

2. Расчет долговечности подшипника

При выборе подшипника качения, необходимо знать факторы режимов работы, т.е. величину и направление нагрузки, характер действия нагрузки, частоту вращения одного или обоих колец, предусмотренный срок службы, рабочую температуру подшипникового узла и другие технические требования, зависящие от особенностей устройства рассматриваемого механизма.

Под долговечностью подшипника понимается время, выраженное общим количеством оборотов, сделанных одним из колец подшипника относительно другого кольца до появления признаков контактной усталости на любом из колец или тел качения. Это может проявиться по истечении миллиона оборотов или рабочих часов. Под номинальной долговечностью (т.е. расчетным сроком службы) понимается срок службы партии подшипников, в которых не менее 90 % одинаковых подшипников должны работать без проявления признаков усталости металла на рабочих поверхностях подшипников при одной и той же нагрузке и частоте вращения. Основная отвечающая требованиям характеристика подшипника – номинальная динамическая грузоподъемность, обозначаемая буквой C_r , - это нагрузка, которую должен нести контактный 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:

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

- Где L_{10} - номинальная долговечность в миллионах оборотов
 C_r - номинальная динамическая грузоподъемность, N;
 P - эквивалентная динамическая нагрузка, N;
 p - показатель степени уравнения долговечности

для шариковых подшипников $p = 3$;

для роликовых подшипников $p = \frac{10}{3}$

Номинальная долговечность выражается в основном в рабочих часах:

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

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 большинство случаев эксплуатации подшипников, в то время как фактическая продолжительность срока службы больше рассчитанной (предусмотренной). Также при 50% надежности срок службы (L_{50}), как правило, в пять раз больше номинальной долговечности (L_{10}).

Чтобы повысить компактность подшипниковых узлов и уменьшить их вес, 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:

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

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

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

- a_1 - коэффициент материала
 a_2 - коэффициент надежности;
 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

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.

Таблица 2. 2 Значения коэффициенты a_{23}

Типы подшипников	Вакуумированная сталь				
	Значения коэффициента вязкости $c = n / n_1$				
	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
Ролико - сферические подшипники, двухрядные	0.1-0.2	0.2-0.4	0.4-0.7	0.7-1.0	1.0-1.2
Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами или иглами	0.1-0.4	0.4-0.6	0.6-1.0	1.0-1.5	1.5-1.8
Сферические роликовые радиально - упорные подшипники	0.1-0.2	0.2-0.4	0.4-0.7	0.7-1.0	1.0-1.2

Примечание:

1. Для отработанной стали электрошлаковых переплавов и чистых смазочных материалов, коэффициент a_{23} может возрасти на $\chi > 2$,
2. В случае загрязнения смазочного материала твердыми частицами, превышающими норму или загрязнения из-за плохой циркуляции масла, a_{23} берут за 0.1

