2. Расчет долговечности подшипника

Для правильного выбора подшипника качения необходимо знать условия его эксплуатации, а именно: величину и направление нагрузки, характер действия нагрузки, скорость вращения одного или обоих колец, требуемую долговечность, рабочую температуру подшипникового узла и другие требования, зависящие от конструкции механизма.

Под долговечностью подшипника понимается время, выраженное общим количеством оборотов, которое сделает одно из колец относительно другого кольца подшипника до появления первых признаков контактной усталости на одном из колец или телах качения. Это может проявиться по истечении миллиона оборотов или рабочих часов. Под номинальной долговечностью (то есть расчетным сроком службы) понимается срок службы партии подшипников, в которых не менее 90% одинаковых подшипников должны проработать без проявления первых признаков контактной усталости металла на рабочих поверхностях подшипников при одной и той же нагрузке и частоте вращения. Основная характеристика подшипника – это номинальная динамическая грузоподъемность, обозначаемая буквой C_r – это нагрузка, которую должен нести подшипник качения за время, в течение которого он делает один миллион оборотов. В зависимости от устройства подшипника, динамическая грузоподъемность подшипников рассчитывается в соответствии с требованиями ИСО по подшипникам качения и приведена в таблицах данного каталога.

Отношение между номинальной долговечностью, номинальной динамической грузоподъемностью и нагрузкой, действующей на подшипник с частотой вращения n>20 мин-1, находят по следующей формуле:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P}\right)^p \quad \text{миллион оборотов} \ldots\ldots\ldots 2.1$$

где L_{10} – номинальная долговечность в миллионах оборотов;
C_r – номинальная динамическая грузоподъемность, Н;
P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;
p – экспонента долговечности,
для шариковых подшипников p = 3,
для роликовых подшипников p = 10/3.

Номинальная долговечность, как правило, выражается в рабочих часах:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n}\left(\frac{C_r}{P}\right)^p, \quad \text{час} \ldots\ldots\ldots 2.2$$

где L_{10} – номинальная долговечность в рабочих часах;
p – частота вращения, мин$^{-1}$

Для транспортных средств, номинальную долговечность ступичных подшипников иногда более удобно выражать в суммарном километражном пробеге:

$$L_{10s} = \frac{\pi D_1}{1000} L_{10}$$

где L_{10S} – номинальная долговечность в миллионах километров (млн. км)
D_1 – диаметр колеса в метрах (м).

При обычных рабочих условиях номинальная долговечность, рассчитанная при 90% надежности (L_{10}) удовлетворяет большинству случаев эксплуатации подшипников, в то время как фактическая продолжительность срока службы больше расчетной. При 50% надежности, срок службы подшипника (L_{50}), как правило, в пять раз больше номинальной долговечности (L_{10}). Для того, чтобы повысить компактность подшипниковых узлов и уменьшить их вес, не рекомендуется давать завышенное значение номинальной долговечности. Однако, во многих промышленных сферах требуется другой уровень надежности. Кроме того, благодаря обширным исследованиям и опытно-конструкторским разработкам было установлено, что условия смазывания очень сильно влияют на срок службы подшипника. Таким образом, Международная Организация Стандартизации ввела понятие номинальной долговечности, формула которой имеет следующую форму:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C_r}{P}\right)^p \quad \text{или} \ldots\ldots\ldots 2.3$$

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10},$$

где L_{na} – модифицированная номинальная долговечность, в миллионах оборотов, индекс n представляет собой разницу между необходимой надежностью и 100%-ной (например, при 95%-ной надежности $L_{na} = L_{5a}$);

a_1 – коэффициент надежности;
a_2 – коэффициент материала;
a_3 – коэффициент условий эксплуатации.

Для общепринятой надежности в 90%, также как и для качества шарикоподшипниковой стали и условий смазывания, которые обеспечивают разграничение поверхности подшипника в пределах рекомендуемых ограничений, $a_1=a_2=a_3=1$ и уравнение модифицированной номинальной долговечности (3) становится идентичным уравнению основной номинальной долговечности 2.1.

