

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**
Методические указания

1. ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип **подшипников качения** (в дальнейшем будем обозначать **ПК**) выбирают по следующим рекомендациям [1, с.47]:

1.1. Для **цилиндрических** прямозубых и косозубых колес редукторов чаще всего применяют шариковые радиальные и радиально-упорные ПК. При чрезмерно больших размерах шариковых ПК (при невыполнении условия компоновки ступени редуктора в пределах межосевого расстояния) применяют роликовые конические ПК.

1.2. Для **конических и червячных** колес необходима точная и жесткая фиксация (регулирование) в осевом направлении. Кроме того, в этих передачах значительные осевые силы. В качестве опор для них используют роликовые конические ПК.

1.3. Для опор валов **конических шестерен** по тем же соображениям применяют роликовые конические ПК. При частоте $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ выбирают шариковые радиально-упорные ПК.

1.4. Для опор **червяков**, нагруженных большими осевыми силами, применяют роликовые конические ПК. При длительной непрерывной работе с целью снижения тепловыделения могут быть использованы также шариковые радиально-упорные ПК.

1.5. Для опор “плавающих” валов применяют радиальные с короткими цилиндрическими роликами или шариковые радиальные ПК.

1.6. В зависимости от соотношения осевой F_a и радиальной F_r нагрузок на опоре рекомендуется использовать шариковые радиально-упорные ПК со следующими углами контакта α [2, с. 153]:

F_a / F_r	$\leq 0,8$	$0,81 \dots 1,2$	$> 1,2$
α , град	15 (12)	25 (26)	40 (36)

При $F_a / F_r \leq 0,3$ следует применять **шариковые радиальные ПК** ($\alpha = 0^\circ$). Наиболее ходовые типы ПК приведены на рис. приложения А1.

2. ОСОБЕННОСТИ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

2.1. ПК под действием радиальной нагрузки

Под действием радиальной нагрузки F_r (рис. 2.1) реакция F_n со стороны наружного кольца однорядного радиально-упорного подшипника направлена по нормали n под углом α наклона площадок контакта. Это приводит к возникновению осевых составляющих F_s нормальной силы F_n :

$$F_s = e' F_r, \quad (2.1)$$

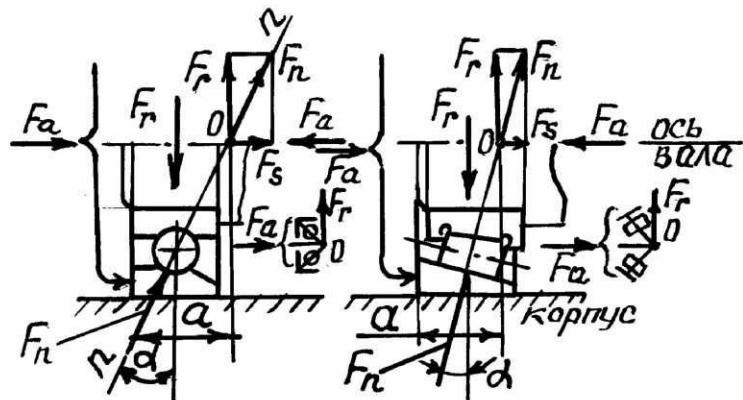


Рис. 2.1

где e' - параметр осевого нагружения:

- $e' = 0,83 e$ - для роликовых конических ПК;
- $e' = e$ - для радиально-упорных шариковых ПК при $\alpha \geq 18^0$; $e' = f(F_r/C_{or})$ - при $\alpha < 18^0$ (рис. 2.2),

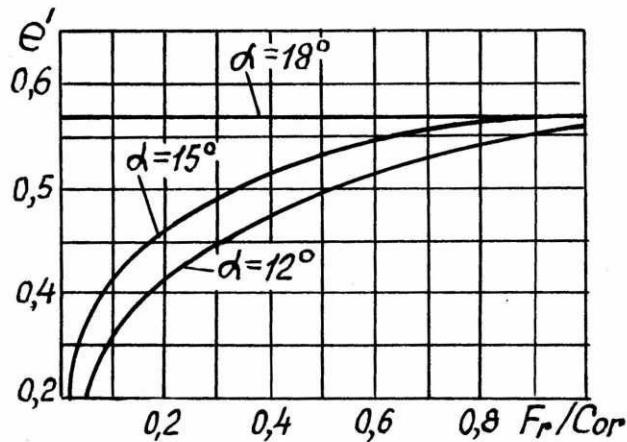


Рис. 2.2

где C_{or} - базовая статическая радиальная грузоподъемность.

Сила F_s стремится увеличить зазоры в ПК. Это недопустимо, так как тогда вся нагрузка F_r будет приходиться только на одно тело качения. Чтобы не произошло раскрытия зазоров, к ПК надо приложить осевое усилие $F_a \geq F_s$, т. е. **радиально-упорные ПК обязательно должны регулироваться**:

- при $F_a = F_s$ - на нулевой зазор;
- при $F_a > F_s$ - с предварительным натягом.

Условие $F_a > F_s$ должно быть выполнено для каждой опоры.

В узлах точного вращения (станки, роботы, автоматы и т.д.) предварительный натяг обязателен. Суть предварительного натяга заключается в том, что пару подшипников предварительно при сборке нагружают осевой силой F_{AH} . Эта сила устраняет зазоры и создает начальную упругую деформацию в местах контакта колец с телами качения. Если затем ПК нагружается рабочей осевой нагрузкой F_a , то его относительное осевое перемещение будет значительно меньше, чем до создания предварительного натяга. Жесткость узла выше.

Минимальная сила, создающая предварительный натяг, [2, с.154]

$$F_{AH} = 1,58F_r \operatorname{tg}\alpha \pm 0,5F_a,$$

где знак минус - к подшипнику, воспринимающему осевую нагрузку; плюс - к

ПК, разгружающемуся от действия силы предварительного натяга.

Менее ответственные узлы монтируют, обеспечивая при сборке “осевую игру” (зазоры) в парном комплекте радиально-упорных ПК для компенсации технологических погрешностей линейных размеров и температурных удлинений вала. Величины рекомендуемых осевых зазоров [2, с.394] для однорядных ПК приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Размеры, мм

Диаметр вала d	Радиально-упорные подшипники		
	серия D	шариковые	роликовые конические
До 30	2, 5	0,02 ... 0,06	0,03 ... 0,10
	3, 4, 6	0,03 ... 0,09	0,04 ... 0,11
30...50	2	0,03 ... 0,09	0,04 ... 0,11
	3, 4, 5, 6	0,04 ... 0,10	0,03 ... 0,13
50...80	2	0,04 ... 0,10	0,03 ... 0,13
	3, 4, 5, 6	0,05 ... 0,12	0,06 ... 0,15

2.2. Реакции F_r в опорах

Радиальная реакция F_r подшипника (рис. 2.1) считается приложенной к валу в точке 0 – пересечения нормали к серединам площадок контакта с осью вала.

Расстояние a от внешних торцов подшипников до точек 0 при условии восприятия нагрузки одним рядом тел качения определяется по формулам [3, с.47]:

а) подшипники однорядные

$$- \text{шариковые } a = 0,5\{B + [(d + D)/2] \operatorname{tg}\alpha\}; \quad (2.2)$$

$$- \text{роликовые } a = T/2 + (d + D)e/6; \quad (2.3)$$

б) подшипники двухрядные

$$- \text{шариковые } a = 0,5\{3/2B + [(d + D)/2] \operatorname{tg}\alpha\}; \quad (2.4)$$

$$- \text{роликовые } a = 3T/4 + (d + D)e/6; \quad (2.5)$$

2.3. Схемы установки ПК на валах

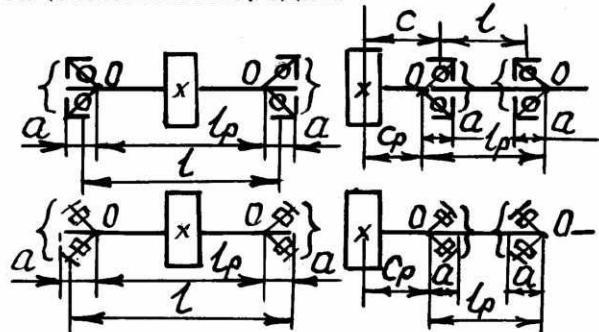
Валы (кроме “плавающих”) должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры **разделяют на фиксирующие** (односторонние и двухсторонние) и “плавающие” (осевое перемещение вала в любом направлении неограничено). Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую силы, “плавающая” – только радиальную.

С точки зрения температурных деформаций валы **условно разделяют на короткие и длинные**.

На коротких валах ($l/d \leq 8 \dots 10$, где l – расстояние между внутренними торцами ПК, d – диаметр вала под ПК) наиболее часто ПК устанавливают по одному на каждый конец вала: **каждая опора односторонне-фикссирующая**. В

в этом случае различают **две схемы** расположения радиально-упорных подшипников:

а) **схема “враспор”** (рис. 2.3, а) – базовые (наружные) торцы (обозначены круглыми скобками) подшипников снаружи, а точки 0 внутри опор вала. Расчетная длина вала $l_p < l$, что увеличивает жесткость и снижает влияние перекосов сечений вала на неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях передач.



