

**РАСЧЕТ И ВЫБОР  
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

**СПРАВОЧНИК**

# РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

СПРАВОЧНИК



Москва ● «МАШИНОСТРОЕНИЕ» ● 1974

6П5.3

P24

УДК 621.822.6(031)

Расчет и выбор подшипников качения. Справочник.  
М., «Машиностроение», 1974.

P 24

56 с. с ил.

На обороте тит. л. авт.: Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулонов.

В справочнике приведена новая методика расчета статической и динамической грузоподъемности, долговечности и предельной быстроходности подшипников качения, основанная на международных стандартах ИСО/ТК4, СЭВ и ГОСТ 18854—73 и 18855—73.

Справочник предназначен для инженеров-конструкторов и расчетчиков машиностроительных проектно-конструкторских и научно-исследовательских организаций. Он будет полезен также студентам и преподавателям машиностроительных вузов.

P31302-611

038(01)—74

БЗ - 58 - -012—73.

6П5.3

Авторы:

Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулонов.

## ВВЕДЕНИЕ

Унификация методики выбора подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности, а также расчетной оценки их долговечности в заданных условиях эксплуатации является весьма важной задачей, вытекающей из рекомендаций СЭВ РС 2866—70 и РС 2867—70, а также ИСО/ТК4 Р76 и Р281 и ГОСТ 18854—73 и 18855—73.

До настоящего времени в СССР использовалась методика определения грузоподъемности и долговечности подшипников, сложившаяся в тридцатых годах, в период становления стечественной подшипниковой промышленности и отражающая уровень техники того периода. На ее основе выпускались предшествующие каталоги по подшипникам качения и давались рекомендации по выбору и применению шарико- и роликоподшипников в опорах машин и приборов.

Значительное повышение качественного уровня отечественных подшипников, не уступающего по подавляющему большинству выпускаемых промышленностью типоразмеров продукции передовых зарубежных фирм, сделало возможным реально обеспечить повышение их статических и динамических нагрузок, а также расчетной долговечности, что позволяет осуществить переход на метсдику расчета и выбора подшипников по рекомендациям международных организаций СЭВ и ИСО по стандартизации, а также ГОСТ 18854—73 и 18855—73.

На этой базе построен каталог «Подшипники качения», изданный НИИНАвтопромом в 1972 году.

Переход на новую методику позволит упростить контакты с зарубежными потребителями отечественной продукции, поскольку последние были вынуждены выполнять перерасчет наших подшипников по методике ИСО и получали в ряде случаев недостаточно точное представление об их реальной грузоподъемности и долговечности. Это обстоятельство приводило потребителей к выводу о якобы более низком качестве отечественных подшипников по сравнению с такими же подшипниками зарубежных фирм, что совершенно не соответствует действительности.

Помимо выпуска каталога, для своевременной ориентировки потребителей подшипников качения в особенностях новой методики возникла необходимость публикации руководящих технических материалов, изложенных в данной брошюре.

В ней рассмотрены методы выбора основных стандартных типов шарико- и роликоподшипников, расчета их статической и динамической грузоподъемности, долговечности, а также предельных значений частоты вращения.

Основные изменения в новой методике, отличающие ее от принятой ранее в отечественной практике, сводятся к следующему:

1. Изменен показатель степени в формуле долговечности шариковых подшипников, принятый равным 3 вместо  $10/3$ .

2. Коэффициент работоспособности подшипников заменен новым определением — «динамическая грузоподъемность», относимая к одному миллиону оборотов подшипника.

3. Изменены степенные показатели в формулах для расчета величины динамической грузоподъемности подшипников.

4. Уточнены формулы определения эквивалентной динамической нагрузки для радиальных шарикоподшипников, а также радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников в условиях одновременного действия радиальных и осевых нагрузок, с учетом углов контакта и их влияния на положение точки приложения радиальной реакции подшипника на валу.

5. Дан расчет грузоподъемности многорядных упорных шариковых и роликовых подшипников.

Для облегчения расчетов приведены таблицы, позволяющие определять долговечность подшипников качения по величине отношения динамической грузоподъемности к эквивалентной нагрузке, а также даны рекомендуемые значения коэффициентов безопасности при выборе подшипников.

Выбор подшипников иллюстрируется примерами, облегчающими освоение методики.

Приведены также данные о предельной быстроходности подшипников, рекомендации по выбору подшипников в условиях статического нагружения и по проверке эффективности режима смазки с позиций контактной гидродинамики

С введением новой методики расчета для большинства узлов машин и приборов уменьшаются габаритные размеры, вес и стоимость подшипников качения и машин, в которых они применяются.

Внедрение новой методики почти во всех случаях приведет к обоснованному повышению расчетной долговечности подшипников и эксплуатационных качеств машин, механизмов и другого оборудования.

## ПРИНЯТЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН

- $C$  — динамическая грузоподъемность, кгс;  
 $f_c$  — коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипников, точности их изготовления и материала;  
 $z$  — число шариков или роликов в одном ряду;  
 $D_w$  — диаметр тела качения (средний диаметр для конического ролика и наибольший для бочкообразного), мм;  
 $\alpha$  — номинальный (начальный) угол контакта, равный углу между нормалью к зоне контакта шарика или ролика с дорожкой качения наружного кольца и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника;  
 $i$  — число рядов шариков или роликов в подшипнике;  
 $l_{eff}$  — эффективная длина зоны контакта ролика с кольцом (длина ролика без фасок или ширина дорожки качения кольца без канавок для выхода шлифовального круга), мм;  
 $d_m$  — диаметр окружности, проходящей через центры шариков или через точку, лежащую на оси ролика и делящую пополам его эффективную длину;  
 $d$  — диаметр отверстия подшипника, мм;  
 $D$  — наружный диаметр подшипника, мм;  
 $z_1, z_2, \dots, z_n$  — числа шариков в соответствующих рядах одинарного многорядного упорного или упорно-радиального шарикоподшипника;  
 $L$  — номинальная долговечность, млн. оборотов;  
 $P$  — эквивалентная нагрузка, кгс;  
 $p$  — степенной показатель;  
 $L_h$  — номинальная долговечность, ч;  
 $n$  — частота вращения, об/мин;  
 $F_r$  — радиальная нагрузка, кгс;  
 $F_a$  — осевая нагрузка, кгс;  
 $X$  — коэффициент радиальной нагрузки;  
 $Y$  — коэффициент осевой нагрузки;  
 $V$  — коэффициент вращения;  
 $k_b$  — коэффициент безопасности;  
 $k_T$  — температурный коэффициент;  
 $C_0$  — статическая грузоподъемность, кгс;  
 $e$  — коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта;  
 $S$  — осевая составляющая от радиальной нагрузки, кгс;  
 $a$  — расстояние между точкой приложения радиальной реакции и торцом подшипника, мм;

- $T$  — монтажная высота подшипника, мм;  
 $B$  — ширина подшипника, мм;  
 $A_{\text{доп}}$  — допустимая осевая нагрузка для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, кгс;  
 $k_A$  — 1-й корректирующий коэффициент для осевой нагрузки;  
 $k_B$  — 2-й корректирующий коэффициент для осевой нагрузки;  
 $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  — парциальные нагрузки при переменном режиме, кгс;  
 $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$  — парциальные частоты вращения при переменном режиме, об/мин;  
 $f_0$  — конструктивный коэффициент для статической нагрузки;  
 $P_0$  — эквивалентная статическая нагрузка, кгс;  
 $X_0$  — коэффициент радиальной статической нагрузки;  
 $Y_0$  — коэффициент осевой статической нагрузки;  
 $\Lambda$  — параметр режима смазки;  
 $k_0$  — конструктивный коэффициент;  
 $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — среднеарифметические отклонения шероховатости трущихся поверхностей;  
 $v$  — параметр масла или смазочной жидкости.

## ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая постоянная радиальная нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников (с неподвижным наружным кольцом) сможет воспринимать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца.

Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников есть такая постоянная центральная, чисто осевая нагрузка, которую любой из группы идентичных подшипников сможет воспринимать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов одного из колец подшипника.

Динамическую грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников (за исключением подшипников с канавкой для вставления шариков), у которых диаметр шариков не превышает 25,4 мм, вычисляют по формуле

$$C = f_c (l \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8}. \quad (1)$$

Если диаметр шариков превышает 25,4 мм, то расчет производят по формуле

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

Значения коэффициента  $f_c$  для подшипников обычных конструкций и технологии изготовления, выполненных из закаленной стали по ГОСТ 520—71, приведены в табл. 1. Для подшипников специального исполнения, изготовленных из теплостойкой стали, особых конструктивных форм, с самосмазывающимися сепараторами и т. п., значения  $f_c$  требуют дополнительных исследований.

Значения коэффициента  $f_c$ , приведенные в табл. 1, распространяют на подшипники, у которых радиус профиля желоба не превышает следующих величин: для однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников на внутреннем кольце  $R_{жв} = 0,52 D_w$ , на наружном кольце  $R_{жн} = 0,53 D_w$ .

Для самоустанавливающихся шарикоподшипников на внутреннем кольце  $R_{жв} = 0,53 D_w$ .

При использовании радиусов больших, чем указанные выше, грузоподъемность несколько снижается, а в случае применения меньших радиусов она до некоторого предела увеличивается.

Динамическую грузоподъемность роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами, конических и сферических вычисляют по формуле

$$C = f_c (U_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_w^{29/27}. \quad (3)$$

Значения коэффициента  $f_c$  для подшипников обычных конструкций и технологии изготовления (кроме сферических), выполненных



## 1. Значения коэффициента $f_c$ для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$\frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	Радиальные одно- рядные и радиаль- но-упорные одно- рядные и двух- рядные	Радиальные двухрядные	Самоустанав- ливающиеся	Однорядные, разъемные (магнетные)
0,05	4,76	4,51	1,76	1,65
0,06	5,00	4,74	1,90	1,77
0,07	5,21	4,94	2,03	1,89
0,08	5,39	5,11	2,15	1,99
0,09	5,54	5,24	2,27	2,10
0,10	5,66	5,37	2,38	2,19
0,12	5,86	5,55	2,61	2,39
0,14	6,00	5,68	2,82	2,58
0,16	6,08	5,76	3,03	2,76
0,18	6,11	5,79	3,23	2,94
0,20	6,11	5,79	3,42	3,11
0,22	6,08	5,76	3,59	3,27
0,24	6,01	5,70	3,75	3,43
0,26	5,93	5,62	3,90	3,58
0,28	5,83	5,52	4,02	3,72
0,30	5,71	5,41	4,11	3,86
0,32	5,58	5,30	4,18	3,97
0,34	5,43	5,15	4,20	4,06
0,36	5,27	5,00	4,21	4,12
0,38	5,10	4,84	4,18	4,15
0,40	4,92	4,67	4,12	4,17

Примечания: 1. Для значений  $\frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$ , не указанных в табл. 1, величину  $f_c$  определяют линейной интерполяцией.

2. При расчете грузоподъемности двоярных радиальных шарикоподшипников пару одинаковых шарикоподшипников рассматривают как один двухрядный радиальный шарикоподшипник.

3. При расчете грузоподъемности двоярных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пару одинаковых шарикоподшипников условно рассматривают как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

4. При расчете грузоподъемности двух или более одинаковых радиально-упорных однорядных шарикоподшипников, установленных последовательно, изготовленных и смонтированных так, что нагрузка распределяется равномерно на все подшипники, грузоподъемность комплекта определяют умножением числа подшипников в степени 0,7 на грузоподъемность одного подшипника. Если конструкция узла допускает его рассмотрение, как ряда отдельных взаимозаменяемых однорядных шарикоподшипников, то на этот случай данное примечание не распространяется.

из закаленной стали ШХ15, или иной, той же твердости, приведены в табл. 2.

Динамическую грузоподъемность для однорядных одинарных и двойных упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников, у которых диаметр шариков не превышает 25,4 мм, вычисляют по формулам:

при  $\alpha = 90^\circ$

$$C = f_c z^{2/3} D_w^{1,8}; \quad (4)$$

## 2. Значения коэффициента $f_c$ для радиальных и радиально-упорных роликоподшипников

$\frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	$f_c$	$\frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$	$f_c$
0,01	4,66	0,12	7,76
0,02	5,45	0,14	7,87
0,03	5,96	0,16	7,92
0,04	6,35	0,18	7,98
0,05	6,63	0,20	7,98
0,06	6,91	0,22	7,92
0,07	7,08	0,24	7,87
0,08	7,31	0,26	7,76
0,09	7,42	0,28	7,64
0,10	7,53	0,30	7,53

при  $\alpha \neq 90^\circ$

$$C = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha z^{2/3} D_w^{1,8}. \quad (5)$$

Если диаметр шариков более 25,4 мм, то:  
при  $\alpha = 90^\circ$

$$C = f_c z^{2/3} 3,647 D_w^{1,4}; \quad (6)$$

при  $\alpha \neq 90^\circ$

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

Значения коэффициента  $f_c$  для подшипников обычных конструкций и технологии изготовления, выполненных из закаленной стали по ГОСТ 520—71, приведены в табл. 3.

Значения коэффициента  $f_c$ , приведенные в табл. 3, распространяются на подшипники, у которых  $R_{\text{ж}} \leq 0,54 D_w$ .

Грузоподъемность не всегда увеличивается при некотором уменьшении радиуса профиля желоба, но уменьшается, если радиус профиля желоба больше, чем указано выше.