Таблица 2.1. Величины поправочного коэффициента надежности

Надежность, %	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0.62
96	L_{4a}	0.53
97	L_{3a}	0.44
98	L_{2a}	0.33
99	L_{1a}	0.21

При необходимости произвести расчеты для подшипников с надежностью выше 90%, значения коэффициента надежности a_1 приводятся в таблице 2.1.

Таблица 2.2. Значения коэффициентов a_{23}

Тип подшипника	Вакуумированная сталь				
	Значения коэффициента вязкости				
	0.1-0.2	0.2-0.5	0.5-1	1-2	2-3
	Значения коэффициента a_{23}				
Радиальные и радиально-упорные шариковые подшипники	0.1-0.3	0.3-0.7	0.7-1.0	1.0-1.5	1.5-2.0
Роликовые сферические, цилиндрические, игольчатые подшипники	0.1-0.2	0.2-0.4	0.4-0.7	0.7-1.0	1.0-1.2
Роликовые сферические подшипники, роликовые цилиндрические подшипники, роликовые игольчатые подшипники	0.1-0.4	0.4-0.6	0.6-1.0	1.0-1.5	1.5-1.8
Роликовые сферические, радиально-упорные, упорные подшипники	0.1-0.2	0.2-0.4	0.4-0.7	0.7-1.0	1.0-1.2

Примечания:

1. Для стали электрошлаковых переплавов и чистых смазочных материалов, коэффициент a_{23} может возрасти до >2,
2. В случае загрязнения смазочного материала твердыми частицами, превышающими норму или плохой циркуляции масла, коэффициент a_{23} принимается 0.1.