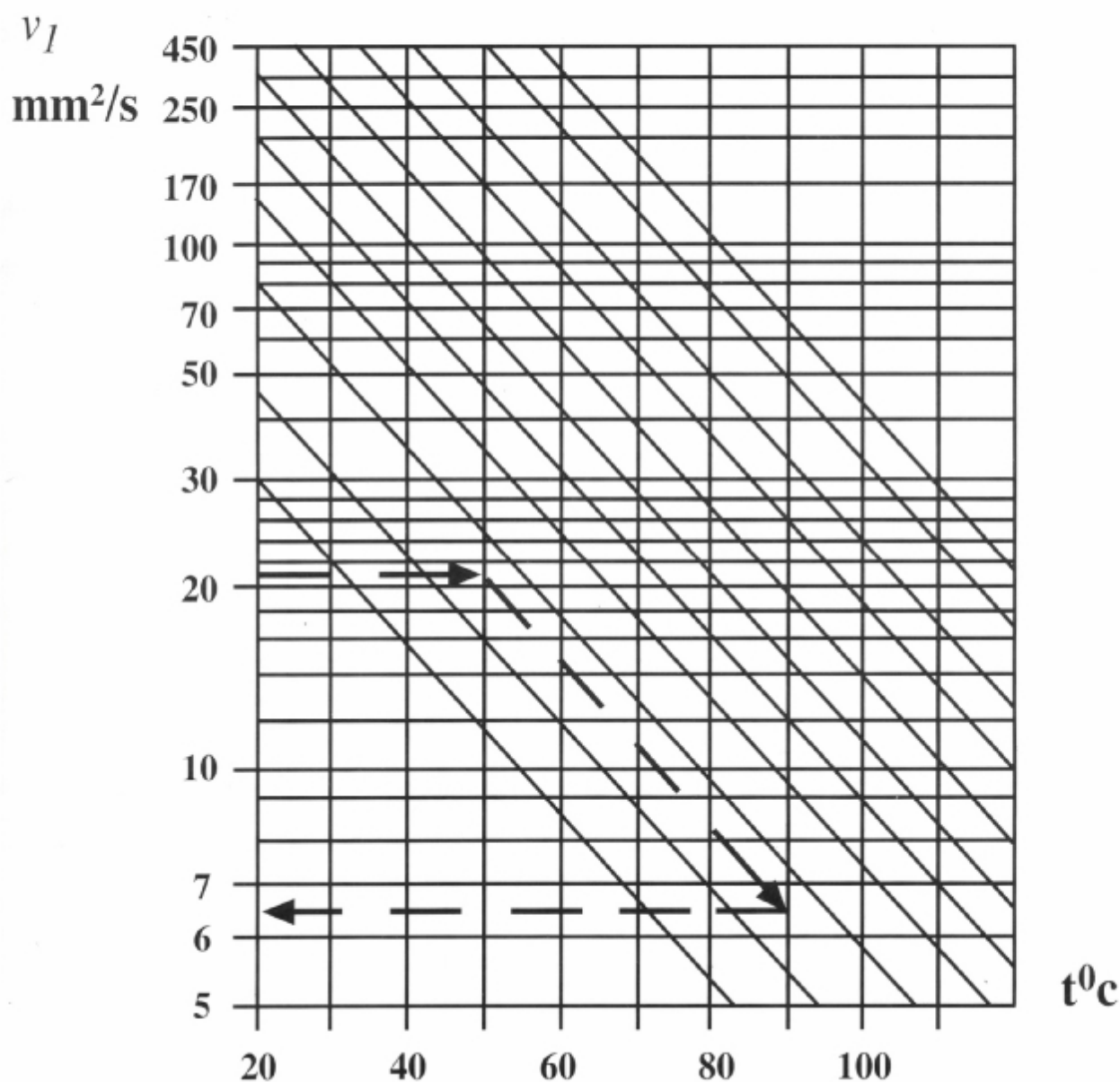


Рис. 1. Номограмма, предназначенная для определения вязкости смазочного материала при рабочей температуре, если известна его вязкость при начальной температуре.

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

Коэффициент условий эксплуатации, a_3 , определяет в основном условия смазывания, также как перекос, корпус и жесткость вала, подшипниковый узел, зазор в подшипниках. Принимая во внимание тот факт, что использование специальной качественной стали не компенсирует неблагоприятные последствия от хранения смазочного материала, коэффициент a_2 , и a_3 объединяют в одно целое, обозначая как, a_{23} .

Коэффициент a_{23} взят из таблицы 3, здесь используется отношение нормативной и фактической кинематической вязкости смазочного материала:

$$\chi = \frac{\nu}{\nu_1} \dots 2.4$$

- Где χ - коэффициент вязкости;
 ν - кинематическая вязкость фактически используемого масла, при рабочей температуре подшипникового узла, mm^2/s ;
 ν_1 - нормативная кинематическая вязкость масла необходимая для обеспечения условий смазывания при заданной скорости, mm^2/s ;