Грузоподъемность для двухрядного или многорядного упорного или упорно-радиального шарикоподшипника с шариками одного диаметра, несущими нагрузку одного направления, вычисляют по формуле

$$C = (z_1 + z_2 + \dots + z_n) \left[ \left( \frac{z_1}{C_1} \right)^{10/3} + \left( \frac{z_2}{C_2} \right)^{10/3} + \dots + \left( \frac{z_n}{C_n} \right)^{10/3} \right]^{-3/10}, \quad (8)$$

где  $z_1, z_2, \dots, z_n$  — числа шариков в соответствующих рядах одно- или многорядного упорного или упорно-радиального шарикоподшипника;

### 3. Значения коэффициента $f_c$ для упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников

$\frac{D_w}{d_m}$	При $f_c=90^\circ$	$\frac{D_w \cos \sigma}{d_m}$	$f_c$		
			$\alpha=45^\circ$	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0,01	3,74	0,01	4,29	3,99	3,81
0,02	4,61	0,02	5,27	4,90	4,68
0,03	5,21	0,03	5,94	5,53	5,27
0,04	5,68	0,04	6,45	6,00	5,72
0,05	6,07	0,05	6,86	6,39	6,09
0,06	6,41	0,06	7,20	6,70	6,39
0,07	6,71	0,07	7,49	6,97	6,65
0,08	6,99	0,08	7,74	7,20	6,87
0,09	7,24	0,09	7,95	7,40	7,05
0,10	7,47	0,10	8,12	7,56	7,21
0,12	7,89	0,12	8,40	7,82	
0,14	8,27	0,14	8,58	7,98	
0,16	8,60	0,16	8,68	8,08	
0,18	8,91	0,18	8,72	8,12	
0,20	9,20	0,20	8,71	8,11	
0,22	9,47	0,22	8,66		
0,24	9,72	0,24	8,56		
0,26	9,95	0,26	8,44		
0,28	10,2	0,28	8,29		
0,30	10,4	0,30	8,11		
0,32	10,6				
0,34	10,8				

$C_1, C_2, \dots, C_n$  — грузоподъемность соответствующих рядов одностороннего многорядного упорного или упорно-радиального роликоподшипника. Расчет этих значений производят, как и для однорядных подшипников с числами роликов соответственно  $z_1, z_2, \dots, z_n$ .

Величину грузоподъемности  $C$  для однорядных и двойных упорных и упорно-радиальных роликоподшипников вычисляют по формулам:

при  $\alpha=90^\circ$

$$C = f_c l_{eff}^{7/9} z^{3/4} D_w^{29/27}; \quad (9)$$

при  $\alpha \neq 90^\circ$

$$C = f_c (l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} \operatorname{tg} \alpha z^{3/4} D_w^{29/27}. \quad (10)$$

Значения коэффициента  $f_c$  для подшипников обычных конструкций и технологии изготовления, выполненных из закаленной стали, приведены в табл. 4.

Если несколько роликов подшипника лежат на одной общей радиально или наклонно расположенной оси, то эти ролики рассматриваются как один ролик, длина которого равна сумме эффективных длин контакта всех этих роликов, при условии, что они контактируют с одним и тем же посадочным и свободным кольцами.

Величину динамической грузоподъемности для упорных и упорно-радиальных роликоподшипников с двумя или несколькими

**4. Значения коэффициента  $f_c$  для упорных и упорно-радиальных роликоподшипников**

Для упорных		Для упорно-радиальных	
$\frac{D_w}{d_m}$	$f_c$ при $\alpha=90^\circ$	$\frac{D_w \cos \alpha}{d_w}$	$f_c$ при $\alpha=50^\circ$
0,01	10,12	0,01	10,68
0,05	14,05	0,05	14,61
0,10	16,86	0,10	16,86
0,15	18,55	0,15	17,42
0,20	19,67	0,20	17,42
0,25	20,23	0,25	16,86
0,30	21,36		

**5. Значения  $z^{2/3}$  и  $z^{3/4}$  в зависимости от числа тел качения  $z$**

$z$	$z^{2/3}$	$z^{3/4}$	$z$	$z^{2/3}$	$z^{3/4}$
			26	8,776	11,514
			27	9,000	11,845
3	2,080	2,280	28	9,221	12,172
4	2,520	2,828	29	9,439	12,497
5	2,924	3,344	30	9,655	12,819
6	3,302	3,834	31	9,868	13,138
7	3,659	4,304	32	10,079	13,454
8	4,000	4,757	33	10,288	13,769
9	4,327	5,196	34	10,495	14,080
10	4,642	5,623	35	10,700	14,415
11	4,946	6,040	36	10,903	14,697
12	5,241	6,447	37	11,104	15,002
13	5,529	6,846	38	11,303	15,305
14	5,809	7,237	39	11,500	15,606
15	6,082	7,622	40	11,696	15,905
16	6,350	8,000	41	11,890	16,203
17	6,611	8,372	42	12,083	16,498
18	6,868	8,739	43	12,274	16,792
19	7,120	9,100	44	12,463	17,084
20	7,368	9,457	45	12,651	17,374
21	7,612	9,810	46	12,838	17,663
22	7,851	10,158	47	13,024	17,950
23	8,088	10,503	48	13,208	18,236
24	8,320	10,843	49	13,391	18,520
25	8,550	11,180	50	13,572	18,803

**6. Значения  $D_w^{1,8}$   
в зависимости от диаметра тел качения  $D_w$**

$D_w$	$D_w^{1,8}$	$D_w$	$D_w^{1,8}$	$D_w$	$D_w^{1,8}$
0,25	0,082	4,763	16,603	11,906	86,373
0,36	0,159	5,0	18,120	12,303	91,626
0,5	0,287	5,159	19,170	12,700	97,017
0,6	0,399	5,556	21,907	13,494	108,210
0,68	0,500	5,953	24,804	14,288	119,940
0,84	0,731	6,0	25,158	15,081	132,165
0,85	0,746	6,35	27,861	15,875	144,970
0,9	0,827	7,144	34,442	16,669	158,280
1,00	1,000	7,541	37,964	17,463	172,110
1,30	1,604	7,938	41,637	18,256	186,440
1,588	2,299	8,334	45,450	19,05	201,285
1,984	3,432	8,5	47,093	19,844	216,640
2,00	3,482	8,731	49,421	20,638	232,490
2,381	4,766	9,128	53,540	21,431	248,790
2,5	5,203	9,525	57,804	22,225	265,660
3,0	7,225	10,000	63,096	23,019	282,980
3,175	8,001	10,319	66,765	23,813	300,790
3,5	9,535	10,716	71,459	24,606	319,060
3,572	9,891	11,113	76,295	25,0	328,320
3,969	11,957	11,509	81,258	25,4	337,830
4,0	12,126				

**7. Значения  $D_w^{1,4}$   
в зависимости от диаметра тел качения  $D_w$**

$D_w$	$D_w^{1,4}$	$D_w$	$D_w^{1,4}$	$D_w$	$D_w^{1,4}$
26,194	96,712	36,515	153,970	57,15	288,290
26,988	100,840	38,100	163,410	60,0	308,610
27,781	105,010	39,688	173,030	60,325	310,956
28,575	109,240	41,275	182,795	61,913	322,480
29,369	113,510	42,863	192,715	63,5	334,108
30,163	117,830	44,45	202,780	65,0	345,210
31,750	126,600	47,625	223,340	69,850	381,800
33,338	135,555	50,80	244,460	75,0	421,780
34,925	144,680	52,388	255,227	76,2	431,260
35,719	149,300	53,975	266,110	101,6	645,140

рядами роликов, несущих нагрузку одного направления, вычисляют по формуле

$$C = (z_1 l_{eff_1} + z_2 l_{eff_2} + \dots + z_n l_{eff_n}) \times \left[ \left( \frac{z_1 l_{eff_1}}{C_1} \right)^{9/2} + \left( \frac{z_2 l_{eff_2}}{C_2} \right)^{9/2} + \dots + \left( \frac{z_n l_{eff_n}}{C_n} \right)^{9/2} \right]^{-2/9}, \quad (11)$$

**8. Значения  $D_w^{29/27}$   
в зависимости от диаметра тел качения  $D_w$**

$D_w$	$D_w^{29/27}$	$D_w$	$D_w^{29/27}$	$D_w$	$D_w^{29/27}$
4,0	4,433	17,0	20,970	34,0	44,149
5,0	5,633	18,0	22,297	35,0	45,545
5,5	6,240	19,0	23,631	36,0	46,944
6,0	6,852	20,0	24,969	37,0	48,346
6,5	7,467	21,0	26,313	38,0	49,751
7,0	8,085	22,0	27,661	39,0	51,159
7,5	8,707	23,0	29,014	40,0	52,569
8,0	9,332	24,0	30,370	41,0	53,982
8,5	9,960	25,0	31,732	42,0	55,404
9,0	10,591	26,0	33,097	43,0	56,815
10,0	11,860	27,0	34,466	44,0	58,236
11,0	13,138	28,0	35,839	45,0	59,659
12,0	14,425	29,0	37,216	46,0	61,084
13,0	15,720	30,0	38,596	47,0	62,511
13,5	16,371	31,0	39,979	48,0	63,940
14,0	17,023	32,0	41,366	49,0	65,373
15,0	18,332	33,0	42,755	50,0	66,807
16,0	19,648				

где  $z_1, z_2, \dots, z_n$  — числа роликов в соответствующих рядах одинарного многорядного упорного или упорно-радиального роликоподшипника;

$C_1, C_2, \dots, C_n$  — грузоподъемность соответствующих рядов одинарного многорядного упорного или упорно-радиального шарикоподшипника. Расчет этих значений производят, как и для однорядных подшипников с числами роликов соответственно  $z_1, z_2, \dots, z_n$ .

Для выполнения расчетов динамической грузоподъемности целесообразно использовать табл 5—8.

**ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ  
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ**

При выборе необходимого для заданных условий работы гнп-размера шарико- или роликоподшипника должны быть учтены следующие факторы:

- а) величину и направление нагрузки (радиальная, осевая или комбинированная);
- б) характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная или ударная);
- в) частоту вращения вращающегося кольца подшипника;
- г) необходимую долговечность (желаемый срок службы, выраженный в часах или миллионах оборотов);
- д) окружающую среду и ее температуру, а также влажность, запыленность, кислотность и т. п.;

е) особые требования к подшипнику, зависящие от конструкции узла, машины или механизма и условий его эксплуатации, например самоустанавливаемость для компенсации перекосов вала или корпуса, способность обеспечить перемещение вала в осевом направлении, монтаж непосредственно на вал на закрепительной или закрепительно-стяжной втулке, снижение габаритных размеров узла, повышение жесткости и точности вращения;

ж) приемлемую стоимость подшипника.

Обычно следует отдавать предпочтение шарикоподшипникам по сравнению с более трудоёмкими и дорогостоящими роликоподшипниками, а также везде, где это допустимо, подшипникам нормального класса 0 по сравнению с подшипниками повышенных и высоких классов точности (в соответствии с ГОСТ 520—71).

Для повышения компактности машин или механизмов и их удешевления не следует чрезмерно завышать расчетный срок службы подшипников. При этом необходимо иметь в виду, что 90%-ный ресурс подшипника на практике выше номинальной (расчетной) долговечности. Кроме того, следует учитывать, что более тяжелые подшипники имеют пониженную быстроходность, что обусловлено появлением значительных внутренних инерционных сил в самом подшипнике.

Выбор подшипника рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Предварительно наметить тип подшипника с учетом условий эксплуатации и конструкции узла.

2. Определить типоразмер подшипника, удовлетворяющий величине и направлению действующих нагрузок, частоте вращения и требуемому сроку службы.

3. Назначить класс точности подшипника с учетом особых требований к точности вращения узла. Если таковых нет, принимать нормальный класс точности 0 по ГОСТ 520—71.

Типоразмер подшипника определяют следующим образом:

а) исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, учитывая условия нагружения подшипника, вычисляют эквивалентную нагрузку, которая при приложении ее к подшипнику обеспечивает такую же долговечность, какой достигает подшипник в действительных условиях нагружения и вращения;

б) по приведенным ниже расчетным зависимостям, учитывая эквивалентную нагрузку, частоту вращения подшипника и требуемый срок службы, рассчитывают необходимую динамическую грузоподъемность, являющуюся основной характеристикой подшипника; последняя зависит от материала, размеров и конструкции подшипника;

в) по найденной динамической грузоподъемности выбирают по каталогу конкретный типоразмер подшипника и его габаритные размеры.

Помимо динамической грузоподъемности, в каталоге приведены данные о предельной частоте вращения и статической грузоподъемности каждого типоразмера подшипников.

Значения предельных частот вращения указаны для подшипников (нормального) класса точности 0, как правило, со стальным штампованным сепаратором; при использовании массивного сепаратора, высокому классу точности подшипника, форсированном режиме смазки и улучшенном теплоотводе эти значения могут быть значительно повышены.

**Расчет долговечности подшипника.** Долговечность подшипника определяется как число оборотов (или часов при заданной постоянной частоте вращения), которое подшипник должен проработать до

появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения.

Под номинальной долговечностью (расчетным сроком службы) понимается срок службы подшипников, в течение которого не менее 90% из данной группы идентичных подшипников при одинаковых условиях должны отработать без появления признаков усталости металла.

Характерным признаком усталости является выкрашивание металла на рабочих поверхностях деталей в виде раковин или отслаивания металла.

Долговечность подшипника зависит как от внешних факторов (величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазки и т. д.), так и от его динамической грузоподъемности.

Номинальную долговечность  $L$  или  $L_h$  вычисляют на основе эквивалентной нагрузки  $P$  и динамической грузоподъемности  $C$  по формулам:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (12)$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n}, \quad (13)$$

где  $p=3$  для шарикоподшипников;

$p=10/3$  для роликоподшипников.

Формула (12) справедлива при любой частоте вращения  $n \geq 10$  об/мин, не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника.

При  $n = 1 \div 10$  об/мин расчет ведут исходя из 10 об/мин.

При  $n < 1$  об/мин действующую нагрузку рассматривают как статическую и при выборе подшипника сопоставляют нагрузку со статической грузоподъемностью для подшипника данного типоразмера.

Из формулы (12) следует, что при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетная долговечность уменьшается соответственно в 8 или 10 раз. Поэтому необходимо как можно точнее определять действующие на подшипники нагрузки и не вводить произвольных коэффициентов, завышающих последние.

**Эквивалентная нагрузка.** Для радиальных и радиально-упорных подшипников это такая постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников величину эквивалентной нагрузки определяют по формуле

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T, \quad (14)$$

где  $F_r$  — радиальная нагрузка, кгс;

$F_a$  — осевая нагрузка, кгс;

$X$  — коэффициент радиальной нагрузки (табл. 9—12);

$Y$  — коэффициент осевой нагрузки (табл. 9—12);

$V$  — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки коэффициент осевой нагрузки  $V=1$ , а в случае вращения наружного кольца  $V=1,2$ );

$k_6$  — коэффициент безопасности (табл. 13);

$k_T$  — температурный коэффициент (табл. 14).