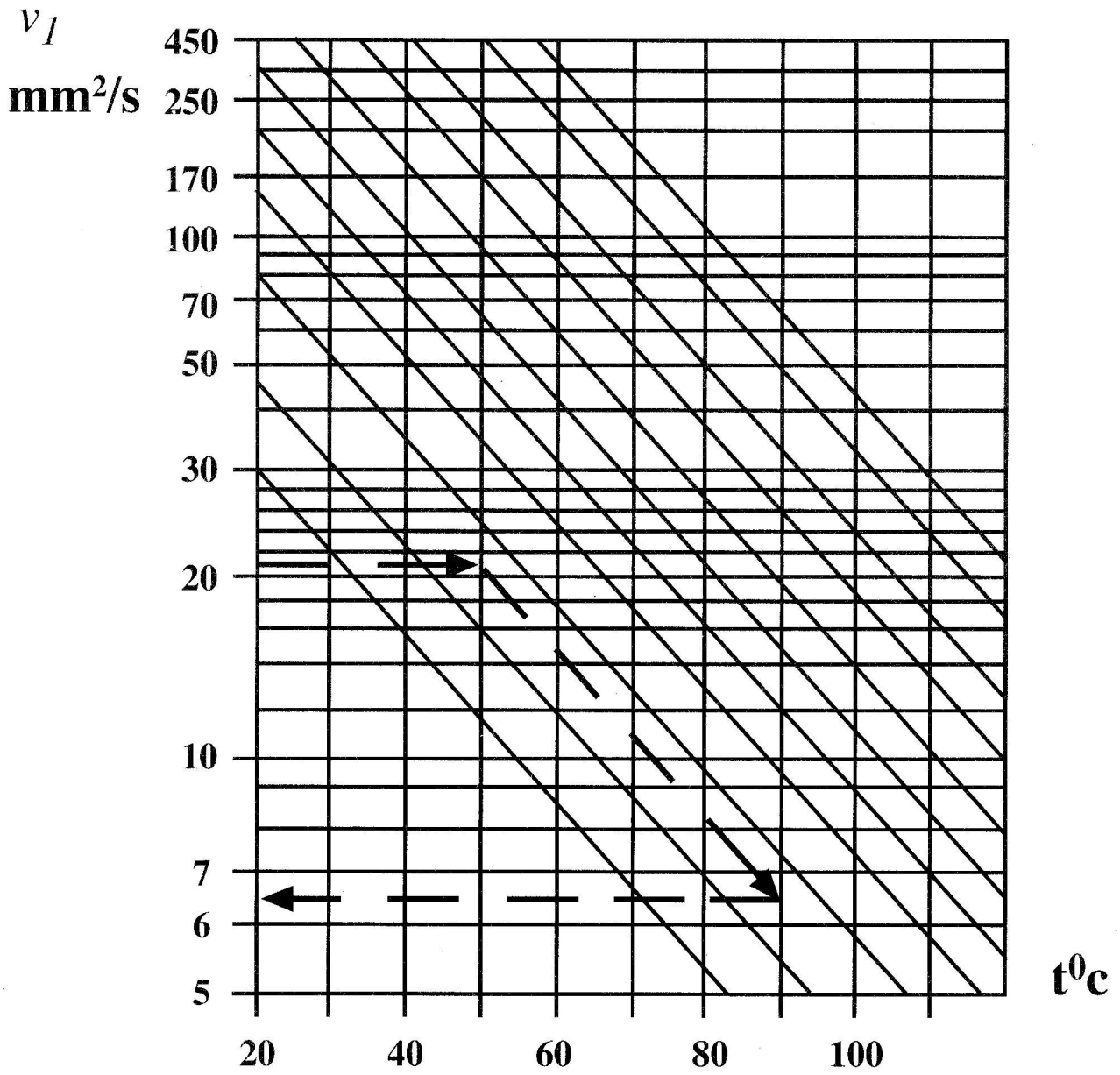

Рис. 1. Номограмма, предназначенная для определения вязкости смазочного материала при рабочей температуре, если известна его вязкость при начальной температуре.

Однако, коэффициент a_1 целесообразно использовать только в случае увеличения коэффициентов a_2 и a_3, в противном случае, увеличение всех параметров подшипника приводит к снижению скорости вращения и увеличению его веса и инертности вращающихся частей механизма, соединенных с этим подшипником.

Коэффициент условий эксплуатации a_3 определяет в основном условия смазывания. Принимая во внимание тот факт, что использование специальной качественной стали не компенсирует неблагоприятные последствия от хранения смазочного материала, коэффициенты a_2 и a_3 объединяют в одно целое, обозначая как a_{23}.

Коэффициент a_{23} выбран по таблице 3, по отношению нормативной и фактической кинематической вязкости смазочного материала:

$$\chi = \frac{v}{v_1} \quad \text{..... 2.4}$$

Где χ – коэффициент вязкости;

v – кинематическая вязкость применяемого масла, при рабочей температуре подшипникового узла, мм^2/с;

v_1 – нормативная кинематическая вязкость масла, необходимая для обеспечения условий смазывания при заданной скорости, мм^2/с.