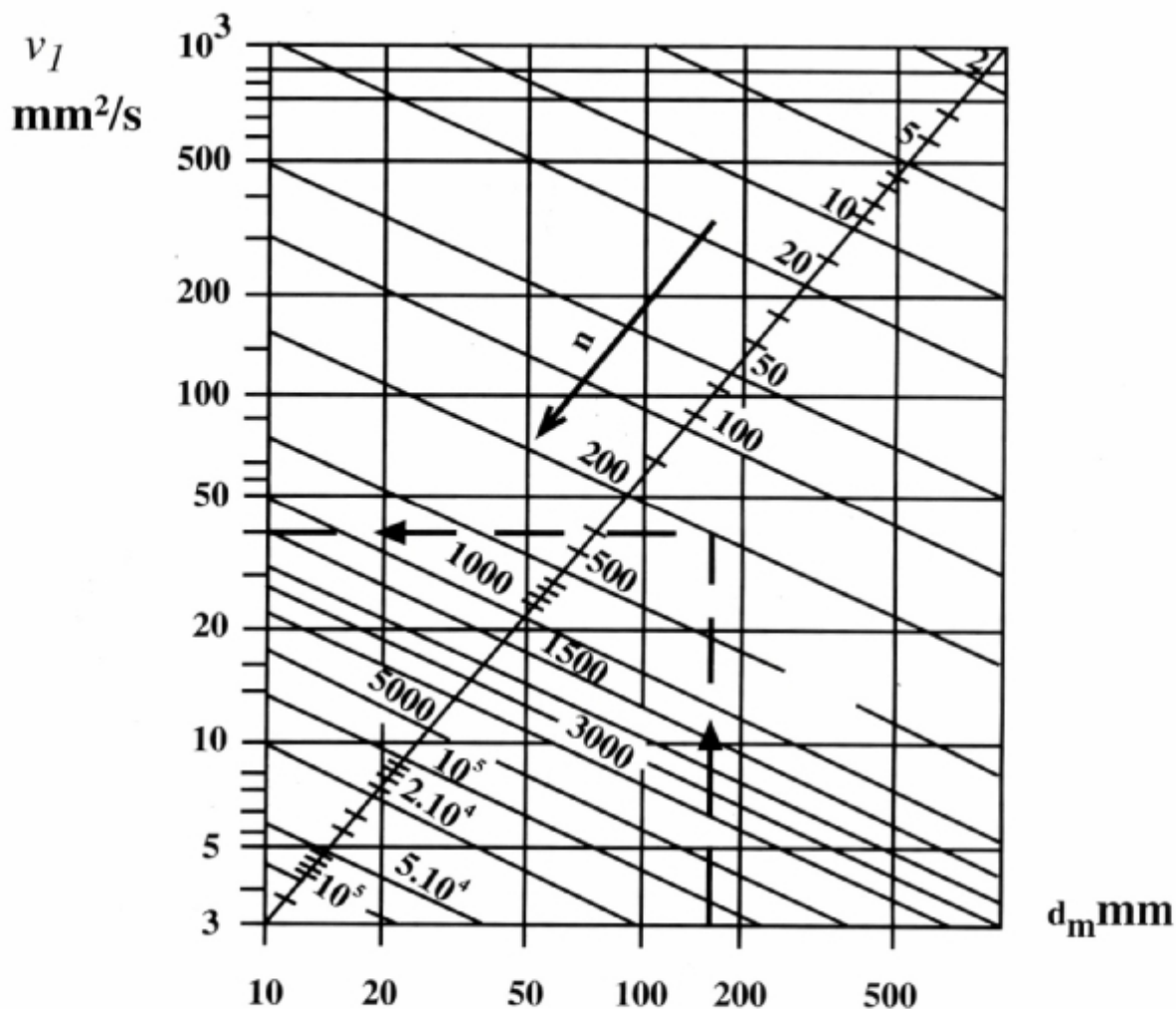


Рис. 2. Номограмма, предназначенная для определения нормативной вязкости смазочного материала, ν_1

Данные подшипников

Таблица 2.3 Рекомендуемая долговечность для различного оборудования

Тип машины и их применение/использование	L10ч, час	L10с, 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 поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000-12000	
Машины для односменной работы с не полной 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 мы и определяем нормативную (стандартную) кинематическую вязкость, ν_1 . Эту произвольную кинематическую вязкость масла берут в качестве кривой/функции скорости движения контактного элемента; последнее получают с учетом следующих 2 параметров: среднего диаметра и скорости вращения. Например, чтобы рассчитать стандартную вязкость масла, ν_1 , для подшипника со скоростью вращения $n = 200$ мин⁻¹ и средним диаметром $d_m = 150$ мм, необходимо из оси X среднего диаметра перейти к соответствующей скорости вращения, которая представлена наклонной линией, и выбрать на оси Y соответствующее значение ν_1 ($\nu_1 = 44$ мм²S-1 на Рис. 2. показано стрелкой).

Выше описанная 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 данной детали машины. Если этих данных нет, то номинальный срок службы может быть рекомендован в 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 и фиксированным внешним кольцом, обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения. Для подшипников этого типа, эквивалентная нагрузка определяется из уравнения:

$$P_r = XF_r + YF_o \dots\dots 2.5$$

- Где P_r - эквивалентная динамическая нагрузка, Н;
 F_r - радиальная нагрузка, постоянная в направлении и в величине, Н;
 F_o - осевая нагрузка, постоянная в направлении и в величине, Н;
 X - коэффициент радиальной нагрузки;
 Y - коэффициент осевой нагрузки;

В случае $F_o/F_r \leq e$, предполагается, что $P_r = F_r \dots\dots 2.6$

Где e -ограниченная величина F_o/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_o) - это постоянная осевая нагрузка, которая находится таким же образом:

$$P_o = XF_r + YF_o \dots\dots 2.7$$

Во время как для упорных подшипников уравнение имеет следующую форму:

$$P_o = F_o \dots\dots 2.8$$

Результирующая нагрузка, F , действующая на подшипник, может быть определена более точно по законам механики, если внешние силы известны. Например, нагрузки, передаваемые валу 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 веса, которую испытывает подшипник; силой, возникающей из-за силы трансмиссии через зубчатую передачу и/или ременную передачу; силой резания в металлорежущих станках; внутренней силой; ударной нагрузкой и т.д.

