

## 7. ПОДШИПНИКИ

### 7.1. Общие сведения

Различают подшипники скольжения и подшипники качения. По воспринимаемой нагрузке подшипники делят на радиальные, радиально-упорные и упорные.

С развитием промышленности по выпуску подшипников качения различных типоразмеров и назначения сократилось применение подшипников скольжения. Однако в ряде конструкций их применяют до сих пор: разъемные подшипники коленчатых валов автотракторных двигателей, зерноуборочных комбайнов и сельскохозяйственных машин; высокоскоростные подшипники молочных сепараторов; шаровые подшипники с малым углом поворота в рулевых тягах, шаровых шарнирах подвески колес легковых автомобилей и т.п.

Вкладыши подшипников скольжения изготавливают из баббитов на оловянной и свинцовой основах, из оловянных, свинцовых, кремниевых и алюминиевых бронз. Применяют чугунные или бронзовые вкладыши с баббитовой заливкой, а также вкладыши из древеснослоистых пластиков (ДСП), текстолита, текстолокнита, полиамидов (капрон, нейлон), фторопластов.

Для некоторых подшипников скольжения корпуса, втулки и вкладыши нормализованы (ГОСТ 11521-82, 11525-82 и 11607...11610-82).

У подшипников качения шарики, ролики и кольца изготавливают из сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А. Сепараторы выполняют из мягкой углеродистой стали, латуни, бронзы, алюминиевых сплавов.

### 7.2. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения работают в режимах полусухого, полужидкого и жидкостного трения. От условий режима работы зависит и методика их расчета.

#### *Расчет радиальных подшипников полусухого и полужидкостного трения*

Тихоходные подшипники и подшипники, работающие кратковременно с перерывами, рассчитывают по условному среднему давлению между цапфой (шейкой) и вкладышем подшипника:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p] \quad , \quad (7.1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $d$  – диаметр цапфы, мм;  $l$  – длина цапфы, мм;  $[p]$  – допустимое давление, МПа.

Подшипники средней быстроходности рассчитывают по двум параметрам: условному давлению (7.1) и произведению этого давления на окружную скорость  $V$  скольжения цапфы, то есть  $pV$ .

Произведение  $pV$  представляет собой удельную мощность сил трения и оказывает основное влияние на износ и нагрев. Размерность величины  $pV$ : МПа·мм/с.

Из выражений

$$V = \omega d / 2 = \pi dn / 60 \quad , \quad (7.2)$$

$$p = \frac{F_r}{dl} \quad (7.3)$$

получим

$$pV = \frac{F_r \omega}{2l} = \frac{\pi n F_r}{60l} \quad , \quad (7.4)$$

где  $\omega$  – угловая скорость цапфы,  $c^{-1}$ ;  $n$  – частота вращения,  $мин^{-1}$ ;  $pV$  – удельная мощность трения, МПа·мм/с.

Допускаемые  $[p]$  и  $[pv]$  значения зависят от предельной скорости  $V$  и материала вкладыша. Их выбирают по таблице 7.1.

Таблица 7.1

**Допускаемые значения  $[p]$  и  $[pV]$  в зависимости от предельной скорости**

Материал вкладыша	$V$ , мм/с, не более	$[p]$ , МПа	$[pV]$ , МПа·мм/с
Чугун серый СЧ36	500	4	-
	1000	2	-
Чугун антифрикционный:			
АЧК-1	5000	0,5	2500
АЧК-2	1000	12	12000
Бронза:			
БрОФ10-1	10000	15	15000
БрАЖ9-4	4000	15	12000
Латунь ЛКС80-3-3	2000	12	10000
Баббит:			
Б16	12000	15	10000
Б6	6000	5	5000
Металлокерамики:			
бронзографит	2000	4	-
Железографит	2000	5,5	-
Капрон Ак = 7	4000	14	15000
Пластифицированная древесина	1000	10	-
Резина (смазывание водой)	-	2...6	-

Диаметр цапфы принимают по результатам расчета вала на прочность, а длина цапфы зависит от ее диаметра.

$$l = \varphi d . \quad (7.5)$$

В большинстве случаев  $\varphi = 0,5...1,2$ , в самоустанавливающихся подшипниках  $\varphi \geq 2$ , в коротких подшипниках  $\varphi = 0,3...0,5$ .

**Расчет радиальных подшипников жидкостного трения**

Расчет основан на гидродинамической теории смазки, основоположником которой является Н.П. Петров (1883).

Теоретические решения довольно сложны и базируются на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу.

Работа подшипника скольжения в условиях полужидкостного и жидкостного трения может быть проиллюстрирована схемой на рис. 7.1.

При отсутствии вращения ( $\omega = 0$ ) цапфа под действием радиальной силы прижимается к нижней части вкладыша (см. рис. 7.1,а). Вращение вала ( $\omega > 0$ ) вызывает всплытие цапфы в масле (см. рис. 7.1,б) и смещение в сторону вращения. С увеличением угловой скорости толщина разделяющего масляного слоя  $h_{\min}$  увеличивается, а центр цапфы сближается с центром вкладыша. Но полного совпадения быть не может, так как в этом случае не будет клинового зазора как основного условия режима жидкостного трения.

Следует иметь в виду, что толщина масляного слоя уменьшается с увеличением угловой скорости и вязкости масла.

На основании гидродинамической теории смазки для режима жидкостного трения радиальная нагрузка на подшипник определяется:

$$F = \frac{\mu \omega l d \Phi}{\psi^2}, \quad (7.6)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость, МПа·с;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $l$  – длина цапфы, мм;  $d$  – диаметр цапфы, мм;  $\Phi$  – коэффициент нагруженности;  $\psi$  – относительный зазор.

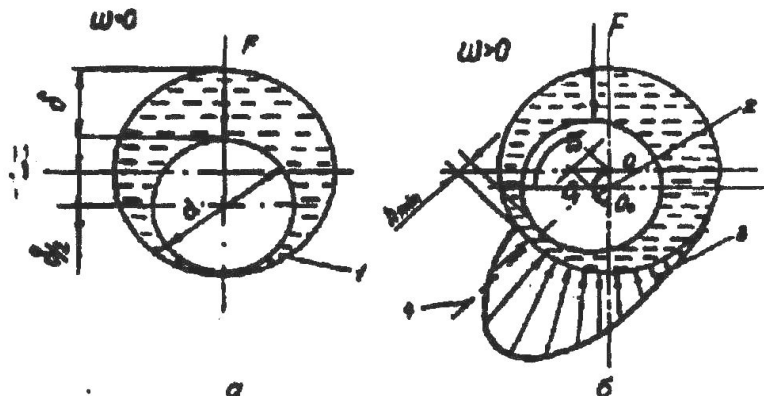


Рис. 7.1. Схема работы подшипника скольжения: 1 – клиновой зазор; 2 – путь центра цапфы при увеличении скорости вращения вала; 3 – эпюра давления в масляном слое; 4 – линия центров

Из формулы (7.6) можно определить коэффициент нагруженности:

$$\Phi = \frac{F \psi^2}{\mu \omega l d} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}. \quad (7.7)$$

Отношение  $l/d$  необходимо задавать, сопоставляя с таблицей 7.1 и учитывая, что  $p = F/(ld)$ . Обычно  $l/d = 0,5 \dots 1$ . Короткие подшипники ( $l/d < 0,4$ ) обладают малой грузоподъемностью. Длинные подшипники ( $l/d > 1$ ) требуют повышенной точности изготовления и жесткости валов.

Относительный зазор  $\psi = s/d$  (здесь  $s = D - d$  – диаметральный зазор;  $D$  – диаметр вкладыша;  $d$  – диаметр цапфы). Относительный зазор может быть определен по эмпирической формуле

$$\psi = \frac{V^{0,25}}{7040}, \quad (7.8)$$

где  $V$  – окружная скорость цапфы, мм/с.

Динамическую вязкость выбирают в зависимости от сорта масла и рабочей температуры по графику (рис. 7.2).

Определив коэффициент нагруженности  $\Phi$ , по графику на рисунке 7.3 находят относительный эксцентриситет:

$$x = \frac{e}{0,5s},$$

где  $e$  – эксцентриситет цапфы при данной нагрузке.

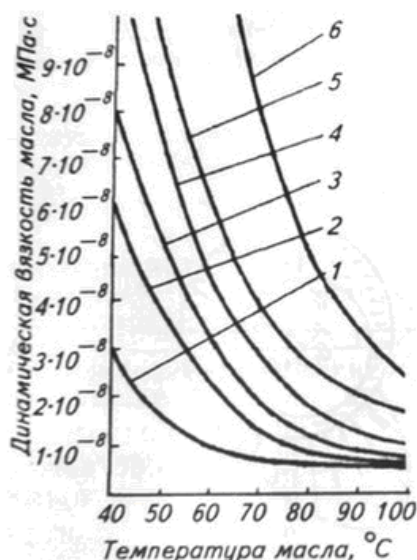


Рис. 7.2. График для выбора динамической вязкости масла: 1 – индустриальное 20; 2 – индустриальное 45; 3 – машинное; 4 – Автол 10; 5 – дизельное Т

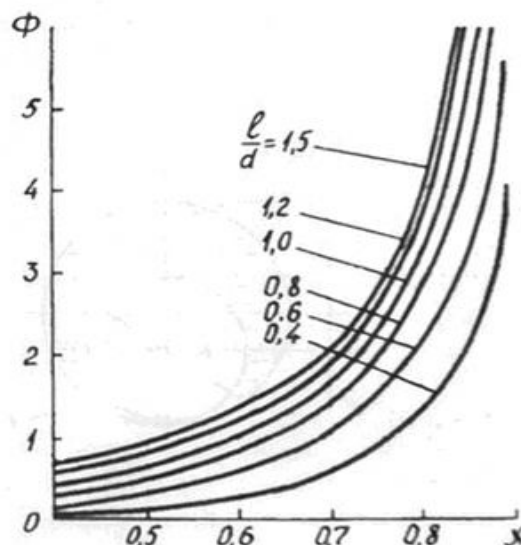


Рис. 7.3. График для определения относительного эксцентриситета  $x$  в зависимости от  $l/d$

Толщина масляного слоя в подшипнике при режиме жидкостного трения:

$$h_{min} = 0,5\psi d(1-x). \quad (7.9)$$

Нарушение режима жидкостного трения будет при

$$h_{кр} = Rz_{ц} + Rz_{в}, \quad (7.10)$$

где  $Rz_{ц}$  и  $Rz_{в}$  – шероховатости поверхностей соответственно цапфы и вкладыша, мм.