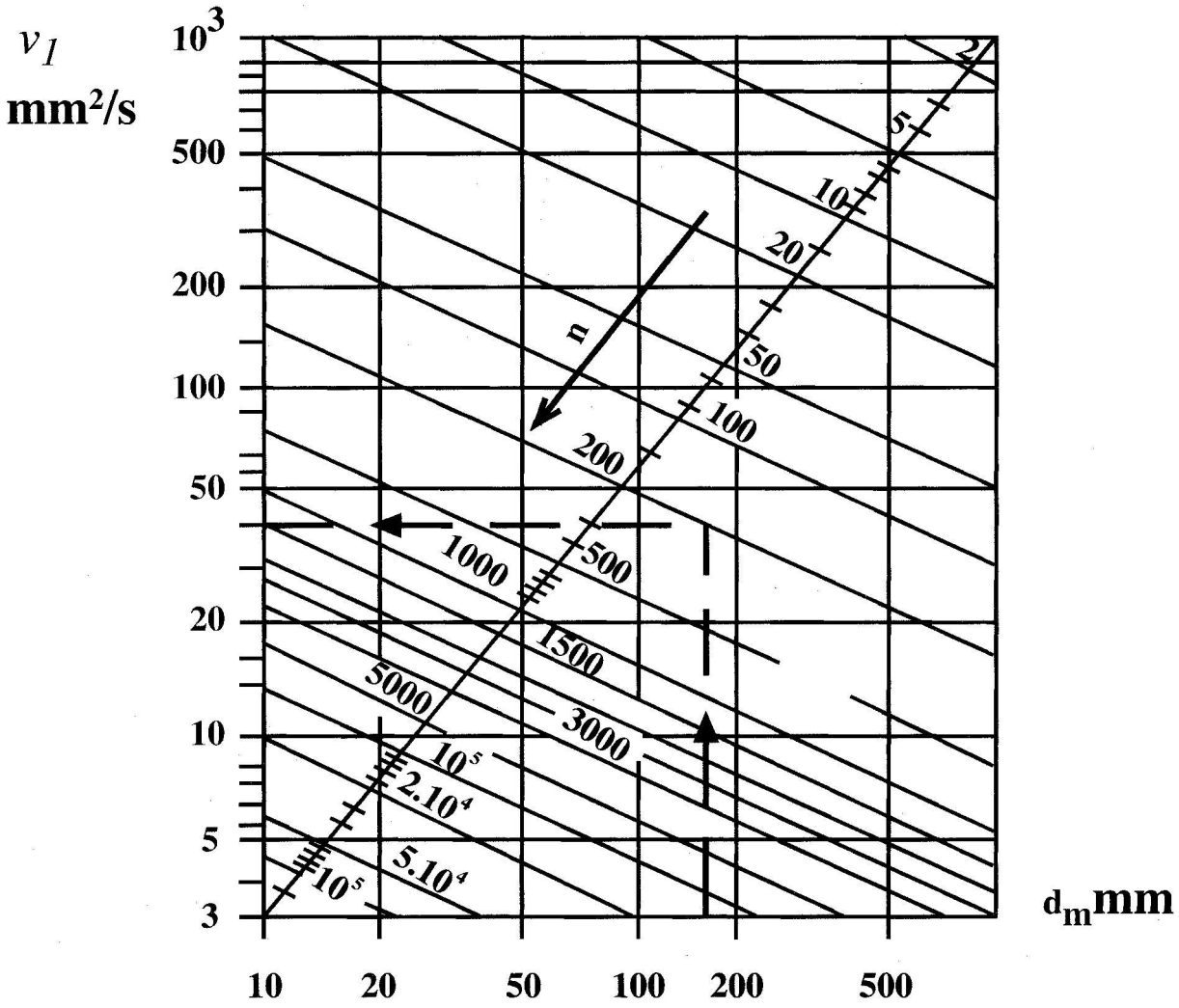

Рис. 2. Номограмма для определения нормативной вязкости смазочного материала, v_1

Данные подшипников

Таблица 2.3. Рекомендуемые значения долговечности для различного оборудования

Тип оборудования и его применение	L_{10h}, час	L_{10s}, млн. км
Приборы и механизмы, используемые периодически, сельскохозяйственные машины, бытовые приборы	500-4000	
Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени, монтажные краны, строительные машины	4000-8000	
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для серийного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000-12000	
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы, дробилки, мельницы)	12000-20000	
Машины для односменной работы с полной нагрузкой (металлорежущие станки, деревообрабатывающие станки), оборудование общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, сепараторы, центрифуги, полиграфическое оборудование.	20000-30000	
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, текстильные машины)	40000-50000	
Гидроэлектростанции, вращающиеся печи, двигатели морских судов	60000-100000	
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, гребные валы морских судов)	100000	
Ступицы легковых автомобилей		0.2-0.3
Ступицы автобусов, промышленных транспортных средств		0.3-0.5
Буксы товарных поездов		0.8
Буксы пригородных поездов и трамваев		1.5
Буксы пассажирских вагонов		3.0
Буксы локомотивов		3.0-5.0

Значения кинематической вязкости масла, а именно рабочая вязкость, определяется с помощью номограммы, Рис. 1. Чтобы получить рабочую вязкость, необходимо знать температуру подшипника и начальную кинематическую вязкость используемого масла. На Рис. 2 представлена номограмма, в которой за основу берутся вязкие гидродинамические условия смазочного материала, откуда определяется нормативная (стандартная) кинематическая вязкость v_1. Эта непостоянная кинематическая вязкость масла выбирается в качестве функции скорости движения контактного элемента; последнее получается с учетом следующих двух параметров: среднего диаметра и скорости вращения. Например, чтобы рассчитать стандартную вязкость масла v_1 для подшипника со скоростью вращения n=200 мин$^{-1}$ и средним диаметром dm=150 мм, необходимо из оси X среднего диаметра перейти к соответствующей скорости вращения, которая представлена наклонной линией и выбрать на оси Y соответствующее значение v_1 (v_1=44 мм^2/с, на Рис. 2 показано стрелкой).