а) схема “враспор” б) схема “врастяжку”

Рис. 2.3. Схемы установки радиально – упорных подшипников на коротких валах

вала.

Для длинных валов (при $l > 8 \dots 10d$) с целью избежания температурного заклинивания одна опора выполняется **фикссирующей** осевую силу F_a в обоих направлениях. Другая (нагруженная только F_r) опора выполняется **“плавающей”** (рис. 2.4).

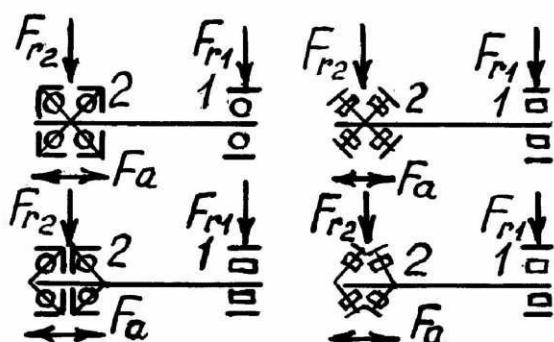


Рис 2.4. Фиксирующие (2) и “плавающие” (1) опоры длинных валов

образными. Схема “Х” рекомендуется при нежестких валах – допускает небольшой угловой перекос вала; схема “О” – при жестких валах.

В качестве “плавающей” принимают опору, нагруженную наибольшей радиальной силой (для более равномерного износа подшипников).

2.4. Расчетная нагрузка на радиально-упорные подшипники

Для упорядочения расчетов принято опору вала, воспринимающую только внешнюю радиальную силу, обозначить цифрой 1, а воспринимающую внешние радиальную и осевую силы – 2.

Схема применяется при расположении элементов передач между опорами валов;

б) **схема “врастяжку”** (рис. 2.3, б) – наружные торцы подшипников внутри опор, точки 0 – снаружи; $l_p < l$, но зато $c_p < c$, т.е. уменьшается расчетный вылет консоли c_p и уменьшаются ее прогибы и перекосы. Схема применяется при консольном расположении передач, вне опор

Фиксирующие опоры 2 – это сдвоенные или двух-четырехрядные радиально-упорные подшипники.

“Плавающие” опоры 1 – это роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (предпочтительнее) или шариковые радиальные подшипники.

На верхних схемах (рис. 2.4) фиксирующие опоры называются “Х” – образными, на нижних – “О” –

Радиальные силы F_{r1} и F_{r2} , действующие на подшипники, определяются при расчете вала по уравнениям статики как суммарные реакции опор.

На рис. 2.5 представлены четыре возможные схемы **осевого нагружения вала**:

- при установке подшипников “враспор”;
- при установке подшипников “врастяжку”.

Для любой схемы (рис.

2.5) расчетные осевые силы F_{a1} и F_{a2} на подшипниках определяются по двум условиям:

1) по условию равновесия сил на оси вала:

$$F_{a1} - F_{a2} + F_A = 0, \quad (2.6)$$

где F_A – заданная внешняя осевая сила;

2) по условию регулирования (сборки):

$$F_{a1} \geq F_{s1}, \quad F_{a2} \geq F_{s2}. \quad (2.7)$$

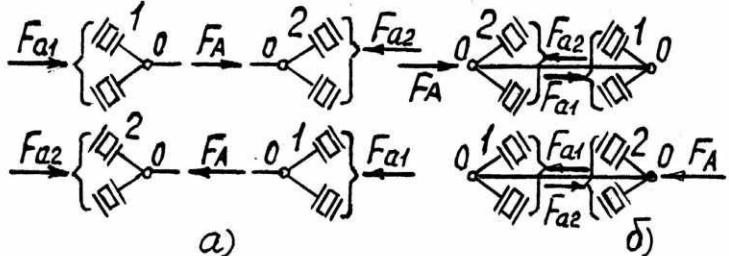


Рис.2.5. Схемы осевого нагружения вала

Задаются $F_{a1} = F_{s1}$, тогда из первого условия $F_{a2} = F_{s1} + F_A$. Если $F_{a2} \geq F_{s2}$, то силы F_{a1} и F_{a2} определены верно. Если F_{a2} окажется меньше F_{s2} , то следует принять $F_{a2} = F_{s2}$ и $F_{a1} = F_{s2} - F_A \geq F_{s1}$ – условия (2.7) обязательно будут выполнены.

Для шариковых однорядных радиальных ПК ($\alpha = 0^0$) принято считать [1, с.109] $F_s = 0$. Тогда из условия равновесия будем иметь $F_{a1} = 0$; $F_{a2} = F_A$.

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И МЕТОДЫ ПОДБОРА

Для подбора ПК должны быть известны:

1) **внешние** радиальные F_{r1} , F_{r2} и осевая F_A **нагрузки** со стороны вала, которые определяются при его конструировании и расчете. **Циклограмма нагружения**, характеризующая переменность нагрузки.

2) **диаметр вала d под ПК и его частота вращения n мин⁻¹**.

3) **Ресурс** (долговечность) подшипников L в млн. оборотов или L_h в часах. **Надежность P_t ресурса**.

Если в задании P_t не оговаривается, то принимается базовая 90% - ная вероятность безотказной работы ($P_t = 90\%$).

Метод подбора типоразмера ПК зависит от частоты вращения n колец и характера разрушения ПК при этом:

а) при $n \geq 10$ мин⁻¹ наблюдается **усталостное выкрашивание поверхностных слоев** дорожек и тел качения. Расчет проводят на ресурс по **динамической грузоподъемности**;

б) при $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, а также в режиме качательного движения опасными являются **остаточные деформации**. Расчет проводят на прочность по статической грузоподъемности.

Подшипники, работающие при $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$ и резко переменной нагрузке, также следует проверять на статическую грузоподъемность.

4. ПОДБОР ПК ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18855 – 94)

4.1. Расчетный ресурс

Целью подбора является определение расчетного ресурса ПК:

$$L_{sa} = a_1 a_{23} (C/P)^p \text{ млн. оборотов} \quad (4.1)$$

или

$$L_{sah} = 10^6 L_{sa} / (60n) \text{ часов.} \quad (4.2)$$

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов определяют при 90% – ной надежности: $L_{10} = (C/P)^p$ (4.3)

В формулах (4.1), (4.2), (4.3) индекс $s = 100 - P_t$ (P_t – надежность при определении ресурса в %): например, при $P_t = 90\%$, $s = 10$, L_{10} ; при $P_t = 95\%$, $s = 5$, L_5 ; при $P_t = 99\%$, $s = 1$, L_1 ;

C – базовая динамическая грузоподъемность ПК, Н: радиальная C_r – для радиальных и радиально-упорных подшипников; осевая C_a – для упорных и упорно-радиальных подшипников;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н: соответственно радиальная P_r или осевая P_a , а при переменном режиме нагружения P_{Er} или P_{Ea} ;

p – показатель степени: для шариковых подшипников $p = 3$, для роликовых $p = 10/3$.

Базовый расчетный ресурс L_{10} по формуле (4.3) вычисляют для ПК, изготовленных из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемых при нормальных условиях (правильных монтаже, смазке, защите и т.д.).

При отличии свойств материала или условий эксплуатации от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности по формулам (4.1) и (4.2) определяют **корректированные расчетные ресурсы** L_{sa} и L_{sah} ,

где **a_1 – коэффициент надежности** [2, с. 368]:

Надежность P_t , %	90	95	96	97	98	99
Коэффициент a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

a_{23} – обобщенный коэффициент, учитывающий влияние качества металла и условий эксплуатации.

Рекомендуются три вида условий применения этого коэффициента:

1) обычные условия;

2) наличие гидродинамической пленки масла в контакте и отсутствие повышенных перекосов;

3) то же, что и условие 2, при изготовлении колец и тел качения из электрошлаковой или вакуумной сталей.

Условия	Значения a_{23} [2, с.369]:		
	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7 ... 0,8	1,0	1,2 ... 1,4
Роликовые цилиндрические, шариковые сферические	0,5 ... 0,6	0,8	1,0 ... 1,2
Роликовые конические	0,6 ... 0,7	0,9	1,1 ... 1,3
Роликовые сферические	0,3 ... 0,4	0,6	0,8 ... 1,0

4.2. Особенности подбора

4.2.1. Предварительно назначают ПК **легкой серии** рекомендуемого типа. Для него из каталога (приложения А, Б, В) или [1], [2], [4] выписывают паспортные данные. **Классы точности** ПК для общего машиностроения 0, 6Х и 6 по ГОСТ 520-89.

Согласно схемам установки ПК на валу и заданным внешним нагрузкам определяют расчетные силы F_r , F_a и F_{r2} , F_{a2} .

4.2.2. Базовая динамическая радиальная (или осевая) расчетная грузоподъемность C_r (или C_a) – это такая постоянная радиальная (осевая) нагрузка, которую может воспринимать ПК в течение 1 млн. оборотов при 90%-ной вероятности безотказной работы (приводится в каталоге для каждого подшипника).