**9. Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников**

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e	
			$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$			
$\alpha$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y		
0°	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028			1,99				1,99	0,22	
	0,056			1,71				1,71	0,26	
	0,084			1,55				1,55	0,28	
	0,11			1,45				1,45	0,30	
	0,17			1,31				1,31	0,34	
	0,28			1,15				1,15	0,38	
	0,42			1,04				1,04	0,42	
	0,56			1,00				1,00	0,44	
12°	0,014		0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30	
	0,029			1,62				1,84	2,63	0,34
	0,057			1,46				1,60	2,37	0,37
	0,086			1,34				1,52	2,18	0,41
	0,11			1,22				1,39	1,98	0,45
	0,17			1,13				1,30	1,84	0,48
	0,29			1,04				1,20	1,69	0,52
	0,43			1,01				1,16	1,64	0,54
	0,57			1,00				1,16	1,62	0,54
15°	0,015		0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38	
	0,029			1,40				1,57	2,28	0,40
	0,058			1,30				1,46	2,11	0,43
	0,087			1,23				1,38	2,00	0,46
	0,12			1,19				1,34	1,93	0,47
	0,17			1,12				1,26	1,82	0,50
	0,29			1,02				1,14	1,66	0,55
	0,44			1,00				1,12	1,63	0,56
	0,58			1,00				1,12	1,63	0,56
18°, 19°, 20°		0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57		
24°, 25°, 26°		0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68		
30°		0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80		
35°, 36°		0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		
40°		0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся . . . . .			0,40	0,4 ctg $\alpha$	1	0,42 ctg $\alpha$	0,65	0,65 ctg $\alpha$	1,5 tg $\alpha$	

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{V F_r} > e$		$\frac{F_a}{V F_r} < e$		$\frac{F_a}{V F_r} > e$		
$\alpha$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{l \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
Шарикоподшипники радиальные однорядные разъемные (магнетные) . . .			0,50	2,50	—	—	—	—	0,20

Примечания: 1.  $C_0$  — статическая грузоподъемность (см. ниже);

2. Для однорядных подшипников при  $\frac{F_a}{V F_r} < e$  принимается  $X = 1$  и  $Y = 0$ .

3. При расчете приведенной нагрузки для двоярных однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

4. При расчете приведенной нагрузки для узла, состоящего из двух или более однорядных радиальных или радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно, используются значения  $X$  и  $Y$  для однорядных шарикоподшипников.

### 10. Значения $X$ и $Y$ для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

$\frac{F_a}{V F_r} < e$		$\frac{F_a}{V F_r} > e$		e
X	Y	X	Y	

#### Подшипники однорядные

1	0	0,4	0,4 ctg $\alpha$	1,5 tg $\alpha$
---	---	-----	------------------	-----------------

#### Подшипники двухрядные

1	0,45 ctg $\alpha$	0,67	0,67 ctg $\alpha$	1,5 tg $\alpha$
---	-------------------	------	-------------------	-----------------

Примечания: 1. Предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию.

2. При  $\alpha = 0^\circ$ .  $F_a = 0$  и  $X = 1$ .

### 11. Значения $X$ и $Y$ для упорно-радиальных шарикоподшипников

Угол контакта $\alpha$ , °...	Одинарные подшипники		Двойные подшипники				$e$
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
45	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60	0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
75	1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67

Примечания: 1. Предполагается, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию.  
2. При  $\alpha = 90^\circ$ ,  $F_r = 0$ ,  $Y = 1$ .

### 12. Значения $X$ и $Y$ для упорных конических и упорно-радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

Одинарные подшипники		Двойные подшипники				$e$
$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
$\text{tg}\alpha$	1	$1,5 \text{tg}\alpha$	0,67	$\text{tg}\alpha$	1	$1,5 \text{tg}\alpha$

Примечания: 1. Предполагается, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию.  
2. При  $\alpha = 90^\circ$ ,  $F_a = 0$ ,  $F = 1$ .

### 13. Значения коэффициента безопасности $k_6$ в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки на подшипник	$k_6$	Примеры использования
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% номинальной (расчетной) нагрузки	1,0—1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных); блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки

Характер нагрузки на подшипник	$k_6$	Примеры использования
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150% номинальной (расчетной) нагрузки	1,3—1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7 и 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5—1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчетной) нагрузки	1,8—2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности. Дробилки и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300% номинальной (расчетной) нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Примечание. В наиболее сложных случаях значения  $k_6$  устанавливаются потребителями и согласовываются с ВНИИПом на основе имеющегося опыта эксплуатации.

#### 14. Значение температурного коэффициента в зависимости от рабочей температуры подшипника

Рабочая температура подшипника	125	150	175	200	225	250
Температурный коэффициент $k_T$ . . . . .	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

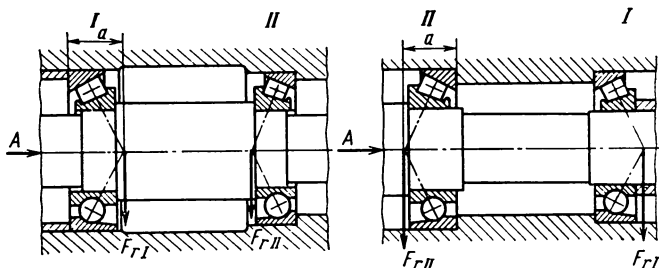


Рис. 1. Две схемы установки радиально-упорных подшипников

В подшипниках с короткими цилиндрическими роликами эквивалентную нагрузку вычисляют по формуле

$$P = VF_r k_6 k_T. \quad (15)$$

Эквивалентной нагрузкой для упорных и упорно-радиальных подшипников называется такая постоянная центральная, чисто осевая нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с тугим кольцом, вращающимся вместе с валом и свободным, неподвижным в корпусе, обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для упорно-радиальных подшипников

$$P = (XF_r + YF_a) k_6 k_T. \quad (16)$$

Для упорных подшипников

$$P = F_a k_6 k_T. \quad (17)$$

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  для различных типов подшипников приведены в табл. 9 и 12. Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта  $\alpha > 15^\circ$ , роликоподшипников и упорно-радиальных подшипников коэффициенты  $X$  и  $Y$  выбирают в зависимости от отношения  $\frac{F_a}{F_r}$ , коэффициента  $e$  и угла контакта  $\alpha$ .

Величины  $e$  и  $Y$  для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта  $\alpha \leq 15^\circ$  выбирают по величине  $\frac{F_a}{C_0}$ . При выборе  $Y$  применяют линейную интерполяцию.

При выборе однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также однорядных конических роликоподшипников следует иметь в виду, что осевые усилия не оказывают влияния на расчетную величину приведенной нагрузки до тех пор, пока значение  $\frac{F_a}{F_r}$  не превысит определенной величины  $e$ .

У двухрядных радиально-упорных подшипников даже незначительные осевые силы влияют на величину эквивалентной нагрузки, а в случае, если величина  $\frac{F_a}{F_r}$  превысит значение  $e$ , в этих подшипниках будет работать только один ряд.

Угол контакта для выбираемого радиально-упорного подшипника должен отвечать величине  $\frac{F_a}{F_r}$ . При этом целесообразно ориентироваться на такой подшипник, для которого величина  $e$  была бы возможно ближе к величине  $\frac{F_a}{F_r}$ .

Расчетные осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники, определяют в зависимости от схемы воздействия внешних сил с учетом выбранного относительного расположения подшипников (рис. 1).

Расчетная осевая нагрузка на каждый из двух подшипников может быть определена по формулам, приведенным в табл. 15, в которой  $S_I$  и  $S_{II}$  — осевые составляющие от радиальных нагрузок,

15. Формулы для расчета осевой нагрузки

Условия нагружения		Осевые нагрузки
1	$S_I \geq S_{II} \quad A \geq 0$	$F_{aI} = S_I \quad F_{aII} = S_I + A$
2	$S_I < S_{II} \quad A \geq S_{II} - S_I$	
3	$S_I < S_{II} \quad A < S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - A \quad F_{aII} = S_{II}$

приложенных соответственно к подшипникам I и II. Их величины определяют по следующим формулам:

для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = eF_r; \quad (18)$$

для конических роликоподшипников

$$S = 0,83 eF_r. \quad (19)$$

Для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников с углом контакта  $\alpha > 18^\circ$  величины  $e$  приведены в табл. 9—10. Для шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  величину  $e$  определяют из уравнения

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,144}{4,729}; \quad (20)$$

для шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha = 15^\circ$  справедливо уравнение

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,766}{7,363}. \quad (21)$$

Если угол контакта  $\alpha$  не превышает  $18^\circ$ , то величина  $e$  может быть определена из графика, показанного на рис. 2, по заданной величине отношения  $\frac{F_r}{C_0}$ , где  $C_0$  — статическая грузоподъемность подшипника в кгс.

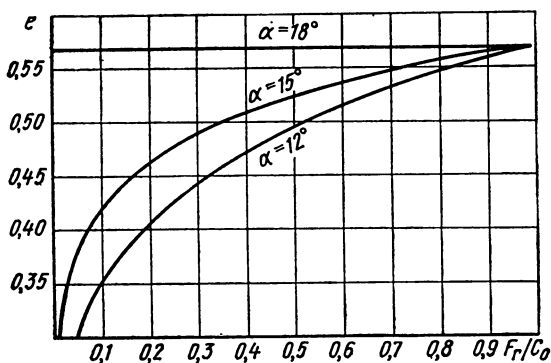


Рис. 2. График для определения  $e = f\left(\frac{F_r}{C_0}\right)$  при углах контакта от  $12^\circ$  до  $18^\circ$

Радиальная реакция подшипника считается приложенной к валу в точке пересечения нормалей, проведенных через середины контактных площадок. Расстояние  $a$  между этой точкой и торцом подшипника (см. рис. 1) приближенно может быть определено по следующим формулам (при восприятии нагрузки одним рядом):

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 [B + (d + D) \operatorname{tg} \alpha]; \quad (22)$$

для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 \left[ \frac{3B}{2} + (d + D) \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (23)$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{3}; \quad (24)$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{3T}{4} + \frac{(d + D)e}{3}. \quad (25)$$

Величины ширины  $B$  и монтажной высоты  $T$  подшипников, а также диаметров  $d$  и  $D$  принимают из каталога.

**Допускаемая осевая нагрузка на роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами.** Подшипники 12000, 42000, 92000 и 62000, имеющие буртики на наружных и внутренних кольцах, способны воспринимать периодически действующие осевые нагрузки сравнительно небольшой величины. В отличие от шарикоподшипников и роликоподшипников с бочкообразными и коническими роликами, у подшипников с цилиндрическими роликами осевая нагрузка в определенных допустимых пределах не вызывает уменьшения их расчетной долговечности. Это обусловлено восприятием осевых нагрузок не образующими, контактирующими под радиальными силами, а бортиками колец и торцами роликов.

Допустимую осевую нагрузку для подшипников серий 2100, 2200, 2300 и 2400 можно определить по формуле

$$A_{\text{доп}} = k_A C_0 [1,75 - 0,125 n k_B (D-d)]. \quad (26)$$

Для подшипников серий 2500 и 2600 следует пользоваться формулой

$$A_{\text{доп}} = k_A C_0 [1,16 - 0,08 n k_B (D-d)], \quad (27)$$

где  $C_0$  — статическая грузоподъемность, кгс;  
 $n$  — наибольшая частота вращения, об/мин;  
 $k_A, k_B$  — коэффициенты (табл. 16, 17)

### 16. Значения коэффициента $k_A$

Условия работы подшипника	Смазка	Пример установки	$k_A$
Постоянная осевая нагрузка и высокая температура	—	Газовые турбины (применять радиальные подшипники с цилиндрическими роликами не рекомендуется)	0
Переменная осевая нагрузка и умеренная температура	Пластичная	Тяговые электродвигатели	0,02
Непродолжительная осевая нагрузка и низкая температура	Жидкая минеральная	Главная передача в коробках передач автомобиля	0,1
		Вал шестерни заднего хода в коробках передач автомобиля	0,2
Случайная осевая нагрузка и низкая температура	Пластичная	Блоки, электротали, кран-балки	0,2

При малых частотах вращения случайные кратковременные осевые нагрузки могут быть допущены и более значительной величины, но они в любом случае не должны превышать 40% от допускаемой статической грузоподъемности подшипника. При значительной величине осевых усилий желательно избегать восприятия их бортиками колец цилиндрических роликоподшипников, или решать вопрос об использовании этих подшипников по результатам испытаний.

### 17. Значения коэффициента $k_B$

Размерная серия подшипника	$k_B$
100, 200, 500	$8,5 \cdot 10^{-5}$
300, 600	$7 \cdot 10^{-5}$
400	$6 \cdot 10^{-5}$



**Выбор подшипников, работающих при переменных режимах.** Для подшипниковых узлов, где величины действующих нагрузок и частоты вращения изменяются во времени (например, в опорах коробок передач, канатных барабанов и т. п.), подшипники выбирают по эквивалентной нагрузке  $P$  и условной частоте вращения. Под эквивалентной нагрузкой понимается такая условная нагрузка, которая обеспечивает ту же долговечность, какую достигает подшипник в действительных условиях работы.

Эквивалентную нагрузку при каждом режиме определяют по формулам (14)–(17).

Если нагрузка меняется по линейному закону от  $P_{\min}$  до  $P_{\max}$ , то эквивалентная нагрузка может быть определена по формуле

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (28)$$

При более сложном законе изменения нагрузок и миллионах оборотов для определения эквивалентной нагрузки пользуются формулой

$$P = \sqrt{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (29)$$

где  $P_1, P_2, P_3, P_n$  — постоянные нагрузки, действующие в течение  $L_1, L_2, L_3, L_n$  миллионов оборотов;

$L$  — общее число миллионов оборотов, в течение которого действуют указанные нагрузки.

Формула (29) справедлива для всех типоразмеров, кроме подшипников с витыми роликами.

**Определение долговечности и динамической грузоподъемности.**

Из основной формулы (12)  $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$  следует, что отношение динамической грузоподъемности к нагрузке  $\frac{C}{P} = L^{1/p}$ . Отношение  $\frac{C}{P}$  может быть определено по табл. 18 для любой заданной долговечности, выраженной в миллионах оборотов.