Описанная выше процедура определения коэффициента вязкости относится к маслу. Для пластичных смазок этот коэффициент находится для дисперсной среды, а именно на основе кинематической вязкости масла-основы (базового масла), которое является компонентом пластичного смазочного материала. Однако, пластичные смазочные материалы обладают некоторыми особенными характеристиками.

Конструктор почти всегда знает желаемый срок службы разрабатываемой детали машины. Если этих данных нет, то номинальный срок службы может быть выбран по Таблице 4.

Расчет эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка (P), применяемая к радиальным и радиально-упорным шариковым и роликовым подшипникам – это постоянная радиальная нагрузка, которая при применении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом, обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения. Для подшипников указанных типов эквивалентная нагрузка определяется из уравнения:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad \text{..... 2.5}$$

Где P_r - эквивалентная динамическая нагрузка, Н;
F_r - радиальная нагрузка, постоянная по направлению и величине, Н;
F_a - осевая нагрузка, постоянная по направлению и величине, Н;
X - коэффициент радиальной нагрузки;
Y - коэффициент осевой нагрузки.

В случае, если $F_a/F_r \le e$, предполагается, что

$$P_r = F_r \quad \text{..... 2.6}$$

Где e – ограниченная величина F_a/F_r, которая определяет выбор коэффициентов X и Y.
Значения X, Y и e указаны в данном каталоге.

Соответственно, для радиально-упорного подшипника эквивалентная динамическая нагрузка (P_a) – это постоянная осевая нагрузка, которая находится следующим образом:

$$P_a = XF_r + YF_a \quad \text{..... 2.7}$$

в то время как для упорных подшипников уравнение принимает следующую форму:

$$P_a = F_a \quad \text{..... 2.8}$$

Результирующая нагрузка F, действующая на подшипник, может быть определена более точно по законам механики, если внешние силы известны. Например, нагрузки, передаваемые на вал деталями машины, должны быть рассчитаны как реакция опор в соответствии с уравнением для балок, подвергаемых статическим нагрузкам. Вал считается простой балкой, поддерживаемой двумя опорами, расположенными на опорах подшипника. Используя уравнение моментов и уравнение для суммы сил, действующих на балку, получается реакция опор; если последнее брать с противоположным знаком, то оно представляет нагрузку, применяемую к подшипнику. Нагрузка создается силой тяжести, которую испытывает подшипник; силой, возникающей из-за силы трансмиссии через зубчатую передачу; силой резания в металлорежущих станках; внутренней силой; ударной нагрузкой ит.д.

Результирующая нагрузка F, направленная на подшипник под любым углом к оси вращения подшипника, может распадаться на радиальный (F_r) и осевой (F_a) компоненты. Иногда довольно трудно определить эту нагрузку из-за изменчивости фактора интенсивности и применения побочной силы. Следовательно, могут быть применены любые математические методы, чтобы рассчитать то же самое. Для практических целей могут быть рекомендованы некоторые доказанные процедуры вычисления результирующей силы F. Если сила, действующая на подшипник, изменяется линейно в пределах от P_{min} до P_{max} (например, в опорах односторонних обмоточных барабанов), то значение F принимает следующую форму:

$$F = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} \quad \text{..... 2.9}$$

Если рабочие нагрузки изменчивы, а именно нагрузка F_1 действует в течение периода t_1, со скоростью вращения n_1, в то время как в течение периода t_2 со скоростью n_2 действует нагрузка F_2 ит.д., отсюда, сумма величин F имеет следующую форму:

Расчет эквивалентной динамической нагрузки

$$F=\left(\frac{n_1t_1F_1^{\ p}+n_2t_2F_2^{\ p}+n_it_iF_i^{\ p}}{n_1t_1+n_2t_2+...n_it_i}\right)^{\frac{1}{p}} \quad \text{..... 2.10}$$

Где $p = 3$ для шариковых подшипников;
$p = 10/3$ для роликовых подшипников.