4.2.3. Под эквивалентной динамической радиальной нагрузкой P_r для радиальных и радиально-упорных подшипников подразумевают такую условную постоянную радиальную силу, под действием которой ПК будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_6K_T, \quad (4.4)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая расчетные нагрузки на подшипник, Н;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок (табл. 4.1);

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

K_6 – коэффициент безопасности (табл. 4.2): например, для зубчатых редукторов $K_6 = 1,4$; для червячных – $K_6 = 1,3$;

K_T – температурный коэффициент (табл. 4.3): при $t^0 \leq 100^0C$ $K_T = 1,0$.

Если $F_a = 0$ **или** $F_a / (VF_r) \leq e$, **то осевая сила** F_a **не оказывает влияния на ресурс ПК:** тип подшипника радиальный; $X = 1$, $Y = 0$ и

$$P_r = VF_r K_6 K_T. \quad (4.5)$$

Таблица 4.1

Коэффициенты X , Y и параметр e [1, с.104], [2, с.226], [3, с.42, 43]

Типы подшипников	α , град	$\frac{F_a}{C_{0r}}$	Однорядные		Двухрядные		e	
			$F_a / (VF_r) > e$		$F_a / (VF_r) \leq e$			
			X	Y	X	Y		
Шариковые радиальные	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	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
		0,110		1,45			1,45	0,30
		0,170		1,31			1,31	0,34
		0,280		1,15			1,15	0,38
		0,420		1,04			1,04	0,42
		9,560		1,00			1,00	0,44
		0,014		1,81			2,94	0,30
Шариковые радиально-упорные	12	0,029	0,45	1,62	1,00	0,74	2,63	0,34
		0,057		1,46			2,37	0,37
		0,086		1,34			2,18	0,41
		0,110		1,22			1,98	0,45
		0,170		1,13			1,84	0,48
		0,290		1,04			1,69	0,52
		0,430		1,01			1,64	0,54
		0,570		1,00			1,62	0,54
	15	0,015	0,44	1,47	1,00	0,72	2,39	0,38
		0,029		1,40			2,28	0,40
		0,058		1,30			2,11	0,43
		0,087		1,23			2,00	0,46
		0,114		1,19			1,93	0,47
		0,176		1,12			1,82	0,50
		0,290		1,02			1,66	0,55
		0,440		1,00			1,63	0,56
		0,580		1,00			1,63	0,56
18...20	—	0,43	1,00	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57
		0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
		0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
		0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
Роликовые конические	—	—	0,4	0,4 x x ctg α	1,00	0,45 x x ctg α	0,67	0,67 x x ctg α
Шариковые упорно-радиальные	45	—	0,66	1,00	1,18	0,59	0,66	1,25
	60		0,92		1,90	0,54	0,92	2,17
	75		1,66		3,89	0,52	1,66	4,67
Роликовые упорно-радиальные	—	—	tg α	1,00	1,5 x x tg α	0,67	tg α	1,5 x x tg α
Примечания								
1. Промежуточные значения X , Y , e определяют линейной интерполяцией.								
2. В настоящее время промышленность выпускает радиально-упорные шарико-подшипники с углами контакта 15, 25 и 40° (вместо 12, 26 и 36°) [2], [4].								

Таблица 4.2

Коэффициент безопасности K_b [1, с.107], [2, с.227]

Характер нагрузки	K_b	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков.	1,0	Кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, талей, лебедок, блоков. Приводы управления.
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки.	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме долбежных, строгальных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов, электротали, лебедки с механическим приводом. Легкие вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки, вибрация; кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки.	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава.
То же в условиях повышенной надежности.	1,5...1,8	Механизмы изменения вылета стрелы кранов. ШпинNELи шлифовальных станков. ЭлектрошпинNELи.
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200% номинальной нагрузки.	1,8...2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипо-шатунные механизмы. Валки прокатных станов. Мощные вентиляторы.
Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300% номинальной нагрузки.	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Роликовые конвейеры крупносортных станов. Холодильное оборудование.

Таблица 4.3

Температурный коэффициент K_t [1, с.107], [2, с.227]

Рабочая температура $t_{раб}^{\circ}C$	125	150	175	200	225	250
K_t	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Если $F_a / (VF_r) > e$, то совместное действие F_r и F_a учитывают с помощью коэффициентов X, Y : тип подшипника радиально-упорный; P_r вычисляют по формуле (4.4).

Для упорных подшипников:

$$P_a = F_a K_b K_t; \quad (4.6)$$

для упорно-радиальных:

$$P_a = (X F_r + Y F_a) K_b K_t. \quad (4.7)$$

Коэффициенты X, Y и параметр e находят по каталогу или табл. 4.1:

а) для шариковых подшипников с углом $\alpha < 18^0$ ($0, 12, 15^0$) в зависимости от отношения F_a / C_{or} , где C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность (по каталогу);

б) для шариковых ПК с углом $\alpha \geq 18^0$ ($25, 26, 36, 40^0$) из табл.4.1.

в) для роликовых конических из табл. 4.1: однорядных $X = 0,4$, $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$; двухрядных $X = 0,67$, $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$; параметр $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$.

4.2.4. Переменный режим нагружения представляют циклограммой нагружения (рис. 4.1). Расчетом определяют эквивалентную постоянную нагрузку P_E (P_{Er} или P_{Ea}):

$$P_E = [(P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n) / (L_1 + L_2 + \dots + L_n)]^{1/3}, \quad (4.8)$$

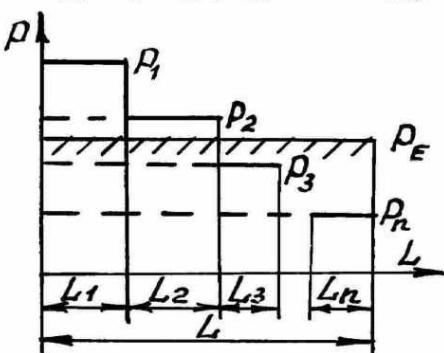


Рис. 4.1

где P_i ($i = 1 \dots n$) – постоянные эквивалентные динамические нагрузки, действующие в течении L_i ($i = 1 \dots n$) миллионов оборотов. Если продолжительность работы L_{hi} на каждом режиме задана в часах, то ее пересчитывают в млн оборотов с учетом :

$$L_i = 60 n_i L_{hi} / 10^6. \quad (4.9)$$

Примечание. В НГТУ в технических заданиях на курсовой проект по деталям машин циклограмма нагружения задается в относительных координатах T_i / T и L_i / L (см. рис. 6.2). Постоянные величины P_i через силы F_{ri} и F_{ai} пропорциональны моментам T_i и тогда приведение заданного переменного режима к эквивалентному можно выполнить через коэффициент эквивалентности

$$K_E = [(T_1 / T)^3 (L_1 / L) + (T_2 / T)^3 (L_2 / L) + \dots + (T_n / T)^3 (L_n / L)]^{1/3} \quad (4.10)$$

При этом по известным (в расчете валов) максимальным длительно действующим силам $F_{r1\max}$, $F_{r2\max}$, $F_{A\max}$, соответствующих моменту $T = T_{\max}$, находят эквивалентные нагрузки [1, с.108]:

$$F_{r1} = K_E F_{r1\max}, \quad F_{r2} = K_E F_{r2\max}, \quad F_A = K_E F_{r1\max}, \quad (4.11)$$

Для шести типовых режимов нагружения значения K_E [1, с. 108]:

режим работы	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,0	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

4.2.5. Если на обеих опорах вала установлены одинаковые подшипники, то подбор ведут по опоре, имеющей наибольшую P .

4.2.6. При сдваивании радиально-упорных подшипников по схемам "О" или "Х" их установок они рассматриваются как один двухрядный подшипник. В формулы (4.1)...(4.3) вместо C_r подставляют [1.с.109] суммарное значение $C_{r\Sigma}$: для шарикоподшипников $C_{r\Sigma} = 1,625C_r$; для роликоподшипников $C_{r\Sigma} = 1,714C_r$; $C_{0r\Sigma} = 2C_{0r}$, где C_r и C_{0r} - грузоподъемности одного подшипника.

Коэффициенты X , Y , e – по табл.4.1.

4.2.7. Формулы (4.1) и (4.3) расчета ресурса справедливы, если:

1) P_r (P_a) или при переменных нагрузках $P_{r\max}$ ($P_{a\max}$) не превышают $0,5C_r$ ($0,5C_a$);

2) $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ до предельных по каталогу. В интервале $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ в формулу (4.2) следует подставлять $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

4.2.8. Подшипник удовлетворяет требуемому ресурсу $[L_{sah}]$ при заданных условиях работы, если

$$L_{sah} \geq [L_{sah}] \quad (4.12)$$

где L_{sah} – расчетный ресурс по формуле (4.2), ч.

Если условие (4.12) не удовлетворяется, то изменяют типоразмер подшипника и повторяют расчет.