### 18. Определение долговечности подшипников $L$ в миллионах оборотов по величине $\frac{C}{P} \leq L^{1/p}$

Шариковые подшипники				Роликовые подшипники			
$L$	$\frac{C}{P}$	$L$	$\frac{C}{P}$	$L$	$\frac{C}{P}$	$L$	$\frac{C}{P}$
0,5	0,793	600	8,43	0,5	0,812	600	6,81
0,75	0,909	650	8,66	0,75	0,917	650	6,98
1,0	1,00	700	8,88	1,0	1,00	700	7,14
1,5	1,14	750	9,09	1,5	1,13	750	7,29
2	1,26	800	9,28	2	1,24	800	7,43

Продолжение табл. 18

Шариковые подшипники				Роликовые подшипники			
L	$\frac{C}{P}$	L	$\frac{C}{P}$	L	$\frac{C}{P}$	L	$\frac{C}{P}$
3	1,44	850	9,47	3	1,39	850	7,56
4	1,59	900	9,65	4	1,52	900	7,70
5	1,71	950	9,83	5	1,62	950	7,82
6	1,82	1 000	10,0	6	1,71	1 000	7,94
8	2,00	1 100	10,3	8	1,87	1 100	8,17
10	2,15	1 200	10,6	10	2,00	1 200	8,39
12	2,29	1 300	10,9	12	2,11	1 300	8,59
14	2,41	1 400	11,2	14	2,21	1 400	8,79
16	2,52	1 500	11,4	16	2,30	1 500	8,97
18	2,62	1 600	11,7	18	2,38	1 600	9,15
20	2,71	1 700	11,9	20	2,46	1 700	9,31
25	2,92	1 800	12,2	25	2,63	1 800	9,48
30	3,11	1 900	12,4	30	2,77	1 900	9,63
35	3,27	2 000	12,6	35	2,91	2 000	9,78
40	3,42	2 200	13	40	3,02	2 200	10,1
45	3,56	2 400	13,4	45	3,13	2 400	10,3
50	3,68	2 600	13,8	50	3,23	2 600	10,6
60	3,91	2 800	14,1	60	3,42	2 800	10,8
70	4,12	3 000	14,4	70	3,58	3 000	11
80	4,31	3 200	14,7	80	3,72	3 200	11,3
90	4,48	3 400	15	90	3,86	3 400	11,5
100	4,64	3 600	15,3	100	3,98	3 600	11,7
120	4,93	3 800	15,6	120	4,20	3 800	11,9
140	5,19	4 000	15,9	140	4,40	4 000	12
160	5,43	4 500	16,5	160	4,58	4 500	12,5
180	5,65	5 000	17,1	180	4,75	5 000	12,9
200	5,85	5 500	17,7	200	4,90	5 500	13,2
220	6,04	6 000	18,2	220	5,04	6 000	13,6
240	6,21	6 500	18,7	240	5,18	6 500	13,9
260	6,38	7 000	19,1	260	5,30	7 000	14,2
280	6,54	7 500	19,6	280	5,42	7 500	14,5
300	6,69	8 000	20	300	5,54	8 000	14,8
320	6,84	8 500	20,4	320	5,64	8 500	15,1
340	6,98	9 000	20,8	340	5,75	9 000	15,4
360	7,11	9 500	21,2	360	5,85	9 500	15,6
380	7,24	10 000	21,5	380	5,94	10 000	15,8
400	7,37	12 000	22,9	400	6,03	12 000	16,7
420	7,49	14 000	24,1	420	6,12	14 000	17,5
440	7,61	16 000	25,2	440	6,21	16 000	18,2
460	7,72	18 000	26,2	460	6,29	18 000	18,9
480	7,83	20 000	27,1	480	6,37	20 000	19,5
500	7,94	25 000	29,2	500	6,45	25 000	20,9
550	8,19	30 000	31,1	550	6,64	30 000	22

19. Определение долговечности шариковых подшипников  $L_h$  по величине отношения  $\frac{C}{P}$  и частоты вращения  $n$

$L_h, ч$	$n, об/мин$													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100	1,06	1,06	1,15	1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56
500	1,15	1,34	1,24	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1 250	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1 600	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
2 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
2 500	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
3 200	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
4 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
5 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
6 300	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
8 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
10 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
12 500	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
16 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
20 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
25 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
32 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
40 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
50 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
63 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
80 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
100 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
200 000	1,15	1,45	1,34	1,56	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63

Продолжение табл. 19

L <sub>н</sub> , ч	n, об/мин													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
1250	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
1600	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2000	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
2500	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
3200	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
4000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
5000	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
6300	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
8000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
10000	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
12500	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
16000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
20000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
25000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
32000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
40000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
50000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1			
63000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1				
80000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1					
100000	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1						
200000	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

20. Определение долговечности роликовых подшипников  $L_H$  по величине отношения  $\frac{C}{P}$  и частоты вращения  $n$

$L_H, \text{ ч}$	$n, \text{ об/мин}$													
	10	16	23	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,05	1,13	1,21	1,30	1,39	1,49
500								1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1 000								1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1 250								2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1 600								2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2 000								2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2 500								2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
3 200								2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
4 000								2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50
5 000								3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
6 300								3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
8 000								3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
10 000								3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
12 500								4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16 000								4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20 000								4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25 000								5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32 000								5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40 000								5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
50 000								6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
63 000								6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
80 000								7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
100 000								7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
200 000								8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
								8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
								9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6

Продолжение табл. 20

$L_{\mu}, \text{ч}$	л, об/мин													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
10000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
12500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
16000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
20000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
25000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
32000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	
40000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6		
50000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6			
63000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6				
80000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6					
100000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6						
200000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6									

## 21. Рекомендуемые значения расчетной долговечности для различных типов машин

Примеры машин и оборудования	$L_h, ч$
Приборы и аппараты, используемые периодически: демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы	500
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры	4 000 и более
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки	8 000 и более
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	12 000 и более
Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вентиляторы, распределительные валы	Около 20 000
Машины для круглосуточного использования: компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы	40 000 и более
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой: оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов	100 000 и более

Для подшипников, работающих при постоянной скорости вращения, проще выражать долговечность  $L_h$  в рабочих часах.

Значения  $\frac{C}{P}$  для различных частот вращения и разных долговечностей, выраженных в рабочих часах, приведены в табл. 19 и 20 и отдельно для шариковых и роликовых подшипников.

Рекомендуемые значения расчетной долговечности приведены в табл. 21.

При выборе подшипников следует учитывать допускаемую частоту вращения. Предельная частота вращения ориентировочно оценивается параметром  $d_{mn}n = \text{const}$ , варьирующим в зависимости от конструкции подшипника и материала его сепаратора. Кроме того, предельная частота вращения зависит от способа смазки, условий охлаждения, от величины и характера приложенной нагрузки и других факторов. Указываемые в каталогах величины предельных частот вращения соответствуют, при отсутствии специальной оговорки, подшипникам со стальным штампованным сепаратором.

На работу подшипников оказывает существенное влияние температура окружающей среды и установившаяся рабочая температура подшипника.

Твердость материала рабочих деталей снижается под действием повышенных температур, вследствие чего уменьшается контактная выносливость и динамическая грузоподъемность подшипника.

Примерное снижение величины динамической грузоподъемности подшипника, изготовленного из нормальной стали ШХ15, учитывается коэффициентом  $k_T$ , значения которого приведены в табл. 14. При более высоких рабочих температурах необходимо применять подшипники из теплопрочной стали марок 9Х18Ш, 11Х18М и др. На них данные табл. 14 не распространяются.

## СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Статическая грузоподъемность есть такая статическая нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, центральная осевая — для упорных и упорно-радиальных подшипников), в результате которой возникает общая остаточная деформация тела качения и кольца в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Статическая грузоподъемность шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

$$C_0 = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha. \quad (30)$$

Значение коэффициента  $f_0$  для различных типов подшипников обычных конструкций и технологии изготовления, выполненных из закаленной стали, приведены в табл. 22.

### 22. Значение коэффициента $f_0$ для радиальных и радиально-упорных подшипников

Шарикоподшипники	$f_0$
Самоустанавливающиеся . . . . .	0,34
Радиальные и радиально-упорные . . . . .	1,25



Статическая грузоподъемность радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами, конических и сферических роликоподшипников

$$C_0 = 2,2 \, z l z_{eff} D_w \cos \alpha. \quad (31)$$

Статическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников

$$C_{0a} = 5 \, z D_w^2 \sin \alpha. \quad (32)$$

Статическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных роликоподшипников

$$C_{0a} = 10 \, z l z_{eff} D_w \sin \alpha. \quad (33)$$

### ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Если подшипник должен воспринимать внешнюю нагрузку, находясь в неподвижном состоянии, или вращаться с частотой не более 1 об/мин, то подшипник выбирают по статической грузоподъемности. Последняя представляет статическую нагрузку, не зависящую от частоты вращения и необходимой долговечности, поскольку на данном режиме не может возникнуть усталостного выкрашивания.

Статическая грузоподъемность является одним из показателей работоспособности подшипника качения и приводится в каталожных таблицах для всех стандартных подшипников.

Под действием статической нагрузки, равной статической грузоподъемности, в подшипнике не должно возникать суммарных остаточных деформаций, больших 0,0001 диаметра тела качения.

При медленном вращении подшипника, если не требуется большой плавности хода и стабильности момента трения, может допускаться общая остаточная деформация несколько большей величины, чем указано выше. Если же подшипник установлен в узле, где от него требуется исключительная плавность хода или стабильность момента трения, целесообразна общая остаточная деформация меньшей величины.

При действии комбинированной статической нагрузки вводится понятие об эквивалентной статической нагрузке, которая должна вызывать такие же остаточные деформации, как те, которые возникают при действительных условиях нагружения.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентную нагрузку выбирают как чисто радиальную, направленную перпендикулярно оси подшипника, а для упорных и упорно-радиальных — как чисто осевую, направленную по оси подшипника.

Величина эквивалентной статической нагрузки для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяется как наибольшее значение из двух нижеследующих выражений:

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

$$P_0 = F_r, \quad (34)$$

где  $X_0$  — коэффициент радиальной статической нагрузки (табл. 23);  
 $Y_0$  — коэффициент осевой статической нагрузки (табл. 23).

### 23. Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок

Тип подшипника	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные:				
$\alpha=18^\circ$ . . . . .		0,43		0,86
$\alpha=19^\circ$ . . . . .		0,43		0,86
$\alpha=20^\circ$ . . . . .		0,42		0,84
$\alpha=25^\circ$ . . . . .		0,38		0,76
$\alpha=26^\circ$ . . . . .	0,5	0,37	1	0,74
$\alpha=30^\circ$ . . . . .		0,33		0,66
$\alpha=35^\circ$ . . . . .		0,29		0,58
$\alpha=36^\circ$ . . . . .		0,28		0,56
$\alpha=40^\circ$ . . . . .		0,26		0,52
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся . . . . .	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликоподшипники самоустанавливающиеся и конические . .	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Примечания: 1. Для пары одинаковых однорядных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами колец друг к другу, следует применять те же значения коэффициентов  $X_0$  и  $Y_0$ , что для двухрядного шарикоподшипника. Для двух или более одинаковых однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно (по схеме „тандем“), следует применять те же значения коэффициентов  $X_0$ ;  $Y_0$ , что и для однорядного радиально-упорного шарикоподшипника.

2. Предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию.

Эквивалентную статическую нагрузку для упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников определяют по следующей формуле:

$$P_0 = 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha + F_a, \quad (35)$$

Формула дает менее точный результат при расчете одинарных упорных подшипников в случае, если

$$F_r > 0,44 F_a \operatorname{ctg} \alpha.$$

### ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Под предельной частотой вращения подшипника  $n_{\text{пр}}$  понимают наибольшую допустимую частоту вращения, при превышении которой не обеспечивается его расчетная долговечность. Необходимо различать:  $n_{\text{крат}}$  — предельная кратковременно достижимая частота вращения в условиях отсутствия гарантии ресурса свыше нескольких часов и  $n_{\text{рес}}$  — ресурсная предельная частота вращения, при которой обеспечиваются сроки службы в сотни часов и более.

Для оценки предельной быстроходности в последние годы употребляется скоростной параметр  $[d_m n] = \text{const}$ , где  $d_m = \frac{D+d}{2}$ , так

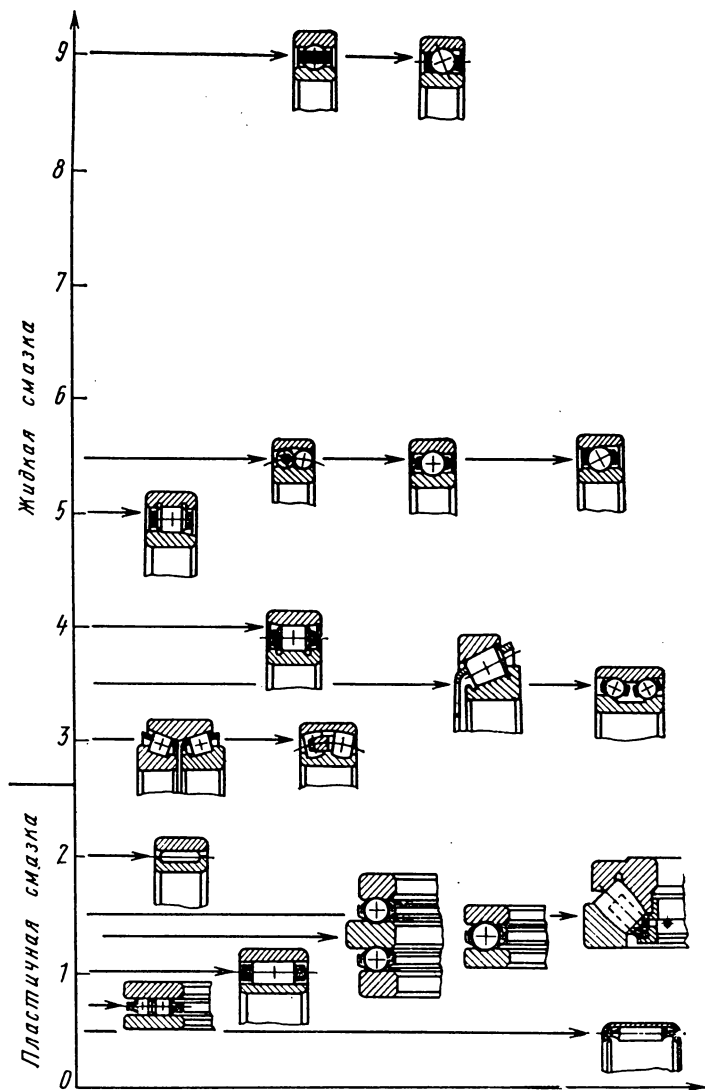


Рис. 3. Примерные значения скоростного параметра  $[d_m n] \cdot 10^5$  мм·об/мин для стандартных шарико- и релікоподшипников

как потери на трение и эффекты износа растут примерно линейно в зависимости от условной окружной скорости.