Сумма средних величин нагрузок в соответствии с вышеупомянутыми отношениями действительна не только для радиальных нагрузок, но также и для любых нагрузок с постоянным направлением их применения по отношению к радиальной плоскости подшипника. Для радиальных подшипников рассчитывается радиальная нагрузка, для упорных подшипников нагрузка прикладывается вдоль оси подшипника. Когда же сила, вызванная нагрузкой, применяется под углом к радиальной плоскости подшипника, необходимо рассчитывать радиальные и осевые компоненты. Эквивалентная нагрузка (радиальная – в случае радиальных подшипников и осевая – для упорных подшипников) определяется суммой этих рассчитанных компонентов.

В случае приложенной к подшипнику вращающей нагрузки (Рис. 3), величина вращающей силы определяется следующим образом:

$$F=mrw^2,\ H \quad \text{..... 2.11}$$

Где m – масса вращающихся частей, кг;
r – расстояние от оси подшипника до центра тяжести вращающейся части, м;
w – угловая скорость вращающейся части, рад/с.

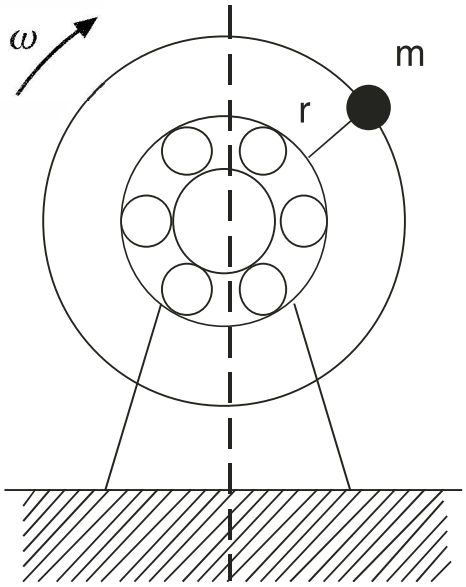

Рис. 3. Диаграмма нагружения подшипника вращающейся силой

Данные подшипников

Таблица 2.4. Значения коэффициента K_6 в зависимости от характера нагрузки и области применения подшипников

Характер действующей нагрузки	K_6	Области применения
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной (номинальной) нагрузки	1.0-1.2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме долбежных, строгальных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъемных кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150% от номинальной (расчетной) нагрузки	1.2-1.5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота кранов, механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели. Ступицы легковых автомобилей, автобусов, мотоциклов, мотороллеров. Сельскохозяйственные машины.
То же в условиях повышенной надежности	1,5-1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы передвижения кранов. Ступицы тележек, тягачей, локомотивов, кранов и дорожных машин. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование.
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% от номинальной (расчетной) нагрузки	1.8-2.5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Шаровые и ударные дробилки. Лесопильные рамы. Прокатные станы. Мощные вентиляторы и дымососы.

Во многих случаях довольно трудно произвести точный расчет нагрузки подшипника. Например, буксы рельсового подвижного состава встречаются не только с силой веса вагона, которую легко определить с помощью расчета. При движении с различной скоростью подшипники испытывают ударные нагрузки в рельсовых стыках, при прохождении по железнодорожным стрелкам, а также испытывают инерционные нагрузки на витках и во время аварийной поломки.

На основании анализа их работы, был выведен так называемый коэффициент нагрузки $k_б$, который умножается на эквивалентную нагрузку, полученную из формул 2.5 – 2.8. При эквивалентной нагрузке сила инерции, присущая вибрационным машинам, просеивающим машинам, вибромельницам, уже была рассчитана. Для ровных умеренных нагрузок без толчков в таких механизмах, как маломощные кинематические редукторы и приводы, ролики, поддерживающие ленточные конвейеры, подъемные тали, тележки, приводы регулятора и в других похожих механизмах величина коэффициента нагрузки $k_б$=1. То же значение этого коэффициента используется в том случае, если есть уверенность, что рассчитанная и фактическая нагрузки полностью совпадают. В Таблице 2.5 представлены рекомендуемые значения коэффициента нагрузки $k_б$.