На практике поверхность цапфы рекомендуется обрабатывать до шероховатости не ниже 3,2 мкм, а вкладыша – не ниже 6,3 мкм (соответственно 0,0032 и 0,0063 мм).

Запас надежности работы подшипника по толщине масляного слоя:

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq [k] = 2. \quad (7.11)$$

Методику и порядок расчета подшипников жидкостного трения рассмотрим на примерах 1–3.

**Пример 1.** Рассчитать подшипники скольжения для выходного вала ручной тали, работающего в условиях полусухого трения. Грузоподъемность 1 т, расстояние от грузоподъемной звездочки до подшипника  $a = 50$  мм, расстояние между подшипниками  $b = 200$  мм, диаметр выходного вала  $d = 35$  мм.

Сила тяжести от груза  $F_r = mg = 1000 \cdot 9,8 = 9800H$ . Нагрузка на наиболее нагруженный подшипник  $F_n = F_r(a+b)/b = 9800(50+200)/200 = 12250H$ . По формуле (7.5) с учетом

$\varphi = 0,8$  находим  $l = 0,8 \cdot 35 = 28$  мм. По формуле (7.1)  $p = \frac{12250}{35 \cdot 28} = 12,5$  МПа. По таблице (7.1)

для чугуна АЧВ-2  $[p] = 12$  МПа, для бронзы БрОФ10-1  $[p] = 15$  МПа. Поскольку для ручной тали  $V < 1$  м/с, то можно принять выбранный чугун, увеличив  $l$  до 30 мм.

**Пример 2.** Рассчитать подшипник скольжения промежуточного вала молочного сепаратора с ручным приводом, работающего в условиях полужидкостного трения. Нагрузка на подшипник  $F_r = 50 \text{ Н}$ , частота вращения  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ , диаметр вала  $d = 12 \text{ мм}$ .

По формуле (7.5) при  $\varphi = 0,3$  получаем  $l = 0,3 \cdot 12 = 3,6 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм}$ .

По формуле (7.3) находим  $p = \frac{50}{12 \cdot 4} = 1,04 \text{ МПа}$ .

Угловая скорость  $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 500 / 30 = 52,3 \text{ рад/с}$ .

По формуле (7.4)  $pV = 50 \cdot 52,3 / (2 \cdot 4) = 327 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ .

По формуле (7.2)  $V = 52,3 \cdot 12 / 2 = 314 \text{ мм/с}$ .

По таблице (7.1) принимаем бронзу АЖ9-4, у которой допустимые значения  $V = 4000 \text{ мм/с}$ ,  $[p] = 15 \text{ МПа}$ ,  $[pV] = 12000 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ .

**Пример 3.** Рассчитать коренной подшипник скольжения коленчатого вала автотракторного двигателя при условии жидкостного трения. Нагрузка на подшипник  $F = 8000 \text{ Н}$ , частота вращения  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $\omega = 209 \text{ рад/с}$ ), диаметр шейки  $d = 70 \text{ мм}$ . Масло – Автол 10. Температура  $80^\circ\text{C}$ .

По формуле (7.5) при  $\varphi = 1,2$  находим  $l = 1,2 \cdot 70 = 84 \approx 85 \text{ мм}$ . По формуле (7.2) вычисляем скорость  $V = 209 \cdot 70 / 2 = 7315 \text{ мм/с}$ .

По формуле (7.1)

$$p = \frac{8000}{70 \cdot 85} = 1,34 \text{ МПа}.$$

По формуле (7.4)

$$pV = \frac{8000 \cdot 209}{2 \cdot 85} = 9835 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}.$$

По таблице 7.1 выбираем баббит Б16 с параметрами:

$V = 12000 \text{ мм/с}$ ,  $[p] = 15 \text{ МПа}$ ,  $[pV] = 10000 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ . По графику на рисунке 7.2

для  $t = 80^\circ\text{C}$  и Автола 10  $\mu = 1,8 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}$ .

По формуле (7.8)  $\psi = 7315^{0,25} / 7040 = 0,0013$ . По формуле (7.7)

$$\Phi = \frac{1,34 \cdot 0,0013^2}{1,8 \cdot 10^{-8} \cdot 209} = 0,6.$$

По графику на рисунке 7.3  $\chi = 0,2$ . По формуле (7.7)  $h_{\min} = 0,5 \cdot 0,0013 \cdot 70(1 - 0,2) = 0,036 \text{ мм}$ .

По формуле (7.10)  $h_{кр} = 0,0032 + 0,0063 = 0,0095 \text{ мм}$ . По формуле (7.11)  $k = 0,036 / 0,0095 = 3,8$ , что больше 2.

### 7.3. Подшипники качения

#### 7.3.1. Классификация подшипников

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

*по направлению действия воспринимаемой нагрузки* – радиальные (воспринимают преимущественно радиальную нагрузку), упорные (воспринимают преимущественно осевую нагрузку) и радиально-упорные (воспринимают комбинированную нагрузку, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка); упорно-радиальные (воспринимают в основном осевую нагрузку);

*по форме тел качения* – шариковые и роликовые. Ролики могут быть короткие цилиндрические и длинные цилиндрические, витые, игольчатые, конические и сферические;

*по числу рядов тел качения* – одно-, двух-, четырех- и многорядные;

*по основным конструктивным признакам* – самоустанавливающиеся, несамонастраиваемые, с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца, одинарные, двойные, сдвоенные, строенные, счетверенные и т.д.

#### 7.3.2. Условные обозначения

Основное условное обозначение, дополнительные знаки и знак завода изготовителя указывают на торцах колец подшипника (рис. 7.4). Основное условное обозначение подшипника чаще всего состоит из трех цифр (при максимальном числе цифр до семи) и характеризует его внутренний диаметр, серию, тип и конструктивную разновидность. Для подшипников с внутренним диаметром 20...495 мм (за исключением радиально-упорных шариковых со съемным наружным кольцом) две первые цифры справа, умноженные на пять, дают внутренний диаметр в миллиметрах.

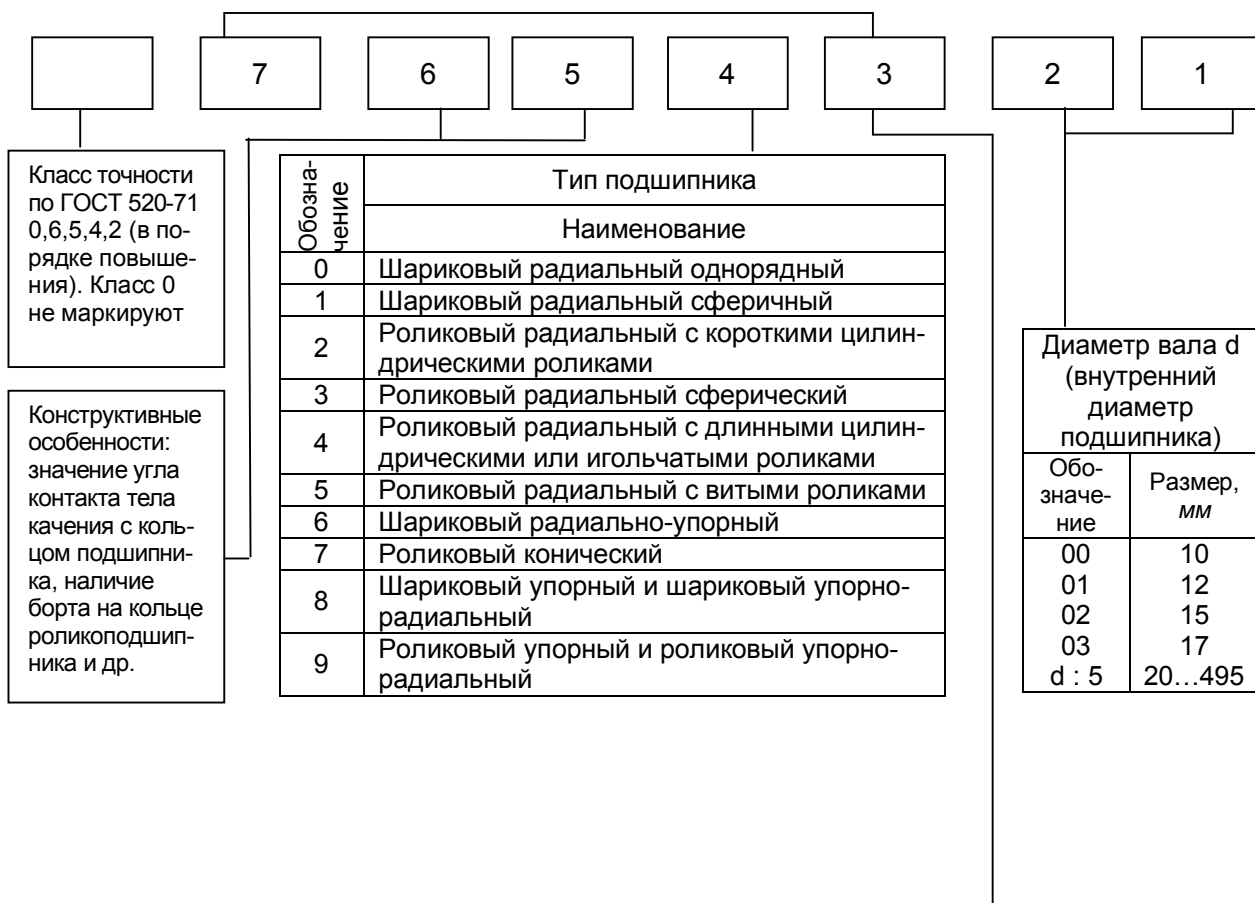
Справа от основного обозначения могут быть буквенные знаки. Например, буква Е для сепаратора из пластмассы, буква Р для деталей подшипников из термостойких сталей, буква Ю для деталей из нержавеющей стали. Конструктивные особенности обозначают буквой К с цифрами. Буквы Т, Т1...Т6 указывают на специальную термообработку (температура 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450°C).