Ориентировочные значения параметра  $d_m n = \text{const}$ , для основных типов подшипников качения легких серий нормального класса точности, выпускаемых обычно со стальными штампованными сепараторами, приведены в табл. 24 и на рис. 3.

Пределы допускаемых частот вращения подшипников качения определяются значительным числом конструктивно-эксплуатационных параметров. Основными из них являются: тип, габаритные размеры и серия подшипника, материал и конструкция сепаратора, точность изготовления подшипника и сопряженных деталей узла, влияние окружающей среды, температура, вибрации, величина и характер нагрузки, смазки и охлаждения.

Тип подшипника определяет кинематику и характер потерь на трение в нем. Наиболее быстроходными являются прецизионные радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники. Диаметр и число тел вращения подшипника зависят от его габаритных размеров, т. е. размеров «живого сечения», и серийности.

Подшипники тяжелых серий обладают меньшей быстроходностью. Для нормальных частот вращения, в основном, применяются подшипники нормального класса точности со штампованными стальными сепараторами. При повышенных частотах вращения используются классные подшипники с массивными, в основном латунными, бронзовыми и текстолитовыми сепараторами.

Для повышения предельной быстроходности решающее значение имеют смазка и охлаждение подшипника. Для повышения предела частоты вращения желательно, чтобы подшипник работал в условиях жидкостного трения, а количество смазки и интенсивность ее прокачки или циркуляции обеспечивали отбор и отвод тепла, развивающегося в подшипнике в результате работы сил трения.

Если используется консистентная смазка или минеральное масло с вязкостью (при эксплуатационной температуре) не ниже 12 сСт, а параметр частоты вращения  $d_m n = 10000 \div 300000$  мм·об/мин, то можно пользоваться обычными расчетными зависимостями без проверки наличия гидродинамического эффекта.

Корректирующие коэффициенты для параметра частоты вращения  $d_m n$  даны в зависимости от серийности и габаритных размеров, а также от нагрузки, воспринимаемой подшипником. Уточненное значение предельной частоты вращения для подшипников различных конструкций и габаритных размеров при разных нагрузках может быть определено по формуле

$$n_{\text{pec}} = \frac{[d_m n] k_1 k_2 k_3}{d_m}$$

где  $[d_m n]$  — параметр частоты вращения, определяемый по табл. 24;

$k_1$  — размерный коэффициент, учитывающий влияние габаритных размеров подшипника на его предельную быстроходность;

$k_2$  — коэффициент серийности, учитывающий влияние соотношения размеров «живого сечения» подшипника на его быстроходность;

$k_3$  — коэффициент долговечности, учитывающий косвенное влияние воспринимаемой подшипником нагрузки на быстроходность, исходя из величины номинальной (расчетной) долговечности.

**24. Рекомендуемые значения параметра частоты вращения  
[ $d_m n$ ] для подшипников качения различных типов,  
выпускаемых в СССР**

Типы подшипников	Материалы и конструкции сепараторов	[ $d_m n$ ], мм · об/мин	
		при пластичной смазке	при жидкой смазке
<i>Шарикоподшипники</i>			
Радиальный однорядный	Стальной штампованный	$4,5 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$
Радиальный однорядный	Бессепараторный	—	$3,0 \cdot 10^5$
Радиальный однорядный с защитными шайбами	Стальной штампованный	$4,0 \cdot 10^5$	—
Радиальный однорядный*	Металлический массивный	$7,5 \cdot 10^5$	$9,0 \cdot 10^5$
Радиальный сферический двухрядный	Стальной штампованный	$4,0 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$
Радиально-упорный однорядный			
Радиально-упорный однорядный*	Металлический массивный	$6,5 \cdot 10^5$	$9,0 \cdot 10^5$
Радиально-упорный однорядный*	Текстолитовый	$7,5 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$
Радиально-упорный однорядный	Бессепараторный	—	$2,8 \cdot 10^5$
Радиально-упорный трех- и четырехточечный	Металлический массивный	$7,5 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$
Радиально-упорный двухрядный	Стальной штампованный	$2,6 \cdot 10^5$	$3,5 \cdot 10^5$
Упорный одинарный		$1,3 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$
Упорный одинарный	Бессепараторный	$0,7 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^5$

\* Подшипники повышенных и высоких классов точности.

Типы подшипников	Материалы и конструкции сепараторов	[ $d_m n$ ], мм · об/мин	
		при пластичной смазке	при жидкой смазке
<i>Роликоподшипники</i>			
Раднальный с короткими цилиндрическими роликами	Металлический массивный	4,0 · 10 <sup>5</sup>	5,0 · 10 <sup>5</sup>
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	Бессепараторный	—	2,5 · 10 <sup>5</sup>
Двухрядный с короткими цилиндрическими роликами	Металлический массивный	4,0 · 10 <sup>5</sup>	5,0 · 10 <sup>5</sup>
Четырехрядный с короткими цилиндрическими роликами		2,0 · 10 <sup>5</sup>	2,5 · 10 <sup>5</sup>
Радиальный сферический двухрядный		2,4 · 10 <sup>5</sup>	3,0 · 10 <sup>5</sup>
Игольчатый		3,0 · 10 <sup>5</sup>	3,5 · 10 <sup>5</sup>
Игольчатый	Бессепараторный	2,0 · 10 <sup>5</sup>	2,5 · 10 <sup>5</sup>
Конический однорядный	Стальной чашечный	2,5 · 10 <sup>5</sup>	3,5 · 10 <sup>5</sup>
Конический двухрядный		2,0 · 10 <sup>5</sup>	3,0 · 10 <sup>5</sup>
Конический четырехрядный	Металлический массивный	1,8 · 10 <sup>5</sup>	2,5 · 10 <sup>5</sup>
Упорный одинарный с цилиндрическими роликами		0,7 · 10 <sup>5</sup>	1,0 · 10 <sup>5</sup>
Упорный с коническими роликами		0,5 · 10 <sup>5</sup>	0,7 · 10 <sup>5</sup>
Упорный сферический с бочкообразными роликами		—	1,8 · 10 <sup>5</sup>

25. Значения коэффициента серийности

Серия подшипников	Коэффициент серийности $k_s$	Серия подшипников	Коэффициент серийности $k_s$
Сверхлегкая . . . . .	1,20	Средняя . . . . .	0,90
Особо легкая . . . . .	1,10	Средняя широкая . . . . .	0,85
Легкая . . . . .	1,00	Тяжелая . . . . .	0,80
Легкая широкая . . . . .	0,95		



Рис. 4. Значения коэффициента  $k_1$ , учитывающего влияние размеров подшипников на его быстроходность

Размерный коэффициент  $k_1$  следует определять по графику (рис. 4).

Для подшипников с внутренним диаметром от 10 до 100 мм размерный коэффициент  $k_1=1$ .

Учет влияния серийности обеспечивается введением коэффициента серийности  $k_2$ , значения которого приведены в табл. 25.

Значения нагрузочного коэффициента  $k_3$ , учитывающего по величине номинальной (расчетной) долговечности влияние повышения нагрузки на снижение предельной частоты вращения приведены на графике (рис. 5).

Для подшипников, воспринимающих небольшие нагрузки, соответствующие номинальной долговечности  $L_h \geq 100\,000$  ч, коэффициент  $k_3=1$ . Если расчетная долговечность меньше указанной величины, то следует понижать предельную быстроходность подшипника, принимая  $k_3$  по рис. 5.

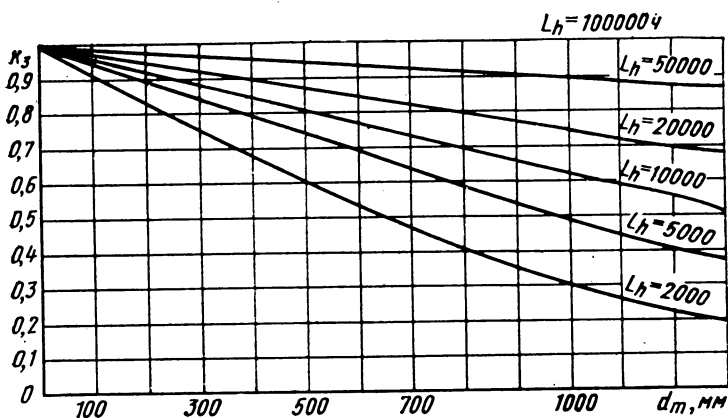


Рис. 5. Значения коэффициента  $k_3$ , учитывающего влияние воспринимаемой подшипником нагрузки на его быстроходность

## МЕТОДИКА ПРОВЕРКИ НАЛИЧИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА СМАЗКИ ПОДШИПНИКА

Теоретические и экспериментальные исследования показали зависимость работоспособности подшипника не только от нагрузки и скорости вращения, но и от смазки.

Рекомендуется производить проверку параметра режима смазки для быстроходных ответственных подшипников при  $d_m n \geq \geq 100\,000$  мм·об/мин по формуле

$$\Delta = k_0 \frac{0,125}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} d_m^{0,55} (d_m n)^{0,75} \nu P_0^{-0,15}, \quad (36)$$

где  $k_0$  — конструктивный коэффициент, зависящий от типа подшипника (табл. 26);

$R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — среднеарифметические отклонения шероховатости трущихся поверхностей, определяемые по классам и рядам чистоты. В обычных случаях  $\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} = 0,125$  мкм;  $d_m^{0,55}$  определяется по рис. 6;

$n$  — частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин;

$(d_m n)^{0,75}$  определяется по рис. 7;

$\nu$  — параметр масла ( $\nu = \mu_0^{0,75} \alpha^{0,6}$ ), определяется по рис. 8 и 9 в зависимости от температуры подшипника;

$P_0$  — эквивалентная статическая нагрузка, кгс;

$P_0^{-0,15}$  определяется по рис. 10.

### 26. Значения конструктивного коэффициента

Тип подшипника	Коэффициент $k_0$
Шарикоподшипники радиальные однорядные (всех серий) . . . . .	70
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (всех серий) $\alpha = 12 \div 36^\circ$ . . . . .	75
Роликподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (всех серий) . . . . .	100



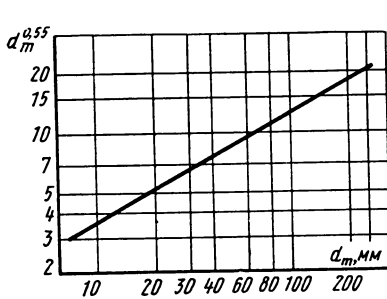


Рис. 6. Определение величины  $d_m^{0,5}$  по заданному  $d_m$

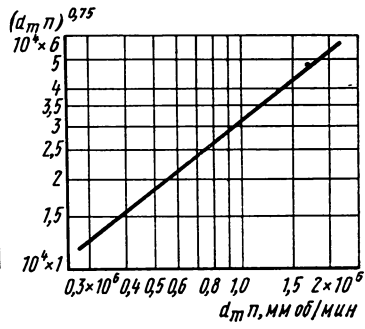


Рис. 7. Определение величины  $[d_{mn}]^{0,75}$  по заданному  $d_{mn}$

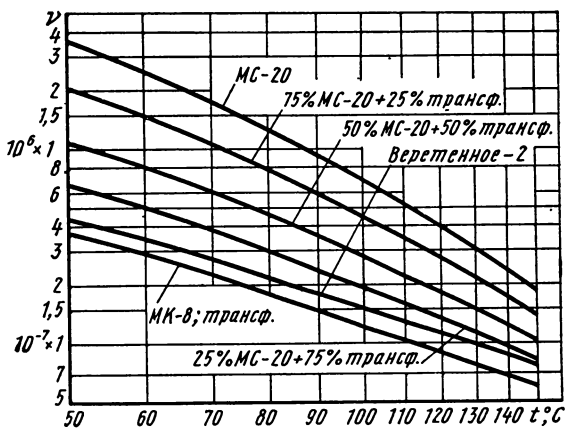


Рис. 8. Зависимость параметра масла  $\nu$  от его рабочей температуры  $t, ^\circ\text{C}$  (указаны кривые для основных масел)

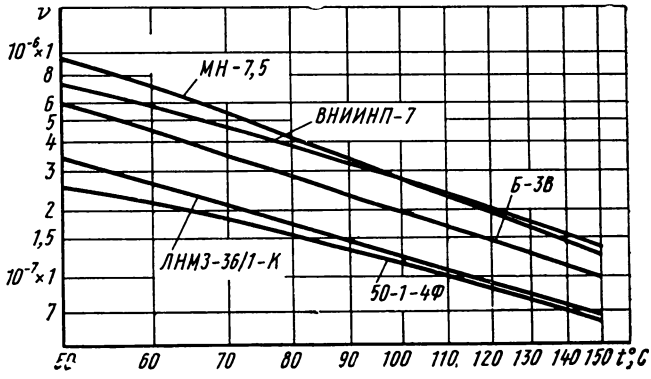


Рис. 9. Зависимость параметра масла  $\nu$  от его рабочей температуры  $t, ^\circ\text{C}$  для некоторых смазок

Рекомендуется выбирать величину  $\Lambda \geq 3$ . Этот параметр пригоден в первую очередь для оценки влияния минеральных и синтетических масел на работоспособность подшипников качения.

При использовании консистентных смазок параметр  $\Lambda$  частично пригоден для оценки вязкости того масла, на базе которого изготавливается соответствующая консистентная смазка.

### ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

**Пример 1\*.** Определить величину динамической грузоподъемности подшипника 36205, у которого:  $z=12$ ;  $i=1$ ;  $D_w=7,938$  мм;  $\alpha=12^\circ$ ;  $d_m=38,5$  мм;  $\cos \alpha=0,97815$ .

Вычисляем

$$\frac{D_w \cos \alpha}{d_m} = \frac{7,938 \cdot 0,97815}{38,5} = 0,202.$$

По табл. 1 находим  $f_c=6,110$ , и по формуле (1) определяем величину динамической грузоподъемности:

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8} = 6,11 (1 \cdot \cos 12^\circ)^{0,7} \times \\ \times 12 \cdot 7,938^{1,8} = 1310 \text{ кгс.}$$

**Пример 2\*.** Определить величину динамической грузоподъемности подшипника 2212, у которого  $z=18$ ;  $D_w=12$  мм;  $l_{eff}=9$  мм;  $d_m=85$  мм;  $\alpha=0^\circ$ ;  $i=1$ ;  $\cos \alpha=1$ .