4.2.9. Для оценки допустимого предела частоты вращения n_{\max} используется скоростной параметр $d_m n$, $\text{мм}\cdot\text{мин}^{-1}$, (табл.4.4), где $d_m = (D + d) / 2$ – средний диаметр ПК; $n = n_{\max}$ – максимально допустимая частота вращения, до которой справедливы паспортные данные ПК в каталоге.

Таблица 4.4

Значения скоростного параметра $(d_m n) \cdot 10^{-5}$, $\text{мм}\cdot\text{мин}^{-1}$ [2, с.419]

Тип подшипника	Смазка	
	пластичная	жидкая
Шариковый (радиальный, радиально-упорный однорядный, сферический двухрядный)	4,0..4,5	5,5
	7,5	9,0
	7,5	10,0
Роликовый: радиальный с короткими цилиндрическими роликами	4,0	5,0
	2,5	3,5
	2,0	3,0

Например, подшипник 208: $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $d_m = (40 + 80) / 2 = 60$ мм. При пластичной смазке $n_{\max} = 4,5 \cdot 10^5 / 60 = 7500 \text{ мин}^{-1}$; при жидкой смазке $n_{\max} = 5,5 \cdot 10^5 / 60 = 9200 \text{ мин}^{-1}$.

При $d > 10$ мм высокоскоростными являются подшипники, у которых $d_m n > 4 \cdot 10^5$, $\text{мм}\cdot\text{мин}^{-1}$.

5. ПОДБОР ПК ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18854-94)

Базовая статическая грузоподъемность подшипника C_0 – это такая статическая нагрузка, которая соответствует расчетному контактному напряжению в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения ПК:

– для шариковых подшипников (кроме сферических) $[\sigma]_H = 4200$ МПа (для сферических $[\sigma]_H = 4600$ МПа);

– для роликовых подшипников $[\sigma]_H = 4000$ МПа.

При этом общая остаточная деформация тела и дорожки качения равна 0,0001 диаметра тела качения.

Подбор ПК производят из условия:

$$F_r \leq C_{0r} \quad \text{и} \quad P_{0r} \leq C_{0r} \quad \text{или} \quad F_a \leq C_{0a}, \quad (4.13)$$

где C_{0r} (C_{0a}) – базовая статическая (осевая) грузоподъемность, Н;

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a - \quad (4.14)$$

эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н;

F_r и F_a – действующие на ПК статические радиальная и осевая нагрузки, Н;

X_0 , Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок по каталогу (табл. 4.5) [2, с.223], [3, с.53]

Таблица 4.5

Тип подшипника	Однорядные		Двухрядные	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с номинальными углами контакта α , град	12	0,5	0,47	0,94
	15		0,46	0,92
	25		0,38	0,76
	26		0,37	0,74
	36		0,28	0,56
	40		0,26	0,52
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся ($\alpha \neq 0^0$), конические радиально-упорные	0,5	0,22 x x ctg α	1?0	0,44 x x ctg α

Если при вычислении получают $P_{0r} < F_r$, то для расчета принимают $P_{0r} = F_r$.

6. ПРИМЕРЫ ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ

6.1. ПРИМЕР 1. Подобрать подшипники для опор выходного вала редуктора Ц2 (рис. 6.1): $n = 150 \text{ мин}^{-1}$; $d_{\text{п}} = 40 \text{ мм}$; $F_{r1\text{max}} = 3000 \text{ Н}$, $F_{r2\text{max}} = 3800 \text{ Н}$, $F_A\text{max} = 1100 \text{ Н}$. Условия эксплуатации – обычные, температура $t_{\text{раб}} = 60^0\text{C}$. Циклограмма нагрузления представлена на рис. 6.2 – возможны кратковременные перегрузки ($T_{\text{пуск}}/T$) до 150% от номинальной нагрузки. Требуемый ресурс $[L_{10ah}] = 10^4$ часов при вероятности безотказной работы $P_t = 90\%$.

Решение

1. Так как частота вращения $n = 150 > 10 \text{ мин}^{-1}$, то подбор ПК производим по динамической грузоподъемности.

2. Коэффициент эквивалентности нагрузки по формуле (4.10) согласно циклограмме нагрузления (рис. 6.2)

$$K_E = (1^3 \cdot 0,35 + 0,8^3 \cdot 0,45 + 0,2^3 \cdot 0,2)^{1/3} = 0,835.$$

Эквивалентные нагрузки по формулам (4.11):

$$F_{r1} = 0,835 \cdot 3000 = 2505 \text{ Н}; F_{r2} = 0,835 \cdot 3800 = 3173 \text{ Н}; F_A = 0,835 \cdot 1100 = 919 \text{ Н}.$$

3. Для сравнительного расчета предварительно назначаем шариковые радиальные ($F_A / F_{r2} = 1100 / 3800 = 0,29 < 0,3$) и радиально-упорные подшипники легкой узкой серии: 208 и 36208K6 (с углом $\alpha = 15^0$ – приложение А2).

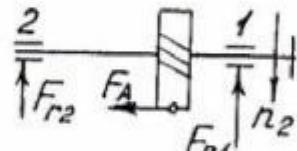


Рис. 6.1

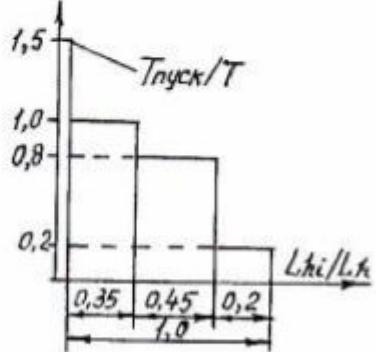


Рис. 6.2

Схема установки ПК "враспор" (рис. 2.3, а).

4. Габаритные размеры обоих ПК одинаковы (табл. Б1 приложения Б) $d \times D \times B = 40 \times 80 \times 18$ мм; грузоподъемность (табл. В1 приложения В):

- ПК 208 $C_r = 32000$ Н, $C_{0r} = 19000$ Н;
- ПК 36208К6 $C_r = 41000$ Н, $C_{0r} = 20000$ Н.

5. Отношение F_{r2} / C_{0r} ($F_{r2} > F_{r1}$) ПК 36208К6 равно $3173 / 20400 = 0,159$. По графику рис. 2.2 при $\alpha = 15^\circ$ этому соответствует $e' = 0,44$.

6. Расчетная осевая нагрузка F_a

Схема осевого нагружения вала соответствует рис. 2.5, а. Тогда:

а) ПК 208 ($\alpha = 0^\circ$): $F_{a1} = 0$; $F_{a2} = F_A = 919$ Н;

б) ПК 36208К6: по формуле (2.1) $F_{S1} = 0,44 \cdot 2505 = 1102$ Н; $F_{S2} = 0,44 \cdot 3173 = 1396$ Н. Допустим $F_{a1} = F_{S1} = 1102$ Н, тогда $F_{a2} = F_{S1} + F_A = 1102 + 919 = 2021$ Н $> F_{S2} = 1396$ Н. Условия регулирования выполняются.

7. Коэффициенты X , Y и параметр e

Отношение F_{a2} / C_{0r} ($F_{a2} > F_{a1}$):

а) ПК 208: $919 / 19000 = 0,0484$;

б) ПК 36208К6: $2021 / 20000 = 0,101$.

По табл. 4.1 линейной интерполяцией находим :

а) ПК 208 ($\alpha = 0^\circ$): $X = 0,56$; $Y = 1,79$; $e = 0,25$;

б) ПК 36208К6: ($\alpha = 15^\circ$): $X = 0,44$; $Y = 1,21$; $e = 0,465$.

8. Отношение $F_a / (VF_r)$ при $V = 1$ (вращается вал):

а) ПК 208: $F_{a2} / (VF_{r2}) = 919 / (1 \cdot 3173) = 0,29 > e = 0,25$;

б) ПК 36208К6: $F_{a1} / (VF_{r1}) = 1102 / (1 \cdot 2505) = 0,44 < e = 0,465$;

$F_{a2} / (VF_{r2}) = 2021 / (1 \cdot 3173) = 0,64 > e = 0,465$.

9. Наибольшая эквивалентная радиальная динамическая нагрузка

Так как $F_{r2} > F_{r1}$ и $F_{a2} > F_{a1}$, то, следовательно, по формуле (4.4) $P_{r2} > P_{r1}$. При $K_6 = 1,4$ (табл. 4.2) и $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^\circ C$) будем иметь :

а) ПК 208: $P_{r2} = (1 \cdot 0,56 \cdot 3173 + 1,79 \cdot 919) \cdot 1,4 \cdot 1 = 4791$ Н;

б) ПК 36208К6: $P_{r2} = (1 \cdot 0,44 \cdot 3173 + 1,21 \cdot 2021) \cdot 1,4 \cdot 1 = 5378$ Н (подшипник более нагружен, чем 208).

10. Скорректированный ресурс по формулам (4.1) и (4.2) (при $P_t = 90\%$ $a_1 = 1$; условия эксплуатации – 1 (с. 8) $a_{23} = 0,75$; $p = 3$ – для шарикоподшипников):

а) ПК 208: $L_{10ah} = 1 \cdot 0,75 \cdot 10^6 (32000 / 4791)^3 / (60 \cdot 150) = 24831$ ч;

б) ПК 36208К6: $L_{10ah} = 1 \cdot 0,75 \cdot 10^6 (41000 / 5378)^3 / (60 \cdot 150) = 36924$ ч .