#### 7.3.3. Характеристика подшипников

Отечественная промышленность выпускает подшипники качения свыше 1000 типоразмеров с наружными диаметрами от 1 до 3000 мм.

По радиальным габаритным размерам подшипники бывают сверхлегкими (две серии), особо легкими (две серии), легкими, средними и тяжелыми (семь серий), а по ширине – узкими, нормальными, широкими и особо широкими.

В таблицах 7.2–7.7 приведены данные некоторых видов подшипников, которые могут быть использованы студентами при выполнении курсового проекта по деталям машин, а также по другим дисциплинам. В таблицах использованы следующие условные обозначения:  $d$  – внутренний диаметр;  $D$  – наружный диаметр;  $B$  – ширина (для радиально-упорных подшипников:  $B$  – ширина внутренней обоймы;  $T$  – ширина подшипника);  $H$  – высота упорного подшипника;  $\alpha$  – угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника (для конических подшипников – угол наклона образующей конуса наружной обоймы к оси подшипника);  $n$  – наибольшая частота вращения при жидком смазочном материале (при консистентной смазке  $n$  уменьшают на 20%);  $C_0$  – статическая грузоподъемность;  $C$  – динамическая грузоподъемность;  $m$  – масса подшипника.



Серия подшипника				
Обозначение			Характеристика	
3-я цифра	7-я цифра	Пример	по наружному диаметру (3-я цифра справа)	по ширине (7-я цифра справа)
1	7	7000100	Особо легкая	Узкая
1	0	100	То же	Нормальная
1	2	2002100	"	Широкая
1	3	3003100	"	Особо широкая
1	4	4024100	"	То же
1	5	5004100	"	>>
1	6	6002100	"	>>
2	8	2000200	Легкая	Особо широкая
2	0	200	"	Узкая
2	1	1000200	"	Нормальная
5	0	2500	"	Широкая
2	3	3003200	"	Особо широкая
2	4	4004200	"	То же
3	8	800300	Средняя	Особо узкая
3	0	300	"	Узкая
3	1	1002300	"	Нормальная
6	0	3600	"	Широкая
3	3	3056300	"	Особо широкая
4	0	400	Тяжелая	Узкая
4	2	32410	"	Широкая

Рис. 7.4. Условные обозначения подшипников качения

Размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников  
(ГОСТ 8338-75) (рис. 6.5,а)

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , н	<i>C<sub>0</sub></i> , н	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
100	10	26	8	3600	2000	31500	0,019
101	12	28	8	4000	2270	25000	0,022
104	20	42	12	7360	4540	16000	0,07
105	25	47	12	7900	5040	12500	0,08
106	30	55	13	10400	7020	12500	0,12
107	35	62	14	12500	8660	10000	0,16
108	40	68	15	13200	9450	10000	0,19
109	45	75	16	16500	12400	10000	0,24
110	50	80	16	18300	12600	8000	0,25
111	55	90	18	22000	17300	8000	0,39
112	60	95	18	24100	18300	6300	0,41
113	65	100	18	28000	20000	6300	0,45
114	70	110	20	3030	24600	6300	0,6
115	75	115	20	34100	28600	6300	0,66
116	80	125	22	37400	31900	5000	0,85
117	85	130	22	39100	33900	5000	0,91
118	90	140	24	40800	34700	4000	1,2
119	95	145	24	41100	35700	4000	1,24
120	100	150	24	42300	38300	4000	1,29
<i>Легкая серия</i>							
200	10	30	9	4690	2660	25000	0,03
201	12	32	10	4780	2700	25000	0,037
202	15	35	11	5970	3540	20000	0,045
203	17	40	12	7520	4470	20000	0,06
204	20	47	14	10000	6300	16000	0,1
205	25	52	15	11000	7090	12500	0,12
206	30	62	16	15300	10200	12500	0,2
207	35	72	17	20100	13900	10000	0,29
208	40	80	18	23600	16100	8000	0,36
209	45	85	19	25700	18100	8000	0,41
210	50	90	20	27500	20200	8000	0,47
211	55	100	21	34000	25600	6300	0,6
212	60	110	22	41100	31500	6300	0,8
213	65	120	23	44900	34700	6300	0,98
214	70	125	24	48800	38100	5000	1,08
215	75	130	25	51900	41900	5000	1,18
216	80	140	26	57000	45400	5000	1,4
217	85	150	28	65400	54100	5000	1,8
218	90	160	30	75300	61700	4000	2,2
219	95	170	32	85300	70900	4000	2,7
220	100	180	34	95800	80600	4000	3,2
<i>Средняя серия</i>							
300	10	35	11	6360	3830	25000	0,05
301	12	37	12	7630	4730	20000	0,06
302	15	42	13	8900	5510	20000	0,08
303	17	47	14	10900	6800	16000	0,11
304	20	52	15	12500	7940	16000	0,14
305	25	62	17	17600	11600	12500	0,23
306	30	72	19	22000	15100	10000	0,34
307	35	80	21	26200	17900	10000	0,44
308	40	90	23	31900	22700	8000	0,63



Окончание табл. 7.2

1	2	3	4	5	6	7	8
309	45	100	25	37800	26700	8000	0,83
310	50	110	27	48500	36300	6300	1,08
311	55	120	29	56000	42600	6300	1,35
312	60	130	31	64100	49400	5000	1,7
313	65	140	33	72700	56700	5000	2,11
314	70	150	35	81700	64500	5000	2,6
315	75	160	37	89000	72800	4000	3,1
316	80	170	39	96500	81700	4000	3,6
317	85	180	41	104000	91000	4000	4,3
318	90	190	43	112000	101000	4000	5,1
319	95	200	45	120000	111000	3150	5,7
320	100	215	47	136000	133000	3150	7
<i>Тяжелая серия</i>							
403	17	62	17	17800	12100	12500	0,27
403	25	80	21	29200	20800	10000	0,5
406	30	90	23	37200	27200	8000	0,72
407	35	100	25	43600	31900	8000	0,93
408	40	110	27	50300	37000	6300	1,2
409	45	120	29	60400	46400	6300	1,52
410	50	130	31	68500	53000	5000	1,91
411	55	140	33	78700	63700	5000	2,3
412	60	150	35	85600	71400	4000	2,8
413	65	160	37	92600	79600	4000	3,4
414	70	180	42	113000	107000	4000	5,3
416	80	200	48	128000	121000	3150	7
417	85	210	52	136000	132000	3150	8

Таблица 7.3

**Размеры и параметры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников  
(ГОСТ 831-75) (рис. 6.5,г)**

Для типов 36000 -  $\alpha = 12^\circ$ ; 46000 -  $\alpha = 26^\circ$ ; 66000 -  $\alpha = 36^\circ$

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , н	$C_0$ , н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
36100	10	26	8	4170	2500	40000	0,03
36101	12	28	8	4270	2600	40000	0,033
36103	17	35	10	5710	3580	25000	0,04
36104	20	42	12	8300	5420	20000	0,068
46106	30	55	13	11200	8030	12500	0,18
46108	40	68	15	14600	11300	10000	0,22
46109	45	75	16	17300	13700	10000	0,28
46111	55	90	18	25200	21500	8000	0,38
46112	60	95	18	28800	25000	8000	0,48
46114	70	110	20	35600	32500	6300	0,72
46115	75	115	20	38300	35000	6300	0,78
46116	80	125	22	43200	40900	6300	0,9
46117	85	130	22	45300	43000	5000	1,04
46118	90	140	24	47400	45900	5000	1,43
46120	100	150	24	50200	48500	5000	1,56
<i>Легкая серия</i>							
36201	12	32	10	5380	3400	31500	0,04
36202	15	35	11	6380	3900	25000	0,45

1	2	3	4	5	6	7	8
46202	13	35	11	6070	3580	20000	0,045
36203	17	40	12	9430	6240	25000	0,06
46203	17	40	12	9000	5730	20000	0,06
36204	20	47	14	12300	8470	20000	0,1
46204	20	47	14	11600	7790	16000	0,1
36205	25	52	15	15100	9240	16000	0,12
46205	25	52	15	12400	8500	12500	0,12
36206	30	62	16	18200	13300	12500	0,19
46206	30	62	16	17200	12200	10000	0,19
36207	35	72	17	24000	18100	12500	0,27
46207	35	72	17	22700	16600	10000	0,27
36208	40	80	18	30600	23700	10000	0,37
46208	40	80	18	28900	20500	8000	0,37
36209	45	85	19	32300	25600	10000	0,42
46209	45	85	19	30400	23600	8000	0,42
36210	50	90	20	35900	27600	8000	0,47
46210	50	90	20	31800	25400	8000	0,47
36211	55	100	21	41900	34900	8000	0,58
46211	55	100	21	39400	32100	6300	0,58
36212	60	110	22	48200	40100	6300	0,77
46212	60	110	22	45400	36800	6300	0,77
36213	65	120	23	54400	46800	6300	0,98
46214	70	125	24	63000	55900	6300	1,04
46214	70	125	24	59100	51400	5000	1,04
46215	75	130	25	61500	54800	5000	1,39
36216	80	140	26	73500	66600	5000	1,68
46216	80	140	26	68900	61200	5000	1,68
36217	85	150	28	79000	72200	5000	1,8
46217	85	150	28	74000	66400	4000	1,8
36218	90	160	30	92800	84600	4000	2,2
46218	90	160	30	87100	77700	4000	2,2
36219	95	170	32	110000	104000	4000	2,6
36220	100	180	34	124000	118000	4000	3,2
46220	100	180	34	116000	109000	4000	3,2
<i>Средняя серия</i>							
46303	17	47	14	12600	8150	16000	0,11
46304	20	52	15	14000	9170	16000	0,17
46305	25	62	17	21100	14900	10000	0,23
46306	30	72	19	25600	18700	10000	0,35
46307	35	80	21	33400	25200	8000	0,44
46308	40	90	23	39200	30700	8000	0,63
46309	45	100	25	48100	37700	6300	0,83
46310	50	110	27	56300	44800	6300	1,08
46311	55	120	29	68900	57400	6300	1,7
66311	55	120	29	60600	47400	5000	1,45
46312	60	130	31	78800	66600	6300	1,71
46313	65	140	33	89000	76400	5000	2,09
46314	70	150	35	100000	87000	4000	3,3
66314	70	150	35	93300	78300	4000	3,1
46318	90	190	43	129000	125000	3150	5
46320	100	215	47	167000	160000	3150	8,14
<i>Тяжелая серия</i>							
66406	30	90	23	38400	28100	6300	0,77
66407	35	100	25	45400	33700	6300	1,05
66408	40	110	27	52700	38800	5000	1,37
66409	45	120	29	64000	48200	5000	1,75
66410	50	130	31	77600	61200	3150	2,17
66412	60	150	35	98000	81000	2500	3,52
66414	70	180	42	119000	111000	1600	5,7
66418	90	225	54	163000	152000	1250	12