Вычисляем отношение

$$\frac{D_w}{d_m} = \frac{10}{65} = 0,141.$$

По табл. 2 находим  $f_c=7,873$ , и по формуле (3) определяем величину динамической грузоподъемности:

$$C = f_c (i l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_w^{29/27} = 7,873 \cdot 9^{7,9} 16^{3/4} \cdot 10^{29/27} = 5480.$$

**Пример 3.** Определить номинальную долговечность подшипника 308, у которого  $C=3190$  кгс;  $C_0=2270$  кгс; и при  $F_r=280$  кгс;  $n=800$  об/мин. По условиям работы подшипника  $V=k_6=k_T=1$ .

**Решение.** На подшипник не действует осевая нагрузка, поэтому эквивалентная нагрузка

$$P = F_r V k_6 k_T = 280 \text{ кгс.}$$

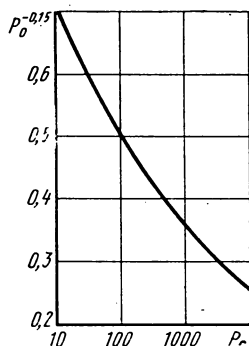


Рис. 10. Определение величины  $P_0^{-0,15}$  по заданному  $P_0$

\* Динамическая грузоподъемность подшипника может быть приближенно оценена с помощью табл. 5—8.

Номинальная долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{3190}{280}\right)^3 = 1478,8 \text{ об/мин}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 1478,8}{60 \cdot 800} = 30\,808 \text{ ч.}$$

Величина номинальной долговечности может быть приблизительно определена из табл. 19 по величине отношения  $\frac{C}{P}$  и частоты вращения  $n$ . В этом случае  $L_h = 32\,000$  ч.

**Пример 4.** На подшипник 308 в дополнение к радиальной действует осевая нагрузка  $F_a = 170$  кгс. Прочие условия те же, что и в примере 1.

*Решение:*  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{170}{2270} = 0,075$ . В табл. 9 этой величине соответствует значение  $e = 0,28$ . Поскольку  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{170}{280} = 0,61$  больше,

чем  $e = 0,28$ , то эквивалентная нагрузка

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T = 0,56 \cdot 280 + 1,60 \cdot 170 = 429 \text{ кгс}$$

и номинальная долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{3190}{429}\right)^3 = 411,1 \text{ млн. об.}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = 8565 \text{ ч.}$$

**Пример 5.** Определить величину требуемой динамической грузоподъемности шарикоподшипника, воспринимающего радиальную нагрузку  $F_r = 525$  кгс, при  $n = 1000$  об/мин. Номинальная долговечность подшипника должна быть равна 20 000 ч.  $k_6 = V = k_T = 1$ .

*Решение.* Поскольку осевая нагрузка отсутствует, эквивалентная нагрузка  $P = F_r V k_6 k_T$ . Согласно табл. 19 требуемая величина отношения  $\frac{C}{P} = 10,6$ ; следовательно, динамическая грузоподъемность  $C = 10,6 \cdot F_r = 10,6 \cdot 525 = 5570$  кгс.

**Пример 6.** Определить необходимую динамическую грузоподъемность радиального шарикоподшипника, работающего на следующем режиме:  $F_a = 40$  кгс;  $F_r = 220$  кгс;  $n = 1600$  об/мин;  $V = k_6 = k_T = 1$ .

Желаемая долговечность  $L_h = 10\,000$  ч.

*Решение.* Находим  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{40}{220} = 0,18$ . Это число меньше наименьшей величины коэффициента  $e$  в табл. 9 для подшипников данного типа, поэтому эквивалентная нагрузка  $P = F_r V k_6 k_T = 220$  кгс.

По табл. 19 определяем требуемую величину отношения  $\frac{C}{P} = 9,83$ .

Следовательно, желаемая динамическая грузоподъемность подшипника  $C = P \cdot 9,83 = 220 \cdot 9,83 = 2160$  кгс.

**Пример 7.** Определить долговечность в миллионах оборотов для конических роликоподшипников, показанных на рис. 11, при следующих условиях их нагружения:

$$F_{rI} = 510 \text{ кгс}; F_{rII} = 600 \text{ кгс}; \\ F_a = A = 80 \text{ кгс}.$$

Подшипник II — типа 7210, характеристиками  $C = 3520$ ;  $Y = 1,624$ ;  $e = 0,369$ .

Подшипник I — типа 7210, у которого  $C = 5290$  кгс;  $Y = 1,604$ ;  $e = 0,374$ .

По условиям работы узла  $V = k_0 = k_T = 1$ .

**Решение.** Для определения осевых нагрузок на каждый из подшипников воспользуемся табл. 15. Поскольку  $S_I = 0,83eF_r = 0,83 \cdot 0,369 \cdot 510 = 156$  кгс меньше, чем  $S_{II} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 600 = 186$  кгс, а  $F_a = 80$  кгс больше, чем  $S_I - S_{II} = 186 - 156 = 30$  кгс, то осевые нагрузки на подшипники определяем по формулам табл. 15.

$$F_{aI} = S_I = 156 \text{ кгс};$$

$$F_{aII} = S_I + A = 156 + 80 = 236 \text{ кгс}.$$

Далее, по величинам заданных нагрузок определяем долговечность каждого из подшипников. Для подшипника 7207  $F_r = 510$  кгс и  $F_a = 156$  кгс. Отношение  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{156}{510} = 0,31$  меньше  $e = 0,369$ , поэтому эквивалентная нагрузка для этого подшипника  $P = 510$  кгс и

$$L_a = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{3520}{510}\right)^{10/3} = 626,0 \text{ млн. об.}$$

Для подшипника 7210  $F_a = 236$  кгс,  $F_r = 600$  кгс,  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{236}{600} = 0,39$  больше  $e = 0,374$ , следовательно, эквивалентная нагрузка

$$P = (XVF_r + YF_a) k_0 k_T = 0,67 \cdot 600 + 1,604 \cdot 236 = 781 \text{ кгс},$$

а долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{5290}{781}\right)^{10/3} = 588,0 \text{ млн. об.}$$

Определяем размер  $a$  смещения радиальной реакции: для подшипника I

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{3} = \frac{18}{2} + \frac{(35 + 72) \cdot 0,369}{3} = 22 \text{ мм}$$

и для подшипника II

$$a = \frac{22}{2} + \frac{(50 + 90) \cdot 0,374}{3} = 28 \text{ мм}.$$

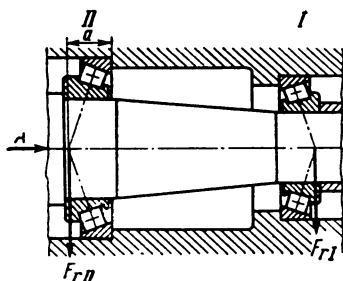


Рис. 11. Схема установки роликоподшипников с регулировкой осевой игры по валу

**Пример 8.** Определить долговечность в миллионах оборотов для радиально-упорных шарикоподшипников, показанных на рис. 12, нагруженных силами  $F_{rI}=150$  кгс,  $F_{rII}=180$  кгс,  $A=45$  кгс. Подшипник I — типа 36204 с углом контакта  $\alpha=12^\circ$  и характеристиками:  $C=1230$  кгс;  $C_0=847$  кгс.

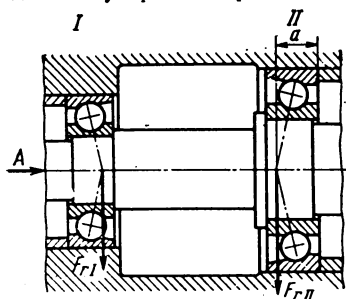


Рис. 12. Установка радиально-шарикоподшипников враспор

Подшипник II — типа 36206 имеет  $\alpha=12^\circ$  и характеристики  $C=1820$  кгс;  $C_0=1330$ .

По условиям работы узла  $V=$   
 $=k_6=k_T=1$ .

*Решение.* Для каждого подшипника определяем величину  $e$  и величину осевой составляющей от приложенной радиальной нагрузки:

для подшипника I

$$\lg e_I = \frac{\lg \frac{F_{rI}}{C_0} - 1,144}{4,729} = \frac{\lg 150 - \lg 847 - 1,144}{4,729} =$$

$$= -0,4009 = \bar{1},5991; \quad e_I = 0,397;$$

$$S_I = e_I F_{rI} = 0,397 \cdot 150 = 60 \text{ кгс};$$

для подшипника II

$$\lg e_{II} = \frac{\lg 180 - \lg 1330 - 1,144}{4,729} = -0,4256 = \bar{1},5744; \quad e_{II} = 0,375;$$

$$S_{II} = e_{II} F_{rII} = 0,375 \cdot 180 = 68 \text{ кгс}.$$

Величина  $e$  может быть также определена из графика, показанного на рис. 2.

Далее, для определения осевых нагрузок на подшипник I и подшипник II воспользуемся табл. 15. Поскольку  $S_I < S_{II}$  и  $A > S_{II} - S_I$ , то осевые нагрузки на подшипники определяем по формулам этой таблицы:

$$F_{aI} = S_I = 60 \text{ кгс}; \quad F_{aII} = S_I + A = 60 + 45 = 105 \text{ кгс}.$$

Затем по величинам нагрузок определяем долговечность каждого из подшипников.

На подшипник 36204 действуют следующие нагрузки:  $F_{aI} = 60$  кгс и  $F_{rI} = 150$  кгс.

$$\text{Величина отношения } \frac{F_{aI}}{C_{0I}} = \frac{60}{847} = 0,071, \text{ поэтому } Y_I = 1,40 \text{ и,}$$

поскольку  $\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{60}{150} = 0,4 > e_I = 0,397$ , то эквивалентную нагрузку определяем по формуле

$$P_I = 0,45 F_{rI} + 1,40 F_{aI} = 0,45 \cdot 150 + 1,40 \cdot 60 = 152 \text{ кгс}$$

и долговечность этого подшипника

$$L_I = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{1230}{150}\right)^3 = 529,9 \text{ млн. об.}$$

На подшипник 36206 действуют нагрузки  $F_{aII}=105$  кгс,  $F_{rII}=180$  кгс

Величина отношения  $\frac{F_{aII}}{C_0} = \frac{105}{1330} = 0,079$ , тогда  $Y_{II}=1,35$ , и поскольку  $\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{105}{180} = 0,58 > e_{II} = 0,41$ , то эквивалентную нагрузку вычисляем по формуле

$$P_{II} = 0,45F_{rII} + 1,35F_{aII} = 0,45 \cdot 180 + 1,35 \cdot 105 = 223 \text{ кгс}$$

и долговечность этого подшипника

$$L_{II} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{1820}{223}\right)^3 = 543,6 \text{ млн. об.}$$

Определяем размер  $a$  смещения радиальной реакции: для подшипника  $I$

$$a_I = 0,5 [B + (d + D) \operatorname{tg} \alpha] = 0,5 [14(20 + 47) \operatorname{tg} 12^\circ] = 14 \text{ мм}$$

и для подшипника  $II$

$$a_{II} = 0,5 [16 + (30 + 62) \operatorname{tg} 12^\circ] = 18 \text{ мм.}$$

**Пример 9.** Подобрать радиальный шарикоподшипник для вала редуктора, если из него действует радиальная нагрузка  $F_r=400$  кгс и осевая  $F_a=220$  кгс. Подшипник на другом конце вала «плавающий». Частота вращения вала  $n=1000$  об/мин. Необходимая долговечность  $L_h=10000$  ч при условии что  $V=k_6=k_T=1$ .

*Решение.* Величина отношения  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{220}{400} = 0,55$  больше любого значения коэффициента  $e$  из числа приведенных в табл. 9 для подшипников данного типа.

Принимаем  $X=0,56$  и  $Y=1,99$ . Тогда из уравнения (14) получим

$$P = (Xk_k F_r + YF_a) k_6 k_T = 0,56 \cdot 400 + 1,99 \cdot 220 = 662 \text{ кгс.}$$

Согласно табл. 19 требуемая величина отношения  $\frac{C}{P} = 8,43$ , и отсюда необходимая величина динамической грузоподъемности подшипника

$$C = P \cdot 8,43 = 662 \cdot 8,43 = 5580 \text{ кгс.}$$

Выбираем подшипник 311 с динамической грузоподъемностью  $C=5600$  кгс.

Статическая грузоподъемность этого подшипника  $C_0=4260$ . Проверим правильность выбора коэффициентов  $X$  и  $Y$ . Отношение  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{220}{4260} = 0,052$ , и из табл. 9 получаем  $X=0,56$  и  $Y=1,75$ . Тогда

эквивалентная нагрузка  $P = 0,56 \cdot 400 + 1,75 \cdot 220 = 609$  кгс, а  $\frac{C}{P} = \frac{5600}{609} = 9,20$ , что несколько больше требуемого. Ближайший меньший подшипник 310 имеет  $C = 4850$ , но величину отношения

$$\frac{C}{P} = \frac{4850}{594} = 8,16,$$

меньшую необходимой. Поэтому сохраняем выбранный подшипник 311.

**Пример 10.** Подобрать двоярный радиально-упорный шарико-подшипник для вала редуктора, если на него действуют радиальная нагрузка  $F_r = 950$  кгс и реверсивная осевая  $F_a = 400$  кгс. Ориентировочный диаметр посадочного места на шейке вала  $d = 50$  мм. Подшипник на другом конце вала «плавающий». Частота вращения вала  $n = 1000$  об/мин. Необходимая долговечность  $L_h = 5000$  ч при  $k_6 = k_k = k_T = 1$ .

*Решение.* Подшипники устанавливаем враспор. В нашем случае пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный подшипник.

При величине отношения  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{400}{950} = 0,421$  для двухрядного шарикоподшипника с углом контакта  $\alpha = 26^\circ$  имеем:  $X = 1$ ;  $Y = 0,92$ .

Эквивалентная нагрузка

$$P = (X k_k F_r + Y F_a) k_6 k_T = 950 + 0,92 \cdot 400 = 1318 \text{ кгс.}$$

Необходимая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = L^{1/3} P = 300^{1/3} \cdot 1318 = 8820 \text{ кгс,}$$

где

$$L = \frac{n L_h 60}{10^6} = \frac{1000 \cdot 5000 \cdot 60}{10^6} = 300 \text{ млн. об.}$$

Ближайший по диаметру отверстия подшипник 346310 имеет  $C = 9140$ . Его можно считать вполне пригодным.