В обоих вариантах $L_{10ah} > [L_{10ah}] = 10000$ ч – подшипники удовлетворяют заданному ресурсу с запасом соответственно в 2,48 и 3,69 раза. Следует принять более дешевые подшипники 208.

11. Попробуем снизить запас по ресурсу ПК 208 за счет применения подшипников особолегкой серии 108 : (табл. Б1) $d \times D \times B = 40 \times 68 \times 15$ мм; (табл. В1) $C_r = 16800$ Н, $C_{0r} = 11600$ Н. Отношение $F_{a2} / C_{0r} = 919 / 11600 = 0,079$; по табл. 4.1 $X = 0,56$, $Y = 1,58$, $e = 0,275$. Отношение $F_{a2} / (VF_{r2}) = 919 / (1 \cdot 3173) = 0,2896 > e = 0,275$ и тогда $P_{r2} = (1 \cdot 0,56 \cdot 3173 + 1,58 \cdot 919) \cdot 1,4 \cdot 1 = 4520$ Н. Ресурс $L_{10ah} = 1 \cdot 0,75 \cdot 10^6 \cdot (16800 / 4520)^3 / (60 \cdot 150) = 4279$ ч < $[L_{10ah}] = 10000$ ч, что недостаточно по заданию.

12. Вывод. В качестве опор для данного вала при заданных условиях нагружения принимаем шариковые радиальные подшипники 208 ГОСТ 8338-75. При требуемом ресурсе 10000 часов надежность подшипников выше 90%.

6.2. ПРИМЕР 2. Подобрать подшипники для опор вала конической шестерни редуктора КЦ (рис. 6.3). Исходные данные: $n = 1200$ мин⁻¹; $d_{\pi} = 35$

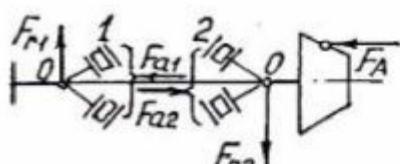


Рис. 6.3

мм; $F_{r1max} = 4300$ Н, $F_{r2max} = 5600$ Н, $F_{Amax} = 2400$ Н. Условия эксплуатации – обычные, температура $t_{раб}$ ниже 100°C . Типовой режим нагружения – средний нормальный (III). Требуемый ресурс при надежности $P_t = 95\%$ $[L_{5ah}] = 10^4$ часов.

Решение

1. Так как частота вращения $n = 1200 > 10$ мин⁻¹, то подбор ПК следует производить по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855-94).

2. Коэффициент эквивалентности нагрузки для III режима нагружения (с.12) $K_E = 0,56$.

Эквивалентные нагрузки по формулам (4.11):

$$F_{r1} = 0,56 \cdot 4300 = 2408 \text{ Н}; F_{r2} = 0,56 \cdot 5600 = 3136 \text{ Н}; F_A = 0,56 \cdot 2400 = 1344 \text{ Н.}$$

3. По рекомендациям практики предварительно назначаем радиально-упорные роликовые конические ПК легкой узкой серии 7207A. Схема установки ПК "врастяжку" (рис. 2.3, б).

4. Паспортные данные ПК: (табл. Б2 приложения Б) $d \times D \times T = 35 \times 72 \times 18,25$ мм; грузоподъемность (табл. В1 приложения В): $C_r = 48400$ Н, $C_{0r} = 32500$ Н; средний угол контакта (приложение А2) $\alpha = 14^{\circ}$. По табл. 4.1 $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \operatorname{ctg} 14^{\circ} = 1,6$; $e = 1,5 \operatorname{tg} 14^{\circ} = 0,37$.

5. Расчетная осевая нагрузка F_a

Схема осевого нагружения вала и номера опор соответствуют рис. 2.5, б. Осевые составляющие по формулам (2.1) $F_{S1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2408 = 739$ Н; $F_{S2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3136 = 963$ Н.

Допустим $F_{a1} = F_{S1} = 739$ Н, тогда $F_{a2} = F_{S1} + F_A = 739 + 1344 = 2083$ Н > $F_{S2} = 963$ Н. Условия регулирования выполняются; F_{a1} и F_{a2} найдены верно.

6. Отношение $F_a / (VF_r)$ при $V = 1$ (вращается вал): $F_{a1} / (VF_{r1}) = 739 / (1 \cdot 2408) = 0,307 < e = 0,37$; $F_{a2} / (VF_{r2}) = 2083 / (1 \cdot 3136) = 0,664 > e = 0,37$.

7. По формуле (4.5) при $K_6 = 1,4$ (табл. 4.2) и $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^0 C$) будем иметь: $P_{r1} = 1 \cdot 2408 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3371$ Н; по формуле (4.4) $P_{r2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 3136 + 1,6 \cdot 2083) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6422$ Н. Так как $P_{r2} > P_{r1}$, то расчет ресурса проводим по 2-й опоре; при этом $P_{r2} = 6422$ Н $< 0,5 \cdot 48400 = 24200$ Н, следовательно, формулы (4.1)...(4.3) справедливы при расчете ресурса.

8. Скорректированный ресурс при $P_t = 95\%$ ($\alpha_1 = 0,62$), условиях эксплуатации – 1 для роликовых конических ПК ($\alpha_{23} = 0,65$); $p = 10/3$ по формулам (4.1) и (4.2):

$$L_{5ah} = 0,62 \cdot 0,65 \cdot 10^6 (48400 / 6422)^{3,33} / (60 \cdot 1200) = 4666 \text{ ч} < [L_{5ah}] = 10^4 \text{ ч.}$$

Подшипник 7207А не пригоден по требуемому ресурсу.

9. Принимаем ПК 7507А. Для него: $d \times D \times T = 35 \times 72 \times 24,25$ мм; $C_r = 61600$ Н, $C_{0r} = 45000$ Н. По табл. 4.1 $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 15^0 = 0,4$ ($\alpha = 15^0$ – приложение А2).

Силы $F_{S1} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 2408 = 799$ Н; $F_{S2} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 3136 = 1041$ Н.

Принимаем $F_{a1} = F_{S1} = 799$ Н, тогда $F_{a2} = 799 + 1344 = 2143$ Н $> F_{S2} = 1041$ Н. Отношения $F_{a1} / (VF_{r1}) = 799 / (1 \cdot 2408) = 0,33 < e = 0,4$ и $F_{a2} / (VF_{r2}) = 2143 / (1 \cdot 3136) = 0,68 > e = 0,4$. По табл. 4.1 $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} 15^0 = 1,49$. Нагрузка $P_{r2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 3136 + 1,49 \cdot 2143) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6226$ Н.

Скорректированный расчетный ресурс при $P_t = 95\%$:

$$L_{5ah} = 0,62 \cdot 0,65 \cdot 10^6 (61600 / 6226)^{3,33} / (60 \cdot 1200) = 11549 \text{ ч} > [L_{5ah}] = 10^4 \text{ ч.}$$

10. **Вывод.** В качестве опор для данного вала при заданных условиях нагружения и 95%-ной надежности принимаем роликовые конические подшипники повышенной грузоподъемности легкой широкой серии 7507А ГОСТ 27365-87.

6.3. ПРИМЕР 3. Подобрать подшипники для вала–червяка (рис. 6.4) с двухсторонне–фиксацией 2 и "плавающей" 1 опорами. Исходные данные: $n = 1410 \text{ мин}^{-1}$; $d_{\text{п}} = 45$ мм; $F_{r1\text{max}} = 5500$ Н, $F_{r2\text{max}} = 4300$ Н, $F_{A\text{max}} = 6600$ Н. Условия эксплуатации – обычные, температура $t_{раб} = 90^0 C$. Циклограмма нагружения приведена на рис. 6.2 примера 6.1. Требуемый ресурс при надежности $P_t = 90\%$ $[L_{10ah}] = 10^4$ часов.

Решение

1. Так как частота вращения $n = 1410 > 10 \text{ мин}^{-1}$, то подбор ПК следует производить по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855-94).

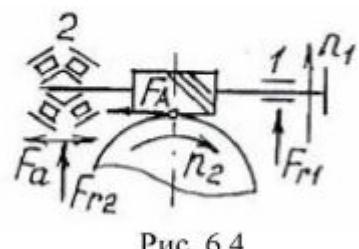


Рис. 6.4

2. Коэффициент эквивалентности нагрузки $K_E = 0,835$ (расчет см. в примере 6.1).

Эквивалентные нагрузки по формулам (4.11):

$$F_{r1} = 0,835 \cdot 5500 = 4590 \text{ Н}; F_{r2} = 0,835 \cdot 4300 = 3590 \text{ Н}; F_A = 0,835 \cdot 6600 = 5510 \text{ Н}.$$

3. Фиксирующую опору 2 выполним сдвоенной по схеме "О" (см. приложение А1) из двух радиально-упорных шарикоподшипников 36209К6 ($\alpha = 15^\circ$ – приложение А2): по табл. Б1 приложения Б $d \times D \times B = 45 \times 85 \times 19$ мм; грузоподъемность (табл. В1 приложения В) одного подшипника $C_r = 42300$ Н, $C_{0r} = 25000$ Н. Для двухрядного ПК будем иметь (с.12) $C_{r\Sigma} = 1,625 \times 42300 = 68738$ Н, $C_{0r\Sigma} = 2 \cdot 20500 = 50000$ Н.