Результирующая нагрузка, F , направленная на подшипник под любым углом к оси вращения подшипника, может распадаться на радиальный (F_r) и осевой (F_o) 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 P_{min} до P_{max} (например, в опорах односторонних обмоточных барабанов), то значение F имеет следующую форму:

$$F = \frac{P_{min} + P_{max}}{3} \dots\dots 2.9$$

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 вращения n_2 действует нагрузку F_2 и т.д., отсюда, сумма величин F имеет форму:

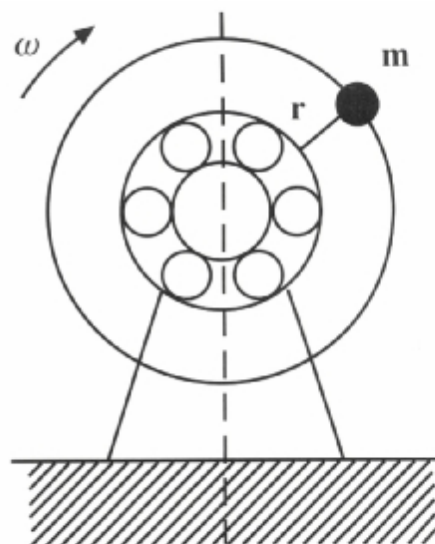
Расчет эквивалентной динамической Нагрузки

$$F = \left(\frac{n_1 t_1 F_1^p + n_2 t_2 F_2^p + \dots + n_i t_i F_i^p}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_i t_i} \right)^{\frac{1}{p}} \dots\dots 2.10$$

где $p = 3$ для шариковых подшипников, и
 $p = \frac{10}{3}$ для роликовых подшипников.

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

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



Данные подшипников

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

Характер действующей нагрузки	K_s	Области применения
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % 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% 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. Ходовые колеса 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. Ходовые колеса тележек, тягачей, локомотивов, кранов и дорожных машин. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование.
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% 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 эксгаустеры.

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 и 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_6 , умноженный на эквивалентную нагрузку, полученную из формул 2.5 – 2.8. При эквивалентной нагрузке сила инерции, присущая вибрационным машинам, просеивающим машинам, вибротельцам, 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 $k_6 = 1$. 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_6 .

При известной эквивалентной нагрузке, фактированной номинальной долговечности (L_{10}), номинальную динамическую грузоподъемность (C) определяют с помощью расчета, а требуемый стандартный размер подбирают 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 $L = 0, p = \infty$, подшипник не может принять на себя требуемую нагрузку. При низкой частоте вращения ($n \leq 20 \text{ min}^{-1}$) 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 из-за остаточной деформации.

Таким образом, чисто радиальная или чисто осевая нагрузки - в зависимости от того, какие подшипники рассматриваются - радиальные или радиально-упорные, приводят к комбинированной (кольцо-шарик/ролик) остаточной деформации до 0,0001 диаметра тела качения, выражает номинальную статическую грузоподъемность, обозначаемую в основном как C_0 или C_{0r} или C_{0a} для радиальной и осевой грузоподъемности, соответственно. В соответствии со стандартами ИСО, это количество остаточной деформации

возникает из-за нагрузки, которая производит максимальную нормативную контактную дорожку в наиболее перегруженном теле качения, составляющую 4200 Мра для подшипников (за исключением самоустанавливающихся двухрядных подшипников), и 4000 Мра для роликовых подшипников. В этом каталоге представлены значения номинальной статической грузоподъемности, рассчитанные на основе вышеупомянутой процедуры.

При тестировании стационарного (не вращающегося) 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 находится по формуле:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots 2.12$$

Для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников P_0 находится следующим образом:

$$P_{0a} = F_a + 2,3 F_r \text{ tga} \dots\dots 2.13$$

Где

- P_{0r} – эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н;
- P_{0a} – эквивалентная статическая осевая нагрузка, Н;
- F_r – радиальная нагрузка или радиальный компонент нагрузки, действующей на подшипник, Н;
- F_a – осевая нагрузка или осевой компонент нагрузки, действующей на подшипник, Н;
- X_0 – коэффициент радиальной нагрузки;
- Y_0 – коэффициент осевой нагрузки;
- α – номинальный угол контакта подшипника, градус.

Упорные шариковые и роликовые подшипники ($\alpha=90^\circ$) 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 результатах анализа. Таким образом, если значение статического коэффициента надежности

S_0 ($S_0 = \frac{C_0}{P_0}$) представлено, то для ровных нагрузок, а именно нагрузок без вибраций и ударов, низкой частоты вращения, условий большой погрешности, $S_0 > 0,5$ может быть допустима перегрузка; при нормальных рабочих условиях $S_0 = 1-1,5$ допускается в общей станкостроительной индустрии; при ударных нагрузках, периодических статических нагрузках и строгих требований к точности, нагрузка ограничивается до $s = 1,5-2,5$.