**Пример 11.** Подобрать самоустанавливающийся двухрядный роликоподшипник для сателлита планетарного редуктора. Диаметр шейки водила  $d = 40$  мм. Радиальная нагрузка  $F_r = 960$  кгс, частота вращения  $n = 1090$  об/мин, требуемая долговечность  $L_h = 1000$  ч. Рабочая температура  $t < 100^\circ$ .

*Решение.* Выбор производим по динамической грузоподъемности

$$C = L^{1/3} P.$$

Эквивалентную нагрузку  $P$  для данного типа подшипников определяем по формуле (14):

$$P = (X V F_r + Y F_a) k_6 k_T.$$

В связи с тем, что осевая нагрузка отсутствует,

$$P = F_r V k_6 k_T,$$

Исходя из условий работы подшипника, имеем  $V = k_T = 1$ ; однако, принимая во внимание тяжелый режим работы сателлитов,  $k_G = 1,3$ , тогда

$$P = 960 \cdot 1,3 = 1248 \text{ кгс.}$$

Расчетная долговечность

$$L = \frac{L_h 60n}{10^6} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 1090}{10^6} = 65,4 \text{ млн. об.};$$

соответственно, требуемая величина динамической грузоподъемности

$$C = L^{1/P} P = 65,4^{0,3} \cdot 1248 = 4370 \text{ кгс.}$$

Выбираем подшипник 3508, динамическая грузоподъемность которого  $C = 4370$  кгс.

**Пример 12.** В подшипниковом узле барабана механизм подъема имеет радиальную нагрузку  $F_r = 2300$  кгс и переменную по величине осевую нагрузку  $F_a = 200$  кгс, действующую в одном направлении. Частота вращения вала  $n = 30$  об/мин. Желаемая долговечность  $L_h = 60\,000$  ч. Подшипник работает спокойно без толчков и вибрации вала. Условия монтажа узла требуют осевого перемещения вала в одном направлении. Диаметр цапф вала  $d = 60$  мм. По условиям работы  $k_G = k_T = V = 1$ .

*Решение.* Динамическую грузоподъемность определяем по формуле

$$C = L^{1/P} P,$$

где  $L$  — желаемая долговечность подшипника

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 30 \cdot 60\,000}{10^6} = 108 \text{ млн. об.}$$

Учитывая, что вал должен иметь свободное осевое перемещение, а осевая нагрузка незначительна, выбираем радиальный роликоподшипник с одним бортом на внутреннем кольце. Для такого подшипника осевая нагрузка, воспринимаемая торцами роликов, при расчете долговечности не учитывается и эквивалентная нагрузка определяется по формуле  $P = F_r V k_T k_G$ .

Подставляя числовые значения, получим динамическую грузоподъемность  $C = 108^{0,3} \cdot 2300 = 9370$  кгс.

По динамической грузоподъемности и диаметру  $d = 60$  мм выбираем роликоподшипник средней узкой серии с одним бортом на внутреннем кольце 42312, каталожной динамической грузоподъемностью  $C = 10\,000$  и статической грузоподъемностью  $C_0 = 7720$ .

Нужно проверить, может ли выбранный роликоподшипник воспринимать осевую нагрузку  $F_a = 200$  кгс.

Допускаемая осевая нагрузка на радиальный роликоподшипник для случая, когда она часто действует,

$$\begin{aligned} A_{\text{доп}} &= k_B C_0 [1,75 - 0,125n k_B (D - d)] = \\ &= 0,02 \cdot 7720 [1,75 - 0,0125 \cdot 30 \cdot 7 \cdot 10^{-5} (130 - 60)] = \\ &= 267,1 \text{ млн. об.}, \end{aligned}$$

т. е. заданная нагрузка  $F_a = 200$  кгс для выбранного подшипника допустима.



**Пример 13.** Подобрать подшипники для вала червяка (рис. 13), если известны: усилия  $F_a=225$  кгс,  $F_{rI}=90$  кгс,  $F_{rII}=30$  кгс; частота вращения вала  $n=935$  об/мин. Передача работает в масляной ванне с легкими толчками при температуре подшипников  $t \leq 100^\circ\text{C}$ . Железный срок службы подшипников  $L_h=5000$  ч.

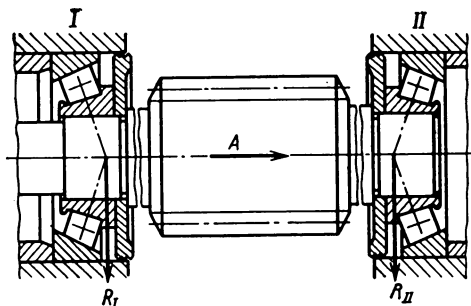


Рис. 13. Установка конических роликоподшипников на валу червяка

**Решение.** Принимаем  $e=0,4$  и  $Y=1,6$ . Определяем осевые составляющие от радиальных нагрузок:

$$S_I = 0,83 e F_{rI} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 90 = 30 \text{ кгс};$$

$$S_{II} = 0,83 e F_{rII} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 30 = 10 \text{ кгс}.$$

Для определения осевых нагрузок, действующих на каждый из подшипников, воспользуемся табл. 15. Поскольку  $S_I > S_{II}$ , а  $A > 0$ , то осевые нагрузки определяем по формулам этой таблицы:

$$F_{aI} = S_I = 30 \text{ кгс}; \quad F_{aII} = S_I + A = 30 + 225 = 255 \text{ кгс}.$$

Зная величины нагрузок, действующих на каждый из подшипников, и условия работы, определяем величины эквивалентных нагрузок.

Для подшипника I:  $F_{aI}=30$  кгс;  $F_{rI}=90$  кгс;  $X=0,4$ ;  $Y=1,6$ . Принимаем  $V=k_T=1$ ;  $k_6=1,2$ .

Поскольку  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{30}{90} = 0,3$  меньше  $e=0,4$ , то эквивалентную нагрузку для этого подшипника определяем по формуле

$$P = V k_6 k_T = 1,2 \cdot 90 = 108 \text{ кгс}.$$

Для подшипника II:  $F_a=255$  кгс;  $F_r=30$  кгс;  $X=0,4$ ;  $Y=1,6$ ;  $V=k_T=1$ ;  $k_6=1,2$ .

Учитывая, что  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{255}{30} = 8,5$  больше  $e=0,32$ , имеем

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T = (0,4 \cdot 30 + 1,6 \cdot 255) \cdot 1,2 = 504 \text{ кгс}.$$

Величину требуемой динамической грузоподъемности определяем по более нагруженной опоре:

$$C = L^{0,3} P = 280,5^{0,3} \cdot 504 = 2730 \text{ кгс};$$

причем величину  $L$  определяем по величине  $L_h$ :

$$L = \frac{60nL_h}{10^5} = \frac{60 \cdot 935 \cdot 5000}{10^5} = 280,5 \text{ млн. об.}$$

По величине динамической грузоподъемности выбираем конический подшипник 7206, для которого  $C=2980$  кгс;  $e=0,365$ ;  $Y=1,645$ . Для левой опоры принимаем такой же подшипник.

Производим уточненный расчет узла:

$$S_I = 0,83eF_{rI} = 0,83 \cdot 0,365 \cdot 90 = 27 \text{ кгс;}$$

$$S_{II} = 0,83eF_{rII} = 0,83 \cdot 0,365 \cdot 30 = 9 \text{ кгс;}$$

$$F_{aI} = S_I = 27 \text{ кгс;}$$

$$F_{aII} = S_I + A = 27 + 225 = 252 \text{ кгс.}$$

$\frac{F_{aII}}{F_{rII}} = \frac{252}{30} = 8,4$  больше  $e=0,365$ , поэтому эквивалентная нагрузка для подшипника II

$$P_{II} = (XVF_{rII} + YF_{aII}) k_6 k_T = (0,4 \cdot 30 + 1,645 \cdot 252) \cdot 1,2 = 512 \text{ кгс}$$

и его долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{0,3} \left(\frac{2980}{512}\right)^{0,3} = 354,7 \text{ млн. об.}$$

или

$$L_h = \frac{L 10^6}{60n} = \frac{354,7 \cdot 10^6}{60 \cdot 935} = 6323 \text{ ч,}$$

что несколько больше требуемой.

Ближайший подшипник меньшего типоразмера 7205 не обеспечивает требуемой долговечности, поэтому сохраняем выбранный подшипник 7206.

**Пример 14.** По условиям работы для вала редуктора требуется подобрать радиально-упорные шарикоподшипники. Радиальная нагрузка на первый подшипник  $F_{rI}=200$  кгс, на второй подшипник  $F_{rII}=300$  кгс (рис. 14).

Осевая нагрузка  $A=200$  кгс. Нагрузка действует с толчками; частота вращения вала  $n=2000$  в об/мин. Задано:  $L_h=7000$  ч;  $V=k_T=1$ ;  $k_6=1,5$ .

**Решение.** Определяем осевые составляющие, возникающие от радиальных нагрузок, по формулам

$$S_I = eF_{rI} \text{ и } S_{II} = eF_{rII}.$$

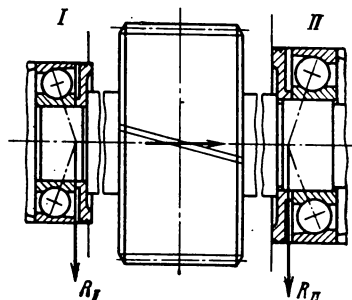


Рис. 14. Установка радиально-упорных шарикоподшипников на валу с косозубой шестерней

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha=26^\circ$ ;  $X=0,41$ ;  $Y=0,87$ ;  $e=0,68$ ;  $S_I=0,68 \cdot 200=136$  кгс;  $S_{II} = 0,68 \cdot 300=204$  кгс.

Далее, для определения суммарной осевой нагрузки на подшипники I и II воспользуемся табл. 15:

$$F_{aI} = S_I = 136 \text{ кгс};$$

$$F_{aII} = S_I + A = 136 + 200 = 336 \text{ кгс.}$$

Желаемая долговечность

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 2000 \cdot 7000}{10^6} = 840 \text{ млн. об.}$$

Определяем величину эквивалентной нагрузки для каждого подшипника и требуемую величину динамической грузоподъемности.

Подшипник I:  $F_r=200$  кгс;  $F_a=136$  кгс; отношение  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{136}{200} = 0,68$  равно  $e=0,68$ , поэтому

$$P = V k_6 k_T F_r = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ кгс}$$

и требуемая динамическая грузоподъемность

$$C = L^{1/P} P = 840^{1/3} \cdot 300 = 2830 \text{ кгс.}$$

Этой величине соответствует радиально-упорный шарикоподшипник средней серии 46208 с динамической грузоподъемностью  $C=2890$ .

Подшипник II:  $F_r=300$  кгс;  $F_a=336$  кгс;  $V=k_T=1$ ;  $k_6=1,5$ ; отношение  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{336}{300} = 1,12$  больше  $e=0,68$ , поэтому

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_6 k_T = (0,41 \cdot 300 + 0,87 \cdot 336) \cdot 1,5 = 623 \text{ кгс}$$

и требуемая динамическая грузоподъемность

$$C = L^{1/P} P = 840^{1/3} \cdot 623 = 5880 \text{ кгс.}$$

Выбираем подшипник 46214, у которого  $C=5910$ .

**Пример 15.** Подобрать подшипник для вала косозубого редуктора (рис. 15) по следующим данным:  $P=140$  кгс;  $A=20$  кгс;  $T=50$  кгс;  $d_d=46$  мм;  $n=920$  об/мин;  $L_h=10\,000$  ч;  $k_6=1,3$ ;  $V=k_T=1$ .

Расстояние между серединой шестерни и точками приложения радиальных реакций подшипников  $c=40$  мм;  $d=80$  мм.

**Решение.** Реакции опор I и II от силы A в вертикальной плоскости:

$$R_{AII} = (c + d) = A \frac{d_d}{2};$$

$$R_{AII} = R_{AI} = \frac{A d_d}{2(c + d)} = \frac{20 \cdot 46}{2(80 + 40)} = 3,8 \text{ кгс.}$$

Реакции в вертикальной плоскости от силы T:

$$R_{TI} = (c + d) - Td = 0;$$

$$R_{TII} = \frac{Td}{c + d} = \frac{50 \cdot 80}{80 + 40} = 33 \text{ кгс};$$

$$R_{TI} = T - R_{TII} = 17 \text{ кгс.}$$

Реакции от силы  $P$  в горизонтальной плоскости:

$$R_{P_{II}} = (c + d) - Pd = 0; \quad P_{P_{II}} = \frac{Pd}{c + d} = \\ = \frac{140 \cdot 80}{80 + 40} = 95 \text{ кгс}; \quad R_{P_I} = P - R_{P_{II}} = 140 - 95 = 45 \text{ кгс}.$$

Суммарные реакции от сил  $A$ ,  $T$  и  $P$ :

$$F_{r_{II}} = \sqrt{(R_{A_{II}} + R_{T_{II}})^2 + R_{P_{II}}^2} = \sqrt{(3,8 + 33)^2 + 95^2} = 102 \text{ кгс};$$

$$F_{r_I} = \sqrt{(R_{A_I} - R_{T_I})^2 + R_{P_I}^2} = \sqrt{(3,8 - 17)^2 + 45^2} = 50 \text{ кгс}.$$

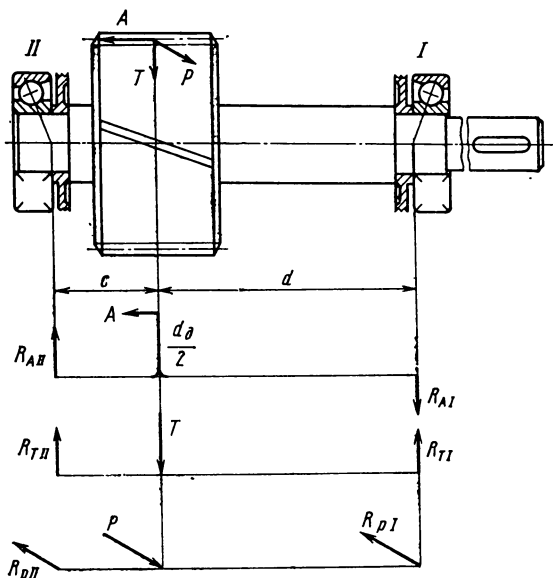


Рис. 15. Схема установки радиально-упорных шарикоподшипников на валу с косозубой шестерней

Проверим возможность установки радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$ . Для этого определяем величины осевых составляющих от радиальных нагрузок с помощью формулы (20), ориентируясь на подшипник 36308, для которого  $C_0 = 3340$  кгс.