Размеры и параметры шариковых радиальных двухрядных сферических подшипников с цилиндрическим отверстием (ГОСТ 5720-75) (рис. 6.5,6)

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$\alpha$ , град	$C$ , Н	$C_0$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Легкая серия</i>								
1200	10	30	9	12	4240	1360	25000	0,033
1201	12	32	10	13	4330	1510	25000	0,04
1202	15	35	11	12	5790	2050	20000	0,05
1203	17	40	12	12	6130	2470	20000	0,07
1204	20	47	14	10	7720	3240	16000	0,12
1205	25	52	15	10	9440	4100	16000	0,14
1206	30	62	16	9	12200	5920	12500	0,22
1207	35	72	17	9	12300	6780	10000	0,32
1208	40	80	18	8	15100	8720	10000	0,42
1209	45	85	19	8	17000	9770	8000	0,47
1210	50	90	20	8	17700	11000	8000	0,53
1211	55	100	21	7	21000	13600	6300	0,71
1212	60	110	22	7	23800	15800	6300	0,88
1213	65	120	23	6	24400	17500	6300	1,15
1214	70	125	24	7	27000	19100	5000	1,26
1215	75	130	25	7	30500	21800	5000	1,36
1216	80	140	26	6	31400	24000	5000	1,67
1217	85	150	28	6	38700	29000	4000	2,1
1218	90	160	30	6	44700	32400	4000	2,5
1220	100	180	34	7	54400	41200	4000	3,7
<i>Легкая широкая серия</i>								
1500	10	30	14	14	6020	1730	25000	0,04
1506	30	62	20	15	11900	5810	10000	0,26
1507	35	72	23	14	16900	8380	10000	0,4
1508	40	80	23	13	17500	9640	8000	0,51
1509	45	85	23	12	18200	10900	8000	0,55
1510	50	90	23	11	19200	11500	6300	0,59
1515	75	130	31	10	34900	24500	4000	1,75
1516	80	140	33	10	38300	27400	4000	2
1517	85	150	36	10	45700	32100	3150	2,5
<i>Средняя серия</i>								
1300	10	35	11	12	5690	1840	20000	0,06
1301	12	37	12	13	7390	2400	20000	0,07
1302	15	42	13	13	8370	2680	16000	0,09
1303	17	47	14	12	9730	3730	16000	0,13
1304	20	52	15	11	10760	4090	12500	0,16
1305	25	62	17	11	14100	6120	10000	0,26
1306	30	72	19	10	16800	7900	10000	0,39
1307	35	80	21	9	20000	10000	8000	0,5
1308	40	90	23	10	23300	12400	8000	0,7
1309	45	100	25	9	30000	16200	6300	0,96
1310	50	110	27	9	34100	19800	6300	1,21
1311	55	120	29	9	40600	22900	5000	1,58
1312	60	130	31	9	45800	26100	5000	1,96
1313	65	140	33	9	49200	29900	5000	2,5
1314	70	150	35	8	58600	35900	4000	3
1315	75	160	37	8	62400	39100	4000	3,6
1316	80	170	39	8	£9900	43000	4000	4,3
1317	85	180	41	8	77200	49500	4000	5,1
1318	90	190	43	8	91800	57200	3150	5,7
1320	100	215	47	9	113000	73400	3150	8,3

**Подшипники**

Окончание табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Средняя широкая серия</i>								
1605	25	62	24	17	18900	7600	10000	0,34
1606	30	72	27	16	24400	10200	10000	0,5
1607	35	80	31	17	30500	13000	8000	0,68
1608	40	90	33	16	34900	16000	6300	0,93
1609	45	100	36	16	42300	19800	6300	1,23
1610	50	110	40	16	50000	23900	6300	1,64
1611	55	120	43	15	58600	28600	5000	2,1
1612	60	130	46	15	67700	33600	5000	2,6
1613	65	140	48	14	75300	39300	4000	3,2
1614	70	150	51	14	85700	45400	4000	3,92
1616	80	170	58	14	107000	58800	3150	6,1

Таблица 7.5

**Размеры и параметры шариковых упорных однорядных подшипников  
(ГОСТ 6874-71) (рис. 6.5,е)**

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , н	<i>C<sub>0</sub></i> , н	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
8100	10	24	9	6580	11300	8000	0,02
8101	12	26	9	6970	12500	8000	0,022
8102	15	28	9	7430	13600	8000	0,024
8103	17	30	9	8220	15900	6300	0,03
8104	20	35	10	11000	21600	6300	0,04
8105	25	42	11	12500	26200	6300	0,06
8106	30	47	11	13800	29300	5000	0,07
8107	35	52	12	16800	37200	5000	0,084
8108	40	60	13	23000	51000	5000	0,12
8109	45	85	14	24300	56100	4000	0,15
8110	50	70	14	25700	61200	4000	0,16
8111	55	78	16	34200	83000	4000	0,24
8112	60	85	17	37500	91500	3150	0,29
8113	65	90	18	42800	104000	3150	0,34
8114	70	95	18	46000	113000	3150	0,36
8115	75	100	19	47400	118000	2500	0,42
8116	80	105	19	48700	122000	2500	0,44
8117	85	110	19	50000	132000	2500	0,46
8118	90	120	22	61800	161000	2500	0,68
8120	100	135	25	81600	218000	2000	1
<i>Легкая серия</i>							
8201	12	26	11	8680	15400	6300	0,034
8202	15	32	12	9870	18600	6300	0,041
8204	20	40	14	15800	30600	5000	0,08
8205	25	47	15	20400	41000	5000	0,12
8206	30	52	16	23000	47200	4000	0,14
8207	35	62	18	31600	68000	4000	0,22
8208	40	68	19	37500	79900	3150	0,27
8209	45	73	20	39500	90500	3150	0,32
8210	50	78	22	46000	105000	3150	0,39
8211	55	90	25	56600	129000	2500	0,61
8212	60	9A	26	58600	155000	2500	0,69
8213	65	100	27	65800	159000	2500	0,5
8214	70	105	27	67800	163000	2500	0,8
8215	75	110	27	68400	169000	2000	0,86
8216	80	150	28	76300	191000	2000	0,95
8217	85	125	31	94700	239000	2000	1,3
8218	90	135	35	112000	290000	1600	1,86
8220	100	150	38	132000	335000	1600	2,4

1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Средняя серия</i>							
8305	25	52	18	25700	49900	4000	0,18
8306	30	60	21	32900	67900	3150	0,27
8307	35	68	24	40800	85000	3150	0,39
8308	40	78	26	51300	1090001	2500	0,55
8309	45	85	28	59200	3300016	2500	0,69
8310	50	93	31	71000	4000217	2500	1
8311	55	105	35	92100	000	2000	1,34
8312	60	110	35	98100	2370002	2000	1,43
8313	65	115	36	104000	5400029	2000	1,57
8314	70	125	40	120000	8000346	1600	2,1
8315	75	135	44	138000	0003960	1600	2,7
8316	10	140	44	158000	0045200	1600	2,8
8311	90	155	50	171000	0490000	1250	3,9
8320	100	170	55	184000		1250	5,1

Таблица 7.6

**Размеры и параметры роликовых радиальных однорядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328 – 75) (рис. 6.5,в)**

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , н	<i>C<sub>0</sub></i> , н	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Легкая серия</i>							
2202 12202 32202 42202	15	35	11	5630	3080	20000	0,05
2203 12203 32203 42203	17	40	12	9720	6050	16000	0,07
2204 12204 32204 42204	20	47	14	11900	7380	16000	0,13
2205 12205 32205 42205	25	52	15	13400	8610	12500	0,15
2206 12206 32206 42206	30	62	16	17300	11400	12500	0,24
2207 12207 32207 42207	35	72	17	26500	17500	10000	0,35
2208 12208 32208 42208	40	80	18	33700	24000	10000	0,4
2209 12209 32209 42209	45	85	19	35300	25700	8000	0,49
2210 12210 32210 42210	50	90	20	38700	29200	8000	0,57
2211 12211 32211 42211	55	100	21	43700	32900	8000	0,76
2212 12212 32212 42212	60	110	22	54800	42800	6300	0,95
2213 12213 32213 42213	65	120	23	62100	48600	6300	1,2
2214 12214 32214 42214	70	125	24	67000	54000	5000	1,3
2215 12215 32215 42215	75	130	25	75400	61000	5000	1,4
2216 12216 32216 42216	80	140	26	79500	63400	5000	1,8
2217 12217 32217 42217	85	150	28	99000	82400	4000	2,27
2218 12218 32218 42218	90	160	30	121000	101000	4000	2,8
2220 12220 32220 42220	100	180	34	135000	111000	3150	4
<i>Средняя узкая серия</i>							
2305 12305 32305 42305	25	62	17	22600	14300	10000	0,3
2306 12306 32306 42306	30	72	19	30200	20600	10000	0,4
2307 12307 32307 42307	35	80	21	34100	23200	8000	0,51
2308 12308 32308 42308	40	90	23	41000	28500	8000	0,77
2309 12309 32309 42309	45	100	25	56500	40700	8000	0,9
2310 12310 32310 42310	50	110	27	65200	47500	6300	1,05
2311 12311 32311 42311	55	120	29	84000	62800	6300	1,25
2312 12312 32312 42312	60	130	31	100000	77200	5000	1,5
2313 12313 32313 42313	65	140	33	105000	80400	5000	2,6
2314 12314 32314 42314	70	150	35	123000	97300	5000	3,2
2315 12315 32315 42315	75	160	37	142000	112000	4000	3,8
2316 12316 32316 42316	80	170	39	150000	121000	4000	4,4