4. По отношению [1, с.110] $iF_a / C_{0r\Sigma} = 2 \cdot 5510 / 50000 = 0,22$, где $i = 2$ – число рядов ПК; $F_a = F_A = 5510$ Н, по табл. 4.1 находим интерполяцией для угла $\alpha = 15^\circ$ и двухрядных подшипников $e = 0,52$.

5. Отношение $F_a / (VF_r)$ при $V = 1$ (вращается вал) равно $5510 / (1 \cdot 3590) = 1,535 > e = 0,52$. По табл. 4.1 получим $X = 0,72$; $Y = 1,76$ (интерполяция).

6. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка по формуле (4.4) при $V = 1$, $K_6 = 1,3$ (табл. 4.2, червячный редуктор), $K_T = 1$ ($t < 100^\circ\text{C}$):

$$P_{r2} = (1 \cdot 0,72 \cdot 3590 + 1,76 \cdot 5510) \cdot 1,3 \cdot 1 = 15967 \text{ Н.}$$

7. Скорректированный расчетный ресурс при $P_t = 90\%$ ($a_1 = 1,0$), условиях эксплуатации – 1 для шариковых радиально-упорных ПК ($a_{23} = 0,75$); $p = 3$ по формулам (4.1) и (4.2):

$$L_{10ah} = 1 \cdot 0,75 \cdot 10^6 (68738 / 15967)^3 / (60 \cdot 1410) = 8,865 \cdot (3,26)^3 = 707 \text{ ч} << [L_{10ah}] = 10^4 \text{ ч.} \quad \text{Подшипники 36209К6 не пригодны по требуемому ресурсу.}$$

8. Проверка показала, что ПК 46309 ($\alpha = 26^\circ$) имеет $L_{10ah} = 3626$ ч, что недостаточно. У ПК 66309К ($\alpha = 40^\circ$) C_r и C_{0r} меньше, чем у 46309, что также неудовлетворительно.

9. Принимаем для фиксирующей опоры два роликовых конических подшипника. Как показали расчеты, ПК 7209А ($L_{10ah} = 1736$ ч) и 7309А ($L_{10ah} = 5557$ ч) не пригодны для заданного вала.

10. Проверим ресурс ПК 7609А ($\alpha = 12^\circ$): по табл. Б2 $d \times D \times T = 45 \times 100 \times 38,25$ мм; грузоподъемность (табл. В1) $C_r = 132000$ Н, $C_{0r} = 113000$ Н. Для двухрядного роликоподшипника будем иметь (с.12) $C_{r\Sigma} = 1,714 \cdot 132000 = 226248$ Н, $C_{0r\Sigma} = 2 \cdot 113000 = 226000$ Н. По табл. 4.1 $e = 1,5 \operatorname{tg} 12^\circ = 0,32$. Отношение $F_a / (VF_r) = 1,535 > e = 0,32$; по табл. 4.1 $X = 0,67$; $Y = 0,67 \operatorname{ctg} 12^\circ = 3,15$. По формуле (4.4) $P_{r2} = (1 \cdot 0,67 \cdot 3590 + 3,15 \cdot 5510) \cdot 1,3 \cdot 1 = 25690$ Н.

Ресурс при $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,65$, $p = 10/3$

$$L_{10ah} = 1 \cdot 0,65 \cdot 10^6 (226248 / 25690)^{3,33} / (60 \cdot 1410) = 10760 \text{ ч} > [L_{10ah}] = 10^4 \text{ ч.}$$

11. В "плавающей" опоре $1 F_a = 0$ и для подбора ПК можно применить прямой способ. Из формул (4.1) и (4.2) расчетная динамическая радиальная грузоподъемность, H :

$$C_r' = P_r \{ [L_{sah}] \cdot 60n / (10^6 a_1 a_{23}) \}^{1/p},$$

где $P_r = VF_r K_6 K_T = 1 \cdot 4590 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5967$ Н.

Для шарикового однорядного радиального ПК $a_1 = 1, a_{23} = 0,75, p = 3$;

$$C_r' = 5967 [10^4 \cdot 60 \cdot 1410 / (10^6 \cdot 1 \cdot 0,75)]^{1/3} = 60676 \text{ Н.}$$

Для роликового радиального ПК с короткими цилиндрическими роликами $a_1 = 1, a_{23} = 0,55, p = 10/3$;

$$C_r' = 5967 [10^4 \cdot 60 \cdot 1410 / (10^6 \cdot 1 \cdot 0,55)]^{3/10} = 53933 \text{ Н.}$$

Из условия $C_r' \leq C_{r\text{кат}}$, где $C_{r\text{кат}}$ – базовая радиальная динамическая грузоподъемность ПК по каталогу, будем иметь:

- шарикоподшипник (табл. В1) 409 ($C_r = 76100$ Н), $d \times D \times B = 45 \times 120 \times 29$ мм (табл. Б1);
- роликоподшипник (табл. В1) 2309 ($C_r = 72100$ Н), $d \times D \times B = 45 \times 100 \times 25$ мм (табл. Б1);

12. **Выходы.** Для фиксирующей опоры вала–червяка принимаем два подшипника 7609А ГОСТ 27365-87. В качестве "плавающей" опоры выбираем ПК 2309 ГОСТ 8328-75, имеющий меньшие диаметр D и ширину B , **одинаковую расточку в корпусе** (100 мм) с **фиксирующей опорой**, более благоприятные условия осевого смещения по внутренней поверхности наружного кольца.

6.4. Пример 4. Произвести сравнительный расчет радиально-упорных подшипников 36210К6 и 7210А, установленных "враспор" на коротком валу, если $n = 6 \text{ мин}^{-1}$; $F_{r1} = 5500$ Н, $F_{r2} = 4000$ Н, $F_A = 3500$ Н; нагрузка постоянная; надежность $P_t = 96\%$.

Решение оформлено в виде табл. 6.1.

Таблица 6.1

Параметры расчета	Подшипники	
	36210К6	7210А
1. Размеры $d \times D \times B(T)$ (табл. Б1, Б2), мм	50 x 90 x 20	50 x 90 x 21,75
2. Угол α (приложение А2), град	15	14
3. Динамическая радиальная грузоподъемность C_r (табл. В1), Н	35500	70400
4. Статическая радиальная грузоподъемность C_{0r} (табл. В1), Н	28500	55000
5. F_{a1} / C_{0r} ($F_{a1} > F_{a2}$)	0,193	–
Параметр e	(рис. 2.2) $e' = 0,455$	$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 0,37$
6. $F_{S1} = e' F_{r1}$, Н	2503	–

Окончание табл. 6.1

Параметры расчета	Подшипники	
	36210K6	7210A
$F_{S1} = 0,83eF_{r1}$, Н	—	1689
$F_{S2} = e'F_{r2}$, Н	1820	—
$F_{S2} = 0,83eF_{r2}$, Н	—	1228
7. $F_{a1} = F_{S1}$, Н	2503	1689
$F_{a2} = F_{S1} + F_A$, Н	$6003 > 1820$	$5189 > 1228$
8. F_{a1} / C_{0r}	0,088	—
F_{a2} / C_{0r}	0,21	—
Параметр e (табл. 4.1)	$e_1 = 0,46$	$e_2 = 0,52$
9. $F_{a1} / (VF_{r1})$	$0,455 = e_1$	$0,31 < e$
	$X_1 = 1,0 ; Y_1 = 0$	
$F_{a2} / (VF_{r2})$	$1,5 > e_2$	$1,3 > e$
По табл. 4.1	X_2	0,44
	Y_2	1,09
10. P_{r1} по формуле (4.5), Н	$1 \cdot 5500 \cdot 1,4 \cdot 1 = 7700$	
P_{r2} по формуле (4.4), Н	$(1 \cdot 0,44 \cdot 4000 +$ $+ 1,09 \cdot 6003) \cdot 1,4 \cdot 1 =$ $= 11625$	$(1 \cdot 0,4 \cdot 4000 +$ $+ 1,6 \cdot 5189) \cdot 1,4 \cdot 1 =$ $= 13863$
	$P_{r2} > P_{r1}$	
11. При $P_t = 96\%$	a_1	
Условия работы 1: a_{23}	0,75	0,65
Показатель степени p	3	10 / 3
Расчетная частота вращения при $n = 6 \text{ мин}^{-1}$	10	
12. Ресурс L_{4ah} по формулам (4.1), (4.2), часов	$0,53 \cdot 0,75 \cdot 10^6 \times$ $\times (35500 / 11625)^3 /$ $/ (60 \cdot 10) = 18867$	$0,53 \cdot 0,65 \cdot 10^6 \times$ $\times (70400 / 13863)^{3,33} /$ $/ (60 \cdot 10) = 128549$

Вывод. При заданных условиях эксплуатации ПК 7210А имеет в $128549 / 18867 = 6,8$ раза больший ресурс по сравнению с ПК 36210К6. Кроме того, при отношении $F_{a2} / (VF_{r2}) = 1,5$ рекомендуются (с. 3) шариковые радиально-упорные подшипники с углом контакта $\alpha = 40^\circ$. Таким образом, в данном случае, когда нет ограничений по быстроходности, подшипник 7210А имеет несомненное преимущество по сравнению с ПК 36210К6. Тем более, что при таком запасе ресурса следует понизить серию роликового конического подшипника.