При известной эквивалентной нагрузке, выбранной номинальной долговечности (L_{10}), номинальная динамическая грузоподъемность (C) определяется с помощью расчета, а требуемый стандартный размер подбирается в каталоге с учетом значений Таблицы 2.1.

Расчет эквивалентной статической нагрузки

Для неподвижных подшипников при нагрузке P, формула для расчета долговечности (1) неприемлема, так как при L = 0 и p = , подшипник не может принять на себя требуемую нагрузку. При низкой частоте вращения (n≤ 20об/мин) значения P оказываются завышенными. Следовательно, для подшипников, вращающихся на малой скорости, если они вообще вращаются, особенно когда они эксплуатируются при ударных нагрузках, допустимая нагрузка зависит скорее от остаточной деформации, возникающей в точках контакта шариков/роликов и колец, чем от усталостной долговечности. Статическая грузоподъемность подшипника обозначает допустимую нагрузку, которую должен выдержать подшипник, не проявляя явных признаков отрицательного воздействия на его будущем применении вследствие остаточной деформации.

Таким образом, чисто радиальная или чисто осевая нагрузка, в зависимости от того, какие подшипники рассматриваются – радиальные или радиально-упорные – приводит к комбинированной (кольцо-шарик/ролик) остаточной деформации до 0,0001 диаметра тела качения и выражает номинальную статическую грузоподъемность, обозначаемую в основном как C_0, или C_{0r}, или C_{0a} для радиальной и осевой нагрузки. В соответствии со стандартами ИСО, остаточная деформация возникает из-за нагрузки, которая оставляет максимальную контактную дорожку в наиболее перегруженном теле качения, составляющую 4200 МПа для шариковых подшипников (за исключением самоустанавливающихся шариковых подшипников), и 4000 МПа для роликовых подшипников. В данном каталоге представлены значения номинальной статической грузоподъемности, рассчитанные на основе вышеупомянутой процедуры.

При испытаниях неподвижного подшипника на статическую грузоподъемность при нагрузке, прикладываемой в любом направлении, необходимо рассчитать эту эквивалентную статическую нагрузку в том направлении, с которым соотносится статическая грузоподъемность подшипника. Эта эквивалентная статическая нагрузка является результатом того же количества остаточной деформации. Для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников величина эквивалентной статической нагрузки P_0 рассчитывается по формуле:

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{..... 2.12}$$

Для упорно-радиальных шариковых и роликовых подшипников P_0 находится следующим образом:

$$P_{oa} = F_a + 2{,}3F_r \, tg\alpha \quad \text{..... 2.13}$$

Где P_{or} – эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н;
P_{oa} – эквивалентная статическая осевая нагрузка, Н;
F_r – радиальная нагрузка или радиальный компонент нагрузки, действующей на подшипник, Н;
P – осевая нагрузка или осевой компонент нагрузки, действующей на подшипник, Н;
X_0 – коэффициент радиальной нагрузки;
Y_0 – коэффициент осевой нагрузки;
a – номинальный угол контакта подшипника.

Упорные шариковые и роликовые подшипники (*a=90°*) способны выдержать только осевые нагрузки. Равные нагрузки для этих типов подшипников рассчитываются по формуле $P_{0a} = F_a$. Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузки, так же как и конкретные примеры применения уравнений (12) и (13) даны в таблицах данного каталога.

Необходимо, чтобы нагрузка, действующая на подшипник, не превышала номинальную грузоподъемность (C_0). Отклонения от этого правила основаны на эмпирических данных. Например, если значение статического коэффициента надежности S_0 выявлено, то для ровных нагрузок, а именно нагрузок без вибраций и ударов, низкой частоты вращения, низких требований по точности, допускается перегрузка S_0 > 0,5; при нормальных рабочих условиях S_0 = 1-1,5, допускается в общей станкостроительной промышленности; при ударных нагрузках, периодических статических нагрузках и строгих требованиях к точности, нагрузка ограничивается до s = 1,5-2,5.