1	2	3	4	5	6	7	8
2317 12317 32317 42317	85	180	41	179000	146000	4000	5,5
2318 12318 32318 42318	90	190	43	194000	160000	3150	6,1
2320 12320 32320 42320	100	215	47	243000	205000	3150	9
<i>Средняя широкая серия</i>							
2605 12605 32605 42605	25	62	24	37400	28300	10000	0,41
2606 12606 32606 42606	30	72	27	41600	31200	10000	0,71
2607 12607 32607 42607	35	80	31	46700	34800	8000	0,84
2608 12608 32608 42608	40	90	33	61000	47500	8000	1,09
2609 12609 32609 42609	45	100	36	79300	62800	8000	1,38
2610 12610 32610 42610	50	110	40	104000	87100	6300	2
2611 12611 32611 42611	55	120	43	115000	94200	6300	2,15
2612 12612 32612 42612	60	130	46	140000	118000	5000	3,16
2613 12613 32613 42613	65	140	48	152000	129000	5000	3,65
2614 12614 32614 42614	70	150	51	181000	159000	5000	4,53
2615 12615 32615 42615	75	160	55	212000	187000	4000	5,8
2616 12616 32616 42616	80	170	58	224000	202000	4000	7
2617 12617 32617 42617	85	180	60	259000	235000	4000	7,77
2618 12618 32618 42618	90	190	64	270000	245000	3150	8,76
2620 12620 32620 42620	100	215	73	363000	343000	3150	14

Таблица 7.7

Размеры и параметры роликовых конических подшипников (ГОСТ 333-1) (рис. 6.5,д)

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$T$ , мм	$\alpha$ , град	$C_a$ , Н	$C_{0a}$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
7202	15	35	11	11,75	17	8780	6140	12500	0,05
7203	17	40	12	13,25	12	13800	9300	12500	0,07
7204	20	47	14	15,25	14	19100	13300	10000	0,12
7205	25	52	15	16,25	14	23900	17900	10000	0,15
7206	30	62	16	17,25	14	29800	22300	8000	0,23
7207	35	72	17	18,25	14	29800	26300	6300	0,33
7208	40	80	18	19,75	14	35200	32700	6300	0,45
7209	45	85	19	20,75	15	42400	33400	5000	0,49
7210	50	90	20	21,75	13	42700	40600	5000	0,54
7211	55	100	21	22,75	15	57900	46100	5000	0,71
7212	60	110	22	23,75	13	72200	58400	4000	0,9
7214	70	125	24	26,75	14	95900	82100	4000	1,33
7215	75	130	25	27,25	15	97600	84500	3150	1,42
7216	80	140	26	28,25	16	106000	95200	3150	1,67
7217	85	150	28	30,25	16	109000	97400	3150	2,1
7218	90	160	30	32,5	14	141000	125000	2500	2,52
7219	95	170	32	34,5	14	145000	131000	2500	3,2
7220	100	180	34	37	15	162000	146000	2500	3,8

#### 7.4. Методика расчета и выбора проектных параметров карданных шарниров на игольчатых подшипниках в приводе транспортно-технологических машин

Работоспособность игольчатых подшипников определяется не только результатами эксплуатации, но также учетом расчетным путем основных влияющих факторов как внешнего, так и внутреннего содержания. Исследованиями установлено влияние перекаса тел качения в зоне силового контакта на долговечность по ряду факторов:

- неравномерность распределения нагрузки и, как следствие, повышенный уровень контактного давления;
- угол излома карданного вала и, как следствие, неравномерность нагружения элементов подшипника;
- изменение плотности материала контактирующих поверхностей и, как следствие, снижение вязкостных и пластических свойств материала, то есть охрупчивание.

Поэтому учет этих факторов на стадии проектирования позволит более точно оценивать долговечность игольчатых подшипников карданного шарнира и иметь возможность проектировать подшипники для различных условий эксплуатации.

Современные транспортные машины имеют пробег  $(2,5 \cdot 10^5 \dots 3 \cdot 10^5)$  км, что составляет по долговечности при средней скорости движения 60 км/ч –  $L_{10h} = (4,2 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^3)$  часов. По данным ВНИИПП РТМ 37.006.299-80, долговечность составляет  $L_{10h} = (8 \dots 12) \cdot 10^3$  часов. Расчеты по общепринятой методике (ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89)) дают результаты долговечности в пределах  $(15 \dots 20) \cdot 10^3$  часов. Все это говорит о том, что реальные условия работоспособности и эксплуатации не учтены при расчете и выборе подшипников на стадии проектирования. Поэтому необходимо учитывать наиболее важные факторы, влияющие на формирование гарантийного ресурса игольчатых подшипников карданных передач.

Для производства необходимых расчетов предварительно рассчитывают диаметр и длину поверхности внутреннего кольца (шипа) игольчатого шарнира. Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и срез под действием условно сосредоточенной нормальной силы, приложенной в середине шипа:

$$F_{ш} = \frac{T_{кр}^p}{l_k} = \frac{T_{кр}^p}{H - l_{об}}, \quad (7.12)$$

где  $l_k = H - l_{об}$  – расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных карданных подшипников, м (рис. 7.5 а).

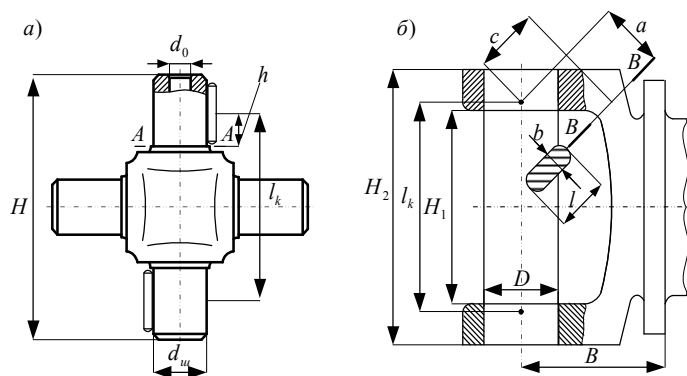


Рис. 7.5. Основные размеры крестовины (а) и вилки (б) карданного шарнира

Вращающий момент, передаваемый крестовиной карданной передачи, определится с учетом влияния угла излома карданной передачи:  $T_{экспл} = \frac{T_{дв}}{100} k_{дв}$ , где  $k_{дв} = 0,63 \dots 0,95$  –

коэффициент использования максимального вращающего момента двигателя, тогда  $T_{кр} = T_{экспл} u_{max}$  и для дальнейшего расчета принимаем  $T_{кр}^p = T_{кр} k_\gamma$ ,

где  $k_\gamma = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi \cos^2 \gamma}$  – коэффициент неравномерности от угла излома и неравномерности вращения карданного вала.

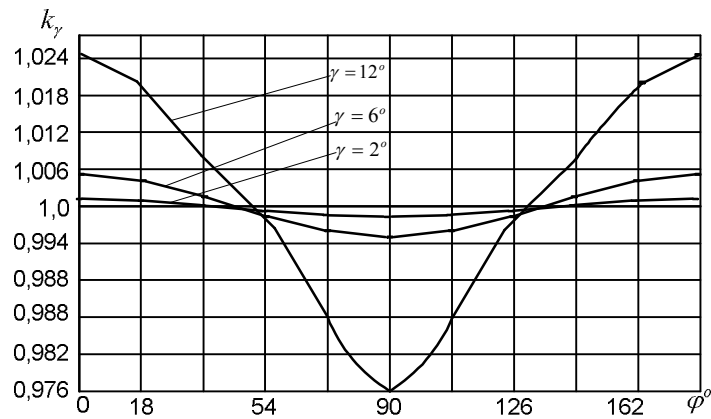


Рис. 7.6. График зависимости коэффициента неравномерности от неравномерности вращения и угла излома карданной передачи

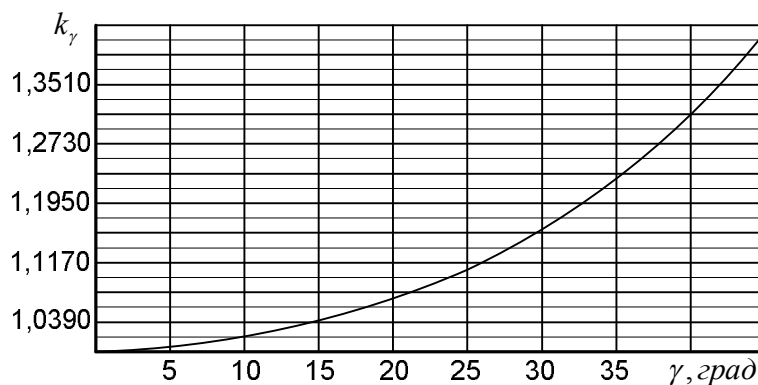


Рис. 7.7. График зависимости коэффициента неравномерности от угла излома карданной передачи при φ = 0

На рисунках 7.6–7.7 показаны зависимость влияния угла излома и неравномерности вращения вала карданной передачи. Из графиков видно, что с ростом угла излома >5° неравномерность сказывается сильнее, а это увеличивает нагруженность игольчатого подшипника и его динамику.

Принимая все вышеизложенное, получаем нагрузку, приходящуюся на тела качения в зоне контакта:

$$F_{uu} = \frac{T_{kp}^p}{H - l_{об}} = \frac{T_{kp}}{H - l_{об}} k_{\gamma}.$$

Напряжение изгиба (МПа) шипа в сечении А–А (рис. 7.5, а):

$$\sigma_u = \frac{F_u h}{W_a} = \frac{F_u h}{0,1d_u^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_u} \right)^4 \right]} = \frac{10F_u h d_u}{d_u^4 - d_0^4} \leq [\sigma_u] = (250 \dots 350) \text{ МПа},$$

где  $d_0 = 0,5d_u$  – диаметр отверстия для смазки;  $h = \frac{l_u}{2} = 0,4375d_u$  – плечо силы  $F_r$ , мм, определяется исходя из того, что сила приложена в середине иглы карданного подшипника;  $W_{\sigma}$  – момент сопротивления сечения шипа, мм<sup>3</sup>; для шипа без отверстия для смазочного масла  $W_{\sigma} = 0,1d_u^3$ , для шипа с отверстием диаметром  $d_0$ :



$$W_{\sigma} = 0,1d_u^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_u} \right)^4 \right].$$

Оценка напряженного состояния шипа при изгибе производится путем сопоставления значения  $\sigma_u$  со средним статистическим уровнем напряжений изгиба в выполненных конструкциях (250...350 МПа).