Опора I:

$$\frac{F_{r_I}}{C_0} = \frac{50}{3340} = 0,015 \text{ и } S = 0,25 \cdot 50 = 13 \text{ кгс}.$$

Опора II:

$$\frac{F_{r_{II}}}{C_0} = \frac{102}{3340} = 0,031 \text{ и } S = 0,27 \cdot 102 = 28 \text{ кгс}.$$

Далее, пользуясь табл. 2, определяем осевые нагрузки, действующие на каждый из подшипников:

$$F_{aI} = S_I = 13 \text{ кгс};$$

$$F_{aII} = S_I + A = 13 + 20 = 33 \text{ кгс}.$$

Таким образом, мы имеем следующие нагрузки на подшипники: для опоры I

$$F_r = 50 \text{ кгс}; \quad F_a = 13 \text{ кгс};$$

для опоры II

$$F_r = 102 \text{ кгс}; \quad F_a = 33 \text{ кгс}.$$

По полученным величинам нагрузок выбираем подшипник для опоры II, как наиболее нагруженной. Судя по отношению

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{33}{105} = 0,31,$$

для этой опоры действительно пригоден подшипник с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$ .

Поскольку  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{33}{3340} = 0,010$ , то  $e = 0,30$ , а  $Y = 1,85$  и эквивалентная нагрузка при  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{33}{105} = 0,31 > e = 0,30$  равна

$$P = k_6(XF_r + YF_a) = 1,3(0,45 \cdot 102 + 1,85 \cdot 33) = 139 \text{ кгс},$$

а требуемая грузоподъемность

$$C = P \left( \frac{L_h 60n}{10^6} \right)^{1/3} = 139 \left( \frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 920}{10^6} \right)^{1/3} = 1140 \text{ кгс}.$$

Принимаем подшипник 36302, у которого  $C = 1040$  кгс;  $C_0 = 693$ . Производим поверочный расчет выбранного подшипника.

Определяем осевые составляющие от радиальных нагрузок: для опоры I:

$$\frac{F_r}{C_0} = \frac{50}{693} = 0,072; \quad S = 0,327 \cdot 50 = 16 \text{ кгс};$$

для опоры II:

$$\frac{F_r}{C_0} = \frac{102}{693} = 0,147; \quad S = 0,378 \cdot 102 = 39 \text{ кгс}.$$

Определяем осевые нагрузки на каждый из подшипников:

$$F_{aI} = S_I = 16 \text{ кгс};$$

$$F_{aII} = S_I + A = 16 + 20 = 36 \text{ кгс}.$$

Как и ранее, наиболее нагруженной является опора II. По ней ведем дальнейший расчет.

Поскольку  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{36}{693} = 0,052$ , то  $e = 0,37$ ,  $Y = 1,49$ .

Эквивалентная нагрузка

$$P = k_6(XF_r + YF_a) = 1,3(0,40 \cdot 102 + 1,49 \cdot 36) = 124 \text{ кгс}.$$

Долговечность

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{1040}{124}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 920} = 10\,700 \text{ ч}$$

близка к требуемой, поэтому оставляем выбранный подшипник 36302.

Проверим возможность установки однорядных радиально-упорных шарикоподшипников.

В этом случае правая опора должна быть плавающей. Выбираем подшипник для более нагруженной левой опоры. На нее действуют следующие нагрузки:  $F_r = 102$  кгс;  $F_a = 20$  кгс, откуда

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{20}{102},$$

что близко к минимальному значению  $e$  для радиальных подшипников.

Принимаем  $X=1$ ,  $Y=0$  и определяем эквивалентную нагрузку:

$$P = k_6 F_r = 1,3 \cdot 102 = 133 \text{ кгс.}$$

Требуемая грузоподъемность

$$C = P \left(\frac{L_h 60n}{10^6}\right)^{1/3} = 133 \left(\frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 920}{10^6}\right)^{1/3} = 1090 \text{ кгс.}$$

Выбираем подшипник 205, у которого  $C = 1100$  кгс;  $C_0 = 709$ . Проводим поверочный расчет этого подшипника:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{20}{709} = 0,030,$$

а  $e = 0,22$ , поэтому

$$P = k_6 F_r = 1,3 \cdot 102 = 133 \text{ кгс}$$

и долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{1100}{133}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 920} = 10\,300 \text{ ч.}$$

Кроме этого, данным условиям удовлетворяет также шарикоподшипник 303.

Учитывая, что габаритные размеры радиально-упорного шарикоподшипника 36302 меньше, чем эквивалентных по расчетной долговечности однорядных радиальных шарикоподшипников 205 и 303, рекомендуем установку первого подшипника.

При технологически обеспеченной соосности посадочных мест и возможности регулировки осевой игры установленных враспор радиально-упорных шарикоподшипников, их использование в данном узле предпочтительнее, так как этим обеспечивается более точная регулировка положения средней плоскости зацепления косозубой шестерни.

**Пример 16.** Подшипник коробки передач работает при режимах

$$\begin{aligned} R_1 &= 290 \text{ кгс}; & R_2 &= 150 \text{ кгс}; & R_3 &= 50 \text{ кгс}; \\ L_{h1} &= 600 \text{ ч}; & L_{h2} &= 900 \text{ ч}; & L_{h3} &= 1500 \text{ ч}; \\ n_1 &= 570 \text{ об/мин}; & n_2 &= 800 \text{ об/мин}; & n_3 &= 1700 \text{ об/мин}. \end{aligned}$$

Корректирующие коэффициенты  $V = 1,2$ ;  $k_6 = 1,4$ ;  $k_T = 1$ .  
Выбрать подшипник с диаметром отверстия  $d = 30$  мм.

*Решение.* Определяем долговечность подшипника при работе на каждом режиме:

$$L_1 = \frac{L_{hp} 60}{10^6} = \frac{600 \cdot 570 \cdot 60}{10^6} = 20,5 \text{ млн. об.};$$

$$L_2 = \frac{900 \cdot 800 \cdot 60}{10^6} = 43,2 \text{ млн. об.};$$

$$L_3 = \frac{1500 \cdot 1700 \cdot 60}{10^6} = 153,0 \text{ млн. об.}$$

Общая долговечность подшипника

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 20,5 + 43,2 + 153,0 = 216,7 \text{ млн. об.}$$

Эквивалентная нагрузка для каждого режима:

$$P_1 = R_1 V k_6 k_T = 290 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 487 \text{ кгс};$$

$$P_2 = 150 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 252 \text{ кгс};$$

$$P_3 = 50 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 84 \text{ кгс},$$

Определяем эквивалентную нагрузку:

$$Q_{\text{эkv}} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3}{L}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{487^3 \cdot 20,5 + 252^3 \cdot 43,2 + 84^3 \cdot 153,0}{216,7}} = 245 \text{ кгс.}$$

Желаемая динамическая грузоподъемность

$$C = L^{1/3} P = 216,7^{1/3} \cdot 245 = 1470 \text{ кгс.}$$

Найденному коэффициенту работоспособности и заданному диаметру цапфы вала  $d=30$  соответствует радиальный однорядный шарикоподшипник легкой серии 206 с динамической грузоподъемностью  $C=1530$  кгс.

**Пример 17.** Рассчитать грузоподъемность и долговечность четырехрядного конического роликоподшипника для цементной мельницы. В рассматриваемом подшипнике средний диаметр ролика  $D_w = 89,75$  мм; эффективная длина ролика  $l_{eff} = 117,3$  мм; число роликов в одном ряду  $z=41$ ; диаметр отверстия  $d=750$  мм; наружный диаметр  $D=1130$  мм; угол контакта  $\alpha=17^\circ 23'$ . Режим работы: радиальная нагрузка  $F_r=890$  тс; частота вращения  $n=3,27$  об/мин.

*Решение.* Статическую грузоподъемность определяем по формуле

$$C_0 = 2,2izl_{eff}D_w \cos \alpha = 2,2 \cdot 4 \cdot 41 \cdot 117,3 \cdot 89,75 \cdot 0,9543 =$$

$$= 3\,624\,800 \text{ кгс.}$$

Динамическая грузоподъемность

$$C = f_c (il_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_w^{29/27} =$$

$$= 7,39 (4 \cdot 117,3 \cdot 0,9543)^{7/9} \cdot 41^{3/4} \cdot 89,75^{29/27} = 1\,731\,700 \text{ кгс.}$$

По величине динамической грузоподъемности определяем долговечность подшипника

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^{10/3} = \left( \frac{1\,731\,700}{890\,000} \right)^{10/3} = 9,1 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность

$$[L_h] = \frac{10^6 \cdot 9,1}{60 \cdot 10} = 15,167 \text{ ч.}$$

Нами принято  $n = 10$  об/мин, поскольку методикой предусматривается выполнение расчетов при  $1 < n < 10$  об/мин по частоте вращения, равной 10 об/мин.

**Пример 18.** Определить предельную частоту вращения  $n$  радиального однорядного шарикоподшипника 406 размерами  $d \times D \times b = 30 \times 90 \times 23$  мм со штампованным змейковым стальным сепаратором при нагрузке, обеспечивающей  $L_h = 5000$  ч (при жидкой смазке).

*Решение.* Средний диаметр подшипника

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{30 + 90}{2} = 60 \text{ мм.}$$

По табл. 24

$$[d_m n] = 550\,000 \frac{\text{мм} \cdot \text{об}}{\text{мин}}.$$

Так как данный подшипник тяжелой серии, то из табл. 25 значение коэффициента серийности  $k_2 = 0,8$ .

Размерный коэффициент при  $d_m < 100$  мм (см рис. 4)  $k_1 = 1$ .

Нагрузочный коэффициент (см. рис. 5)  $k_3 \approx 0,97$ .

Предельная частота вращения

$$n = \frac{[d_m n] k_1 k_2 k_3}{d_m} = \frac{550\,000 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,97}{60} = 7000 \text{ об/мин.}$$

**Пример 19.** Определить предельную частоту вращения  $n$  роликоподшипника конического однорядного 7212 с размерами  $d \times D \times b \approx 60 \times 110 \times 28$  со штампованным чашечным стальным сепаратором при нагрузке, обеспечивающей  $L_h = 3500$  ч (для жидкой смазки).

*Решение.* Средний диаметр подшипника

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{60 + 110}{2} = 85 \text{ мм.}$$

По табл. 24  $[d_m n] = 350\,000 \frac{\text{мм} \cdot \text{об}}{\text{мин}}$ . Размерный коэффициент при  $d_m < 100$  мм (см. рис. 4)  $k_1 = 1$ .

Для легкой серии из табл. 25 значение коэффициента серийности  $k_2 = 1$ .

Нагрузочный коэффициент (см. рис. 5)  $k_3 \approx 0,95$ .

Предельная частота вращения

$$[n] = \frac{[d_m n] k_1 k_2 k_3}{d_m} = \frac{350\,000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95}{85} \approx 3900 \text{ об/мин.}$$

**Пример 20.** Определить предельную частоту вращения  $n$  шарикоподшипника радиально-упорного однорядного 36204 класса 5 раз-



мерах  $d \times D \times b = 20 \times 47 \times 14$  с массивным текстолитовым сепаратором при нагрузке, обеспечивающей  $L_h = 2000$  ч (при жидкой смазке).

*Решение.* Средний диаметр подшипника

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{20 + 47}{2} = 33,5 \text{ мм.}$$

По табл. 24  $[d_m n] = 1\,000\,000$  мм·об/мин.

Для легкой серии из табл. 25 значение коэффициента серийности  $k_2 = 1$

Размерный коэффициент при  $d_m < 100$  мм,  $k_1 = 1$  (см. рис. 4).

Нагрузочный коэффициент  $k_3 \approx 0,97$  (см. рис. 5).

Предельная частота вращения

$$n = \frac{[d_m n] k_1 k_2 k_3}{d_m} = \frac{1\,000\,000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,97}{33,5} = 29\,000 \text{ об/мин.}$$

**Пример 21.** Однорядный радиальный шарикоподшипник 205 воспринимает при  $n = 15\,000$  об/мин радиальную нагрузку  $F_r = 100$  кгс. Смазочное масло промышленное 12 или веретенное — 2. Рабочая температура подшипника  $t = 100^\circ\text{C}$ .

*Решение.* Величина параметра режима определяется по формуле (36):

$$\Lambda = k_0 \frac{0,125}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} d_m^{0,55} \nu P_0^{-0,15}.$$

Принимаем  $\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} = 0,125$ . Для подшипника 205

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{25 + 52}{2} = 38,5 \text{ мм; } k_0 = 70 \text{ (табл. 26).}$$

Поскольку осевая нагрузка отсутствует, то  $P = F_r$ . Параметр масла  $\nu = 1,5$  определяется по рис. 8 в зависимости от рабочей температуры  $t = 100^\circ\text{C}$ . Тогда  $\Lambda = 70 \cdot 38,5^{0,55} (38,5 \cdot 15\,000)^{0,75} \cdot 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot 100^{-0,15} = 8,2$ .

При этом значении  $\Lambda$  условия смазки подшипника будут удовлетворительными.

## СО Д Е Р Ж А Н И Е

Введение . . . . .	3
Принятые условные обозначения и размерности величин . . . . .	5
Динамическая грузоподъемность подшипников качения . . . . .	7
Выбор подшипников по динамической грузоподъемности . . . . .	13
Статическая грузоподъемность подшипников качения . . . . .	31
Выбор подшипников по статической грузоподъемности . . . . .	32
Оценка предельной быстроходности подшипников качения . . . . .	33
Методика проверки наличия гидродинамического режима смазки подшипника . . . . .	39
Примеры расчета . . . . .	41

Николай Александрович Спицын, Борис Александрович Яхин,  
Василий Никифорович Перегудов, Игорь Михайлович Забулонов.

### РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ СП РА В О Ч Н И К

Редактор издательства *Хухлин М. С.*  
Технический редактор *Л. Т. Зубко*  
Корректор *А. М. Усачева*  
Художник *В. Б. Торгашов*

---

Славо в набор 24/1 1974 г. Подписано к печати 20/V 1974 г.  
Т-09539 Формат 84 X 108<sup>1</sup>/<sub>32</sub> Бумага № 2 Усл.-печ. л. 2,94  
Уч.-изд. л. 3,6 Тираж 35 000 экз. Заказ 283 Цена 18 коп.

---

Издательство «Машиностроение», Москва, Б-78,  
1-й Басманный пер., д. 3.

---

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

18 коп.



МАШИНОСТРОЕНИЕ

---