6.5. Пример 5. Подобрать ПК для вала, если $n = 0,8 \text{ мин}^{-1}$; $d_{\text{п}} = 40 \text{ мм}$; $F_{r1} = 5000 \text{ Н}$, $F_{r2} = 3600 \text{ Н}$, $F_A = 1000 \text{ Н}$.

Решение

1. Так как частота вращения $n = 0,8 < 1 \text{ мин}^{-1}$, то подбор ПК следует производить по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854-94).

2. Принимаем шариковый однорядный радиальный подшипник.

Опора 1 ($F_a = 0$) $P_{0r} = F_{r1} = 5000 \text{ Н}$;

Опора 2 по формуле (4.13), где $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$ (табл. 4.3):

$P_{0r2} = 0,6 \cdot 3600 + 0,5 \cdot 1000 = 2660 \text{ Н} < F_{r2} = 3600 \text{ Н}$, следует принять $P_{0r2} = F_{r2} = 3600 \text{ Н}$. Нагрузка $P_{0r2} < P_{0r1}$, следовательно подбор ПК необходимо производить по $P_{0r1} = 5000 \text{ Н}$ из условия $P_{0r1} \leq C_{0r\text{кат}}$, где $C_{0r\text{кат}}$ – базовая статическая радиальная грузоподъемность ПК по каталогу.

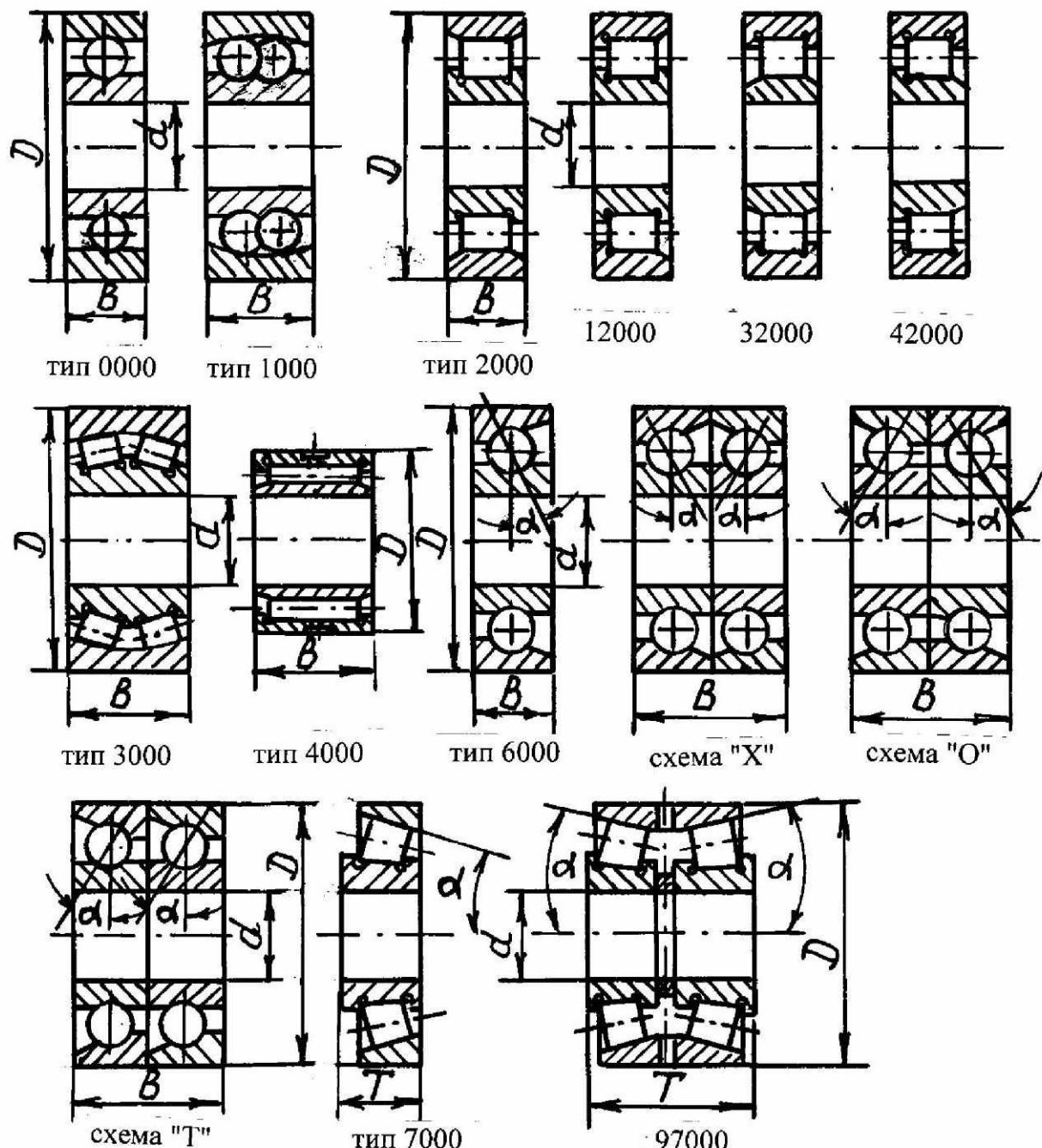
Для $d_{\text{п}} = 40 \text{ мм}$ по табл. В1 приложения В принимаем подшипник 108 ГОСТ 8338-75, у которого $C_{0r\text{кат}} = 11600 > 5000 \text{ Н}$,
 $d \times D \times B = 40 \times 68 \times 15 \text{ мм}$.

7. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.– М.: Высш. шк., 2001.– 447 с.
2. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / Под общей ред. В.Б. Носова.– М.: Машиностроение, 1997. – 640 с.
3. Подшипники качения: Справочник–каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Анульев В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3 т. Т.2. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
5. Черменский О.Н. Подшипники качения: Справочник–каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов.– М.: Машиностроение, 2003.– 576 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

А1. Типы подшипников качения



А2. Углы контакта α

Тип ПК	0000	1000	2000	36000	36000K6	46000	66000	66000K
α , град	0	0	0	12	15	26	36	40

Тип ПК	2007100A	7200A	7300A	7500A	7600A	27600A	1027300A
α , град	14...16	12...16	11...13	14...16	10...13	20	20...30

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Габаритные размеры подшипников качения по ГОСТ 3478-79

Таблица Б1

Подшипники радиальные шариковые (тип 0000), роликовые (тип 2000) и радиально-упорные шариковые (тип 6000) [2, с.36], [3, с.24] (рис. приложения А1);

Серия <i>D</i>	100, 2100, 6100			200, 2200, 6200			300, 2300, 6300			400, 2400, 6400				
	<i>d</i>	D	серия по <i>B</i>		D	серия по <i>B</i>		D	серия по <i>B</i>		D	B		
			0	2		0	5		0	6				
17	35	10	12	40	12	16	47	14	19	62	17			
20	42	12	14	47	14	18	52	15	21	72	19			
22	44			50			56	16		—	—			
25	47			52	15		62	17	24	80	21			
28	52			15	58	16	19	68		—	—			
30	55	13	16	62	17		20	72	19	27	90	23		
32	58			65			21	75	20	28	—	—		
35	62			72			23	80	21	31	100	25		
40	68	15	18	80	18			90	23	33	110	27		
45	75	16	19	85	19			100	25	36	120	29		
50	80			90	20			110	27	40	130	31		
55	90	18	22	100	21	25		120	29	43	140	33		
60	95			110	22			130	31	46	150	35		
65	100			120	23			31	140	33	48	160	37	
70	110	20	24	125	24				150	35	51	180	42	
75	115			130	25				160	37	55	190	45	
80	125	22	27	140	26	33	170	39	58	200	48			

Таблица Б2

Подшипники конические однорядные роликовые (тип 7000) [2, с.52], [3, с.33];

Серия <i>D</i>	7100A			7200A, 7500A			7300A, 7600A			размеры, мм	
	<i>d</i>	D	серия по <i>T</i>		D	серия по <i>T</i>		D	серия по <i>T</i>		
			2	3		0	5		0	6	
17	35	13	15	40	13,25	17,25	47	15,25	20,25		
20	42	15	17	47	15,25	19,25	52	16,25	22,25		
22	44		—	50			56	17,25			
25	47		17	52	16,25	62	18,25	25,25			
28	52		—	58	17,25	20,25	68	19,75	25,75		
30	55	17	20	62		21,25	72	20,75	28,75		
32	58		—	65	18,25	22,25	75	21,75	29,75		
35	62		21	72		24,25	80	22,75	32,75		
40	68	19	22	80	19,75	24,75	90	25,25	35,25		
45	75	20	24	85	20,75		100	27,25	38,25		
50	80		90	21,75	110	29,25	42,25				
55	90	23	100	22,75	26,75	120	31,5	45,5			
60	95		110	23,75	29,75	130	33,5	48,5			
65	100		120	24,75	32,75	140	36	51			
70	110	25	125	26,25	33,25	150	38	54			
75	115		130	27,25		160	40	58			
80	125	29	36	140	28,25	35,25	170	42,5	61,5		

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В1

Базовые динамическая (C_r) и статическая (C_{0r}) грузоподъемности ПК по каталогу [5] и ГОСТ 27365-87 (для подшипников типа 7000), кН

Тип ПК	Шариковый радиальный однорядный							
	100		200		300		400	
Серия	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
17	—	—	9,56	4,75	13,5	6,65	22,9	11,8
20	9,36	5,0	12,7	6,55	15,9	7,8	—	—
25	11,2	6,5	14	7,8	22,5	11,6	36,4	20,4
30	13,3	8,3	19,5	11,2	28,1	16,0	47	26,7
35	15,9	10,2	25,5	15,8	33,2	19,0	55,3	31
40	16,8	11,6	32	19,0	41	24,0	63,7	36,5
45	20,8	14,6	33,2	21,6	52,7	31,5	76,1	45,5
50	21,6	16,0	35,1	23,5	61,8	38,0	87,1	52
55	28,1	21,2	43,6	29,0	71,5	45,0	100	63
60	29,6	23/2	52	32,5	81,9	52,0	108	70
65	30,7	25,0	56	40,5	92,3	60,0	119	78,1
70	37,7	31,0	61,8	45,0	104	68,-	143	105
75	39,7	33,5	66,3	49,0	114	76,5	—	—
80	47,7	40,0	70,2	55,0	124	86,5	163	125

Продолжение табл. В1

Тип ПК	Шариковый сферический двухрядный				Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами				
	1200		1300		2100, 32100		2200, 12200, 32200, 42200		
Серия	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	$S^*, \text{мм}$
17	7,93	2,42	12,5	3,66	—	—	10,8	5,2	—
20	9,95	3,18			8,8	4,7	14,7	7,35	1,0
25	12,1	4	17,8	6	—	—	16,8	8,8	1,1
30	15,6	5,8	21,2	7,7	17,9	7,85	22,4	12	1,0
35	15,9	6,6	25,1	9,8	—	—	31,9	17,6	1,1
40	19	8,55	29,6	12,2	31,4	17,6	41,8	24	1,3
45	21,6	9,6	37,7	15,9	—	—	44	25,5	1,2
50	22,9	10,8	43,6	17,5	30,8	17,6	45,7	27,5	
55	26,5	13,3	50,7	22,5	34,7	23,6	56,1	34	1,6
60	30,2	15,5	57,2	26,5	—	—	64,4	43	1,4
65	31,2	17,2	61,8	29,5	38	26,5	76,5	51	1,3
70	34,5	18,7	74,1	35,5	56	36	79,2	54	1,2
75	39	21,5	79,3	38,5	—	—	91,3	63	
80	39,7	23,5	77,4	42	66	44	106	68	0,8

Примечание. *—допуск осевого смещения колец из среднего положения.

Продолжение табл. В1

Тип ПК	Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами						
Серия	2500, 32500		2300, 12300, 32300, 42300		2600, 12600, 32600		
<i>d</i> , мм	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>S</i> *, мм	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
17	—	—	—	—	—	—	—
20	—	—	20,5	10,4	1,0	—	—
25	22,9	23,0	28,6	15,0	1,3	41,8	40,0
30	—	—	36,9	32,5		50,1	47,5
35	47,3	52,5	44,6	44,0		58,3	62,0
40	56,1	63,0	56,1	53,0	1,1		
45	—	—	72,1	68,0			
50	62,7	73,0	88	85,0		—	—
55	73,7	86,5	102	104,0	1,7		
60	93,5	123,0	123	125,0	2,4		
65	110,0	138,0	138	139,0	2,5		
70	117,0	147,0	151	167,0	2,3		
75	125,0	159,0	183	182,0	2,4		
80	147,0	208,0	190	205,0	2,3		

Примечание. *—допуск осевого смещения колец из среднего положения.

Продолжение табл. В1

Тип ПК	Шариковый радиально-упорный однорядный							
Серия	36100К6		46100		36200К6		46200	
<i>d</i> , мм	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
17	6,76	3,6	—	—	9,23	4,65	9,0	5,98
20	8,72	5,2	—	—	11,9	6,55	12,5	8,8
25	9,56	6,3	9,02	6,0	13,5	8,0	13,7	9,6
30	14,3	8,65	14,5	10,1	24,2	12,0	21,9	13,8
35	15,6	10,6	18,1	12,9	31,9	15,6	29,0	19,3
40	16,8	12,2	18,9	14,1	41,0	20,0	36,8	25,5
45	23,2	16,0	22,5	13,4	42,3	25,0	38,7	27,1
50	24,5	18,3	23,2	19,6	35,5	28,5	40,6	29,3
55	34,0	25,0	32,6	24,8	55,3	39,1	50,3	37,1
60	35,5	26,5	37,4	31,1	—	—	60,8	44,0
65	36,0	28,5	—	—	—	—	69,4	52,5
70	46,8	36,0	46,1	36,5	60,0	52,0	—	—
75	45,5	39,0	47,3	42,8	—	—	78,4	63,3
80	58,0	48,0	56,0	45,5	93,0	76,9	88,4	75,3

Продолжение табл. В1

Тип ПК	Шариковый радиально-упорный однорядный				Роликовый конический однорядный			
	46300		66300К		2007100A		7200A	
<i>d</i> , мм	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
17	16,1	8,2	—	—	—	—	17,9	12
20	17,8	9,9	—	—	22,9	15,6	26	16,6
25	26,9	16,0	—	—	25,5	18,3	29,2	21
30	32,6	20,3	—	—	33,6	24,5	38	25,5
35	42,6	26,7	—	—	40,2	30,5	48,4	32,5
40	50,8	33,6	—	—	49,5	40	58,3	40

Продолжение табл. В1

Тип ПК	Шариковый радиально-упорный однорядный				Роликовый конический однорядный			
	46300		66300K		2007100A		7200A	
Серия	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
d , мм								
45	61,4	41,0	60,8	36,4	55,0	44,0	62,7	50,0
50	71,8	48,8	—	—	57,2	48,0	70,4	55,0
55	82,8	58,7	—	—	76,5	64,0	84,2	61,0
60	100,0	72,4	93,7	58,8	76,5	67,0	91,3	70,0
65	113,0	83,1	—	—	78,1	68,0	108,0	78,0
70	127,0	94,5	119,0	76,8	95,2	83,0	119,0	89,0
75	131,0	100,1	—	—	99,0	88,0	130,0	100,0
80	136,0	109,7	—	—	128,0	116,0	140,0	114,0

Окончание табл. В1

Тип ПК	Роликовый конический однорядный							
	7500A		7300A		7600A		1027300A	
Серия	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
d , мм								
17	—	—	26	16	33	21,2	—	—
20	—	—	31,9	20	41,3	28	—	—
25	34,1	25	41,8	28	56,1	39	35,8	23,2
30	47,3	37	52,8	39	72,1	55	44,6	29,0
35	61,6	45	68,2	50	88,0	73	57,2	39,0
40	70,4	50	80,9	56	110,0	85	69,3	54,0
45	74,8	60	101,0	72	132,0	113	85,8	60,0
50	76,5	64	117,0	90	161,0	135	99,0	72,5
55	99,0	80	134,0	110	187,0	153	114,0	80,0
60	120,0	100	161,0	120	216,0	178	134,0	96,5
65	142,0	120	183,0	150	246,0	220	154,0	112,0
70	147,0	118	209,0	170	279,0	232	176,0	127,0
75	157,0	130	229,0	185	319,0	260	194,0	143,0
80	176,0	155	255,0	190	370,0	320	212,0	153,0

СОДЕРЖАНИЕ

1. ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	3
2. ОСОБЕННОСТИ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ	3
2.1. ПК под действием радиальной нагрузки F_r	3
2.2. Реакции F_r в опорах	5
2.3. Схемы установки ПК на валах	5
2.4. Расчетная нагрузка на радиально-упорные подшипники	6
3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И МЕТОДЫ ПОДБОРА	7
4. ПОДБОР ПК ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18855-94)	8
4.1. Расчетный ресурс	8
4.2. Особенности подбора	9
5. ПОДБОР ПК ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ (ГОСТ 18854-94)	13
6. ПРИМЕРЫ ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ	14
6.1. Пример 1	14
6.2. Пример 2	16
6.3. Пример 3	17
6.4. Пример 4	19
6.5. Пример 5	20
7. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	21
ПРИЛОЖЕНИЕ А	22
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	23
ПРИЛОЖЕНИЕ В	24