Напряжение среза (МПа) шипа по сечению А-А (рис. 7.5, а):

$$\tau_s = \frac{4F_u}{\pi d_u^2} \text{ или } \tau_s = \frac{4F_u}{\pi(d_u^2 - d_0^2)} \leq [\tau_s] = (80...120) \text{ МПа.}$$

Расчет на износ крестовины кардана производится по среднему эксплуатационному моменту (на прямой передаче). Удельное давление на рабочих поверхностях шипа крестовины кардана для грузовых автомобилей  $[p] = 7 \text{ Н/мм}$  и для легковых  $[p] = 8 \text{ Н/мм}$ . Условие отсутствия повышенного износа (обеспеченная износостойкость) будет:

$$p = \frac{k_{\psi} T_{kp} k_{\gamma}}{z(H-l)d_u l} \leq [p],$$

где  $H$  – расстояние между торцами крестовины кардана;

$l$  – длина тела качения (иглы);

$d_u$  – диаметр шипа крестовины кардана;

$k_{\psi} = 1,18...1,5$  – коэффициент, учитывающий влияние перекоса тел качения в зоне силового контакта.

С учетом современных представлений изнашивания дополнительно можно выполнить расчет ресурса с учетом износа контактирующих поверхностей, причем наиболее опасным необходимо считать износ поверхности внутреннего кольца (шипа) крестовины. Тогда износ определится по зависимости  $U = I_h S \leq [U]$ , зная предельную величину износа, как предельно допустимую деформацию, то есть  $\delta_{пред} = 0,00092d_u = [U]$  и величины пути трения  $S = 120nts_1$ . Интенсивность изнашивания определяется, когда скорость изнашивания, учитывающаяся несущую способность масляного слоя, микрогеометрию свойств контактирующих поверхностей, а также физических свойств, смазочного материала будет иметь вид:

$$I_h = K \left( \frac{W_H Ra}{\mu v_{kc} s_m \alpha H_{\mu}} \right)^{m_1} N_u^{-m_2}.$$

Долговечность же по изнашиванию получим в виде:

$$L_h = \frac{[U]}{120 I_h n s_1}, \text{ где } s_1 = \frac{\pi d_u \gamma}{180},$$

или с учетом вероятностных характеристик (90%-й ресурс) по долговечности определится

$$L_{\bar{v}} = \sqrt[a]{\frac{\delta_{max}}{\bar{v}[1 - u_p V(\bar{v})]}} = (a_G a_T a_W)^{1/a}. \quad (7.13)$$

Проведенные эксперименты показывают интенсивность изнашивания  $I_h = 6,3 \cdot 10^{-9}$  (мкм/ч) при упругопластическом контакте:

$$I_h = (1,2 \cdot 10^{-10} \dots 2,3 \cdot 10^{-8}) \text{ мкм/ч.}$$

При определении нагрузки, приходящейся на наиболее нагруженное тело качения, воспользуемся следующим. Для радиальных роликовых подшипников задача решается с использованием формулы Герца-Беляева для случая начального контакта по линии:

$$F_{uu} = F_r + 2F_{r1} \cos \alpha + 2F_{r2} \cos 2\alpha + \dots + 2F_{rn} \cos n\alpha .$$

Получим максимальную нагрузку на центральное тело качения:

$$F_{uu} = F_r \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 i\alpha \right); F_r = \frac{F_{uu}}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 i\alpha} = \frac{k_{RHH} F_{uu}}{z} \quad (7.14)$$

и теоретический коэффициент неравномерности

$$k_{RHH} = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i=n} \cos^2 i\alpha} . \quad (7.15)$$

При  $z \approx 10 \dots 20$  по формуле (7.20)  $k_{RHP} \approx 4$ . С учетом поправок для однорядных роликовых подшипников принимают  $k_{RHP} \approx 4,6$ . При длинных роликах ( $l_p/d_p > 3$ ) неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий оказывается повышенной и общий коэффициент неравномерности может достигать значения при  $k_{RHP} \approx 6 \dots 8$ . Влияние радиального зазора  $e$  учитывается заменой коэффициента  $k_{RHP}$  на коэффициент

$$k_q = k_{RHH} \left( 1 + 40 \frac{e}{d_u} \right).$$

Предельно устойчивый угол перекося игл в зоне силового контакта

$$\sin \psi_o = \frac{2 \sqrt{e \left( \frac{D-e}{2} \right)}}{l} .$$

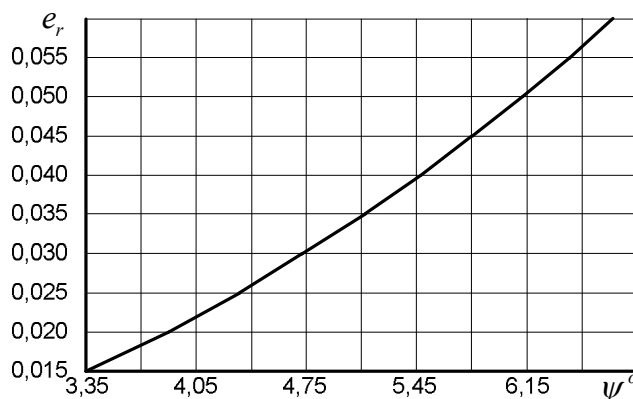


Рис. 7.8. График зависимости ожидаемого угла перекося иглы от величины радиального зазора

После подстановки значения радиальной нагрузки получаем:

$$F_\gamma = \frac{k_q F_{uu}}{z} = \frac{k_q T_{кр} k_\gamma}{z(H - l_{об})} .$$

Учитывая, что нагрузка на наиболее нагруженное тело качения распределяется неравномерно, воспользуемся результатом ранее выполненного решения. Тогда:

$$P_x = \frac{F_r}{l_p} + \frac{\beta l_p}{2A} - \frac{\beta x_1}{A}.$$

Здесь угол контакта принимаем равной  $\beta = \frac{2(e + \delta_1 + \delta_2)}{H}$ ,

где  $J = \frac{\pi}{64}(d_u^4 - d_0^4) = 0.05d_u^4 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_u} \right)^4 \right]$ .

Осевая нагрузка, приходящаяся на центральное тело качения, согласно ранее выполненного решения будет:

$$F_a = \frac{2Al_p d_u \sin \psi}{\sqrt{4d_u^2 \sin^2 \psi + (d_u - d_u'K)^2}},$$

где  $A = \left[ \frac{F_r}{l_p} + \frac{\beta l_p}{2} E + \frac{l_p}{4J} \left( \frac{F_r l_p^2}{30} + \frac{\beta l_p^4}{90} E + F_r l_u (l_p - l_u) - \frac{\beta l_p^3 l_u}{6} E \right) \right] f$ .

С учетом найденных значений радиальной и осевой нагрузки максимальная величина приведенной нагрузки определится по зависимости из ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89):

$$P = \left( P_A l_p + \frac{12Al_p d_u \sin \psi}{\sqrt{4d_u^2 \sin^2 \psi + (d_u - d_u'K)^2}} \right) k_\sigma k_t.$$

Дополнительно на тела качения действует нагрузка от центробежных сил:

$$F_u = \frac{1}{2} m_0 \omega_s^2 (H - l_{o\sigma}) = \frac{G}{2g} \omega_s^2 (H - l_{o\sigma}),$$

где  $G$  – вес тела качения (одного ролика (иглы)), кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение силы тяжести;

$\omega_s$  – угловая скорость внутреннего кольца (шипв);

$H$  – расстояние между торцами карданного шарнира, мм;

$l_{o\sigma}$  – общая длина иглы подшипника карданного шарнира, мм.

С учетом влияния центробежной силы приведенная нагрузка будет:

$$P = \left( P_A l_p + \frac{12Al_p d_u \sin \psi}{\sqrt{4d_u^2 \sin^2 \psi + (d_u - d_u'K)^2}} + \frac{G}{2g} \omega_s^2 (H - l_{o\sigma}) \right) k_\sigma k_t. \quad (7.16)$$

Зная наибольшую нагрузку на тела качения и размеры подшипника, легко рассчитать величину максимальных напряжений на площадках контакта по формулам Герца. В этом случае (для игольчатого шарнира)

$$\sigma_{\max} = (885 \dots 727) \sqrt{\frac{P}{z d_u l_u}} \leq [\sigma_\kappa] = (2000 \dots 3000) \text{ МПа}, \quad (7.17)$$

$$\sigma_H = 146 \sqrt{\frac{P}{l_u d_u}} \leq [\sigma_H] \approx (2000 \dots 3000) \text{ МПа},$$

где  $z$  – число роликов в одном ряду.

Для игольчатых подшипников допустимая статическая нагрузка принимается:

$$[P_{ст}] = 30d_e l_p \text{ Н}, \quad (7.18)$$

где  $d_e$  – диаметр дорожки качения на внутреннем кольце, мм;  
 $l_p$  – длина ролика (игл), мм.

Рабочие поверхности подшипников качения испытывают циклически изменяющееся контактное напряженное состояние по пульсирующему циклу сжатия. Нагрузочная способность и срок службы вращающихся подшипников лимитируются усталостными явлениями – выкрашиванием рабочих поверхностей, в то же время для подшипников, работающих при качательном движении под нагрузкой, лимитирующим будет пластическое отеснение материала в зоне контакте (бринеллирование). Из ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) динамическая грузоподъемность определится при  $\alpha = 0$  и  $i = 1$ :

$$C_r = b_m f_c (l_u)^{\frac{7}{9}} z^{\frac{3}{4}} d_u^{\frac{29}{27}}, (C_r = 23337 \text{ Н}),$$

для игольчатых подшипников допускаемая динамическая грузоподъемность:

$$[C] = 2500 d_u^{0.7} l_u, ([C_r] = 48664 \text{ Н}), \quad (7.19)$$

где все линейные размеры в миллиметрах;  $z$  – число тел качения в одном ряду.

Таблица 7.8

**Значения  $b_m$  для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников**

Тип подшипника	$b_m$
Роликовые цилиндрические подшипники, конические подшипники и игольчатые подшипники с кольцами, подвергнутые обработке резанием	1,1
Игольчатые подшипники со штампованными наружными кольцами	1,0

Таблица 7.9

**Максимальные значения  $f_c$  для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников**

$\frac{d_u \cos \alpha}{D_{pw}}$	$f_c$	$\frac{d_u \cos \alpha}{D_{pw}}$	$f_c$
0,01	52,1	0,16	88,5
0,02	60,8	0,17	88,7
0,03	66,5	0,18	88,8
0,04	70,7	0,19	88,8
0,05	74,1	0,20	88,7
0,06	76,9	0,21	88,5
0,07	79,2	0,22	88,2
0,08	81,2	0,23	87,9
0,09	82,8	0,24	87,5
0,10	84,2	0,25	87,0
0,11	85,4	0,26	86,4
0,12	86,4	0,27	85,8
0,13	87,1	0,28	85,2
0,14	87,7	0,29	84,5
0,15	88,2	0,30	83,8

Примечание.  $f_c$  для промежуточных значений  $\frac{d_u \cos \alpha}{D_{pw}}$  определяют линейным интерполированием.

Базовый ресурс подшипника ГПЗ 704702К вычислим с использованием известной зависимости между ресурсом, выраженным в миллион оборотов, и ресурсом в рабочих часах при неучете осевой нагрузки, то есть по традиционной расчетной схеме. Условие для определения достаточности долговечности игольчатого подшипника карданного шарнира, по динамической грузоподъемности  $C \leq [C]$ . По долговечности  $L_{10h} \geq [L]$ , где  $[L]$  – требуемая долговечность подшипника.

$$L_{10h} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^m \frac{10^6}{60n} = \left( \frac{24.4}{3} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 12021 \text{ ч.}$$

При учете влияния перекоса тел качения:

$$L_{10h} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^m \frac{10^6}{60n} = \left( \frac{24.4}{4.05} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 4421 \text{ ч.}$$

Скорректированный ресурс с учетом влияния смазочного материала:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P} \right)^m \frac{10^6}{60n} = 1,1 \left( \frac{24.4}{4.05} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 4863 \text{ ч.,}$$

где  $a_1 = 1$ ,  $a_{23} = 1,1$ .

Расчет долговечности, выполненный с учетом перекоса тел качения и смежных явлений, показывает, что использование приведенной нагрузки по зависимости (6.5) дает результат наиболее приближенный к эксплуатационным испытаниям.

Выполним расчет по зависимости (7.22) для оценки влияния на долговечность упругопластических деформаций, как изнашивание рабочих поверхностей контактирующих деталей.

$L_p = \sqrt[a]{\frac{\delta_{max}}{\bar{v}[1-u_p V(\bar{v})]}} = (a_G a_T a_W)^{\frac{1}{a}}$ . Здесь принимаем из результатов эксперимента:  $a$  – по-

казатель степени для описания процесса изнашивания, определяющий условия работы подшипника; для нормальных условий  $a = 0,81$ ;  $a_G$  – предельное значение изнашивания, мкм;  $a_T$  – трибологический коэффициент, ч/мкм;  $a_W$  – коэффициент вероятности.

Для определения допустимого износа воспользуемся полученным значением  $\delta_{max} = 0,00092 d_w = 0,01472 \text{ мм}$  (14,72 мкм); трибологический коэффициент по результатам эксперимента  $a_T = 1/\bar{v} = 3,34 \cdot 10^3$ ; коэффициент вероятности принимаем  $a_W = 0,9$ .

$$L_{\bar{v}} = (a_G a_T a_W)^{\frac{1}{a}} = (14,72 \cdot 0,36 \cdot 10^4 \cdot 0,9)^{0,81} = 6159 \text{ ч.}$$

Расчет долговечности, исходя из общепринятой зависимости изнашивания рабочих поверхностей, с учетом пластических деформаций определяется зависимостью при значениях  $I_h = 6,3 \cdot 10^{-9}$  мкм в час.

$$L_h = \frac{[U]}{120 I_h n s_1} = \frac{14.72}{120 \cdot 6,5 \cdot 10^{-9} \cdot 1500 \cdot 1,67} = 7534 \text{ ч.}$$

На основании изложенного предлагается следующая методика расчета и выбора игольчатых шарниров карданных передач транспортно-технологических машин:

1. Определение рабочих параметров игольчатого шарнира карданной передачи.

Исходные данные:

$T_{кр} = (150 \dots 450) \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $\gamma = (0 \dots 14) \text{ град}$ ,  $\varphi = (0 \dots 360) \text{ град}$ ,  $A = 2,1 \times 10^{-5} \text{ 1/МПа}$ ;

$E = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_u] = (250 \dots 350) \text{ МПа}$ ,  $[\tau_s] = (80 \dots 120) \text{ МПа}$ ,  $g = 9,81$ ;

$[p] = (7 \dots 10) \text{ МПа}$ ,  $[L_{10h}] = (5 \dots 8) 10^3 \text{ ч}$ ,  $\alpha = (0 \dots 90) \text{ град}$ ,  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ;

$z = 20$ ,  $k_\psi = 1,18 \dots 1,35$ ,  $\mu_n = 0,3$ ,  $f = 0,1$ ,  $I_h = 6,3 \cdot 10^{-9} \text{ мкм}^4/\text{ч}$ ;

а) расчет нагрузок на шарнир:

$$F_u = \frac{T_{кр}}{H - l_{об}} k_\gamma, \quad k_\gamma = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi \cos^2 \gamma};$$

б) определение диаметра шипа крестовины:

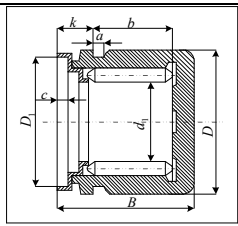
$$d_u \geq 2,958 \sqrt{\frac{F_u}{[\sigma_u]}};$$

в) выбор основных размеров из таблицы 6.3  $d_u \geq d_T$ .

Таблица 7.10

Основные размеры игольчатого шарнира по ГОСТ

Подшип- ник	ГПЗ 704901	ГПЗ 704902	ГПЗ 704702К	ГПЗ 804704	ГПЗ 804805	ГПЗ 804907К4	ГПЗ 804906К1	ГПЗ 804709У2
$d_u$ , мм	10,005	15,235	16,3	22	25	33,65	33,62	45
$H$ , мм	40	64	80	90	108	127	147	165
$l_u$ , мм	8,8	14,5	14,25	21	30	21	30	37
$d_{вн}$ , мм	10	15,2	16,3	22	25	33,65	33,65	45
$d_u \times l_p$	2×6,8	2,5×12,5	3×14	9×18	3,014×18,1	3,007×17	3,026×24	3,013×24
$G$ , e	1,5	2,3	3,0	4,6	5,2	6,3	6,3	6,3
$e$ , мм	0,015 0,03	0,02 0,04	0,025 0,045	0,02 0,03	0,035 0,05	0,035 0,04	0,045 0,06	0,055 0,06

	Условное обозначение	$d_1$	$D$	$B$	$b$	$a$	$D_1$	$K$	$c$	$m$ , кг
	704902К2	15,2	28	2,2	11	2,5	25,7	6,75	3,2	0,061
	704702КУ2	16,3	80	25	12,5	3	27,6	3,6	4,0	0,070

2. Проверочные расчеты выбранного игольчатого шарнира.

Проверка по касательным напряжениям среза:

$$\tau_s = \frac{5,333 F_u}{\pi d_u^2} \leq [\tau_s].$$

Расчет ожидаемого угла перекоса тел качения в зоне нагрузки:

$$\sin \psi_o = \frac{2 \sqrt{e \left( \frac{D - e}{2} \right)}}{l}.$$

Определение расчетной нагрузки на наиболее нагруженное тело качения в зоне контакта:

$$P_p = \left( P_{Al_p} + \frac{12Al_u d_u \sin \psi}{\sqrt{4d_u^2 \sin^2 \psi + (d_u - d'_u K)}} + \frac{G}{2g} \omega_6^2 (H - l_{об}) \right).$$

Проверка по контактному напряжению:

$$\sigma_{\max} = 0,146 \sqrt{\frac{P_p}{l_u d_u}} \leq [\sigma_k].$$

3. Расчет износа поверхности внутреннего кольца (шипа) игольчатого шарнира.

Проверка отсутствия износа по предельному значению давления в зоне силового контакта:

$$p = \frac{T_{кр} k_\psi k_\gamma}{(H - l) d_{ul}} \leq [p].$$

Расчет долговечности по ГОСТ с учетом влияния смазки, то есть скорректированный ресурс:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P} \right)^m \frac{10^6}{60n} \geq [L_{10h}],$$

где 
$$P = \left( P_{Al_p} + \frac{12Al_u d_u \sin \psi}{\sqrt{4d_u^2 \sin^2 \psi + (d_u - d'_u K)}} + \frac{G}{2g} \omega_6^2 (H - l_{об}) \right) k_\sigma k_t.$$

Проверка по грузоподъемности:

$$C_r \leq [C_r],$$

где 
$$[C_r] = 2500 d_u^{0.7} l_u.$$

Расчет долговечности по износу: 
$$L_h = \frac{[U]}{120 I_h n s_1}, \text{ где } s_1 = \frac{\pi d_u \gamma}{180};$$

$$[U] = \delta_{пред} = 0,00092 d_{ul}.$$

После анализа оптимизационных параметров окончательно выбирают игольчатый шарнир для реальных условий эксплуатации с гарантированным ресурсом.

## 7.5. Расчет и подбор подшипников

Поскольку подшипники качения выпускаются специализированными заводами (ГПЗ) различных типоразмеров, сначала следует их рассчитывать, а затем подбирать по таблицам ГОСТ 18854-82 и ГОСТ 18855-82.

Невращающиеся и медленно вращающиеся подшипники (колонн поворотных кранов, грузовых кранов, домкратов), у которых  $n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$ , рассчитывают по статической грузоподъемности.

