

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 :

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

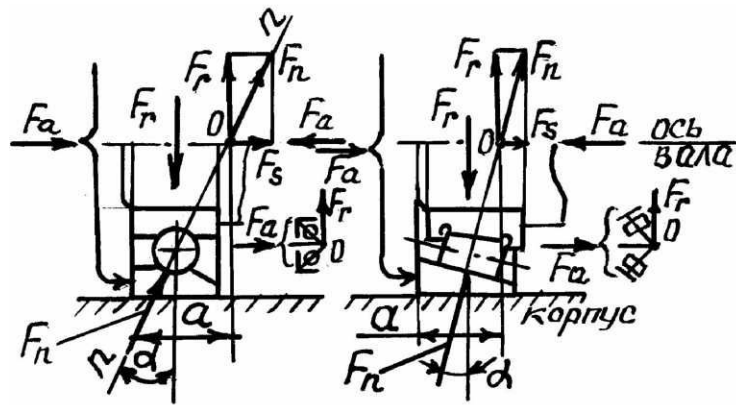


Рис. 2.1

где e' - параметр осевого нагружения:

а) $e' = 0,83 e$ - для роликовых конических ПК;

б) $e' = e$ - для радиально-упорных шариковых ПК при $\alpha \geq 18^\circ$; $e' =$

$f(F_r / C_{or})$ - при $\alpha < 18^\circ$ (рис. 2.2),

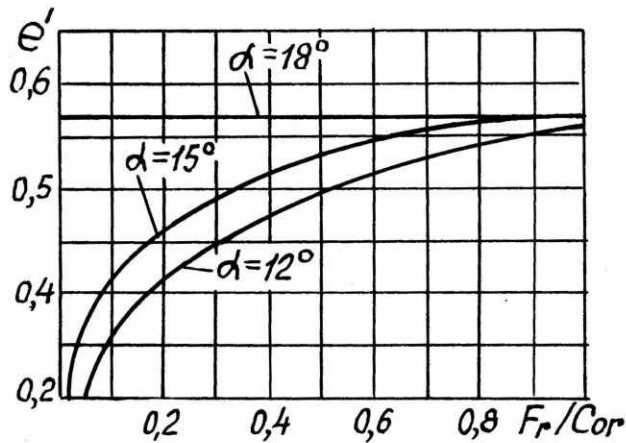


Рис. 2.2

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:**

ваться:

