытаний до начала серийного производства
- улучшение параметров подшипникового узла за счет уменьшения уровня рабочих шумов и вибрации
- повышение плотности мощности машин за счет модификации конструкции
- увеличение срока службы подшипниковых узлов за счет улучшения системы смазки или уплотнений.



Специализированные компьютерные программы

В распоряжении специалистов службы инженерного консалтинга имеются компьютерные программы, позволяющие решать следующие задачи:

- аналитическое моделирование функционирования подшипниковых узлов полной комплектации, включая валы, корпуса, шестерни, муфты и т.д.
- статический анализ, т.е. выявление упругих деформаций и напряжений в деталях механических систем
- динамический анализ, т.е. определение вибрационного поведения систем в рабочих условиях (виртуальное испытание)
- визуализация в режиме анимации структурных и компонентных деформаций
- оптимизация системных затрат, срока службы, уровня вибрации и шума.

Краткое описание компьютерных программ, используемых специалистами SKF для расчетов и имитаций, можно найти в разделе «Расчетные средства SKF» на **стр. 82**.

Для получения дополнительной информации о предоставляемых услугах обращайтесь в ближайшее представительство SKF.

Ресурсные испытания SKF

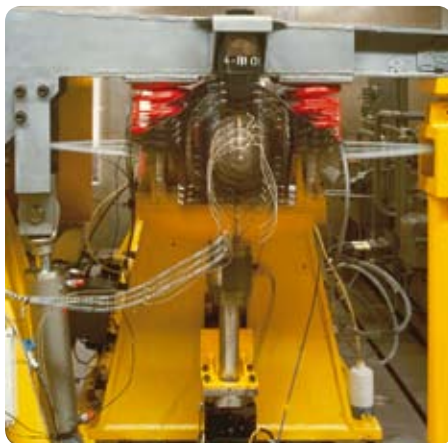
Деятельность SKF в области испытаний сосредоточена в научно-техническом центре SKF, расположенном в Нидерландах. Имеющееся там испытательное оборудование не имеет аналогов в подшипниковой промышленности по уровню сложности и количеству испытательных стендов. Кроме того, центр поддерживает работы, ведущиеся в исследовательских подразделениях крупнейших производств SKF.

Главная цель проводимых SKF испытаний ресурса – постоянное улучшение качества продукции. Важно понять и сформулировать основные физические законы, управляющие поведением подшипников, в виде зависимостей между внутренними и внешними переменными величинами. Такие переменные величины могут представлять характеристики материалов, внутреннюю геометрию подшипника, конструкцию сепаратора, перекос, температуру и другие рабочие параметры. Однако многие влияющие факторы носят не статический, а динамический характер. Примерами могут служить топография рабочих поверхностей контакта, структура материала, внутренняя геометрия и характеристики смазочных материалов, которые постоянно изменяются в процессе эксплуатации.

SKF также проводит испытания ресурса в целях:

- обеспечения соответствия реальных характеристик изделий характеристикам, заявленным в каталогах
- контроля качества серийно выпускаемых стандартных подшипников
- исследований влияния смазочных материалов и условий смазывания на срок службы подшипника
- доказательства теорий усталости контакта качения
- сравнения с изделиями конкурирующих компаний-производителей.

Методика испытаний, отличающаяся высоким уровнем автоматизации и жестко контролируемые условиями, а также применение современного и высокосложного оборудования, позволяют проводить систематизированные исследования различных факторов и их взаимодействия.



Подшипники класса SKF Explorer являются примером оптимизации влияющих факторов на основе аналитических имитационных моделей и экспериментального подтверждения на уровне отдельных деталей и подшипников в сборе.