Расчет и подбор подшипников по статической грузоподъемности

Условие расчета

$$C_0 \geq F_{\Sigma}, \quad (7.20)$$

где  $C_0$  – статическая грузоподъемность, Н;

$F_{\Sigma}$  – эквивалентная статическая нагрузка, Н.

При наличии осевой силы эквивалентная статическая нагрузка

$$F_{\Sigma} = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (7.21)$$

где  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н.

В этом случае  $F_{\Sigma}$  должна быть не менее  $F_r$ .

Для радиальных одно- и двухрядных шарикоподшипников  $X_0 = 0,6$  и  $Y_0 = 0,5$ , для радиально-упорных  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,43$ , для конических роликовых и самоустанавливающихся однорядных шариковых и роликовых подшипников  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,43 \operatorname{ctg} \alpha$  (здесь  $\alpha$  – угол контакта, град).

Для двухрядных подшипников величины  $X_0$  и  $Y_0$  удваивают.

Расчет и подбор подшипников по динамической грузоподъемности

При частоте вращения  $n > 1 \text{ мин}^{-1}$  подшипники рассчитывают по динамической грузоподъемности.

Номинальную динамическую грузоподъемность определяют по эмпирической формуле:

$$C = F_{\Sigma}^p \sqrt[p]{L}, \quad (7.22)$$

где  $F_{\Sigma}$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$L$  – номинальная долговечность, млн оборотов;

$p$  – показатель степени:  $p = 3$  для шариковых и  $p = 3,33$  для роликовых подшипников.

Номинальная долговечность:

$$L = 60nL_h / 10^6, \quad (7.23)$$

где  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – номинальная долговечность подшипников, ч.

Рекомендуемые значения  $L_h$ : 8000 – работа механизмов с перерывами; 12000 – работа механизмов в одну смену при переменном режиме нагрузки; 20000 – работа механизмов с полной нагрузкой в одну смену; 40000 – круглосуточная работа механизмов при среднем режиме нагрузки.

Эквивалентная нагрузка:

$$F_{\Sigma} = (XVF_r + YF_a) K_{\sigma} K_T, \quad (7.24)$$

где  $X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 7.11);

$V$  – коэффициент вращения: для внутреннего кольца  $V = 1$ , для наружного  $V = 1,2$ ;

$K_{\sigma}$  – коэффициент безопасности: при спокойной нагрузке  $K_{\sigma} = 1$ , при умеренных толчках  $K_{\sigma} = 1,3 \dots 1,8$ , при ударной –  $K_{\sigma} = 2 \dots 3$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент. Для стали ШХ15 при  $t \leq 125 \text{ } ^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ , при  $t = 125 \dots 250 \text{ } ^\circ\text{C}$   $K_T = 1,05 \dots 1,4$ .

При переменном режиме нагрузки расчет ведут по условной эквивалентной нагрузке:



$$F_{y3} = \sqrt[p]{\frac{\sum_1^n F_i^p L_{hi}}{\sum_1^n L_{hi}}}, \quad (7.25)$$

где  $F_i$  – эквивалентные нагрузки, действующие в течение  $L_{hi}$  -часов соответственно.

Особенность расчета радиально-упорных подшипников заключается в следующем. Расчетная осевая нагрузка  $F_a$  учитывает дополнительные нагрузки  $S$ , возникающие от радиальной нагрузки  $F_r$  при угле контакта  $\alpha$ :  $S = eF_r$  для шариковых радиально-упорных подшипников;  $S = 0,83eF_r$  для роликовых конических подшипников.

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом  $\alpha \geq 18^\circ$  и конических роликоподшипников значение  $e$  берут из таблицы 7.11.

Таблица 7.11

Коэффициенты X и Y радиальной и осевой нагрузок

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		Параметр осевого нагружения, e
			X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный однорядный	0	0,14	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	
		0,056				1,71	
		0,084				1,55	
		0,11				1,45	
		0,17				1,31	
		0,28				1,15	
		0,42				1,04	
Шариковый радиально-упорный однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				0,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
	0,57	1,00	0,54				
	26	-	1	0	0,41	0,87	0,68
36	-	1	0	0,37	0,66	0,95	
Роликовые конические однорядные	-	-	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Примечание. Для подшипников с короткими роликами  $F_a = 0, X = 1$ ; для упорных шарико- и роликоподшипников  $F_r = 0, Y = 1$ .

Для шарикоподшипников при  $\alpha = 12^\circ$  значение e определяют:

$$\lg e = \frac{F_r / C_0 - 1,144}{4,729}.$$

Ввиду того, что нельзя определить коэффициенты X и Y (неизвестно конкретное значение e, соответствующее значению  $F_a / C_0$  для искомого подшипника), задачу решают методом подбора.

После расчета и определения грузоподъемности выбирают номер подшипника по диаметру вала, расчет которого предшествует расчету подшипника.

**Пример 4.** Рассчитать подшипник качения опоры колонны настенного поворотного крана. Радиальная нагрузка  $F_r = 60000\text{ Н}$ , осевая нагрузка  $F_a = 70000\text{ Н}$ , диаметр цапф под подшипники  $d = 60\text{ мм}$ , под упорный подшипник  $d = 50\text{ мм}$ .

Принимаем решение установить на верхней опоре шариковый радиальный однорядный подшипник, а на нижней опоре – шариковые однорядные радиальный и упорный подшипник. Частота вращения  $n < 1\text{ мин}^{-1}$ , поэтому подшипники рассчитываем по статической грузоподъемности. По формуле (7.21)  $C_0 = 60\ 000\text{ Н}$ . В соответствии с этим значением по таблице 7.2 для диаметра  $d = 60\text{ мм}$  принимаем подшипник 412 со статической грузоподъемностью  $C_0 = 71\ 400\text{ Н}$ . По таблице 7.5 для диаметра  $d = 50\text{ мм}$  принимаем подшипник 8210 со статической грузоподъемностью  $C_0 = 105\ 000\text{ Н}$ .

**Пример 5.** Рассчитать и подобрать подшипники для вала диаметром  $d = 30\text{ мм}$  при следующих исходных данных: радиальная нагрузка  $F_r = 2500\text{ Н}$ , осевая нагрузка  $F_a = 400\text{ Н}$ , срок службы  $L_h = 10000\text{ ч}$ , частота вращения  $n = 960\text{ мин}^{-1}$ , нагрузка спокойная ( $K_\delta = 1$ ), температура нагрева до  $125\text{ °С}$  ( $K_T = 1$ ), вращается внутреннее кольцо (коэффициент  $V = 1$ ).

Параметр осевого нагружения (табл. 7.11):

$$e = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{400}{1 \cdot 2500} = 0,16,$$

что меньше табличного значения 0,19. Принимаем решение установить шариковый радиальный однорядный подшипник. Следовательно,  $X = 1$ ;  $Y = 0$ . По формуле (7.24) рассчитываем эквивалентную нагрузку:  $F_3 = (1 \cdot 1 \cdot 2500 + 0 \cdot 400) \cdot 1 \cdot 1 = 2500\text{ Н}$ .

Долговечность подшипника:

$$L = \frac{60 \cdot 10000 \cdot 960}{10^6} = 576\text{ млн оборотов.}$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = 2500 \sqrt[3]{576} = 20\ 800\text{ Н}.$$

По диаметру вала  $d = 30\text{ мм}$  подшипник 209 имеет  $C = 15\ 300\text{ Н}$ , а подшипник 306 имеет  $C = 22\ 000\text{ Н}$ . Следовательно, принимаем подшипник №306.

**Пример 6.** По условию примера 5 рассчитать и подобрать подшипник при  $F_a = 800\text{ Н}$ . Параметр осевого нагружения:

$$e = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{800}{1 \cdot 2500} = 0,32.$$

Согласно данным таблицы 7.11, значение  $e$  соответствует шариковым радиальным однорядным подшипникам. В этом случае выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$  невозможен и задача решается методом подбора. Начинать нужно со средней серии.

Для радиального подшипника 306 статическая грузоподъемность  $C_0 = 15\ 100\text{ Н}$ . Отношение  $F_a / C_0 = 800 / 15\ 100 = 0,053$ .

По таблице 7.11 методом интерполяции находим  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,56$ . Тогда:

$$F_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,74 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2792\text{ Н};$$

$$C = 2792 \sqrt[3]{576} = 23230\text{ Н}.$$

По таблице 7.2 для подшипника 306  $C = 22000\text{ Н}$ , что меньше расчетного. Далее проверяем подшипник 406. Величина  $F_a / C_0 = 800 / 27200 = 0,029$ .

Полученному значению соответствуют  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,56$ . Для этого подшипника:

$$F_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,98 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2984 \text{ Н};$$

$$C = 2984 \sqrt[3]{576} = 24828 \text{ Н}.$$

Оценим уменьшение долговечности подшипника 306. Вычисляем долговечность:

$$L = C^3 / F^3 \approx 2000^3 / 2792^3 \approx 489 \cdot 10^6 \text{ оборотов};$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} = \frac{10^6 \cdot 489}{60 \cdot 960} \approx 8489 \text{ ч}.$$

Если уменьшение долговечности от 10000 до 8489 ч приемлемо, то принимаем подшипник 306. Если же нет, то подшипник 406.

*Пример 7.* По условию примера 5 рассчитать и подобрать радиально-упорный шариковый подшипник, для которого угол контакта  $\alpha = 12^\circ$ .

*Примечание.* В примере 7 не учитывается изменение осевой силы с учетом составляющей от радиальной силы.

Сначала проверяем подшипник 36206:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{800}{13300} = 0,06.$$

Этому значению соответствуют  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,45$ . Тогда:

$$F_3 = 0,45 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,45 \cdot 800 = 2285 \text{ Н};$$

$$C = 2285 \sqrt[3]{576} = 19012 \text{ Н}.$$

У подшипника 36206  $C = 18\,200 \text{ Н}$ .

Затем проверяем подшипник 46306:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{800}{18700} = 0,043.$$

Этому значению соответствуют коэффициенты  $Y = 1,52$ ,  $X = 0,45$ . Эквивалентная нагрузка

$$F_3 = (0,45 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,52 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2341 \text{ Н}.$$

Тогда

$$C = 2341 \sqrt[3]{576} = 19478 \text{ Н}.$$

У подшипника 46306  $C = 25600 \text{ Н}$ .

Принимаем подшипник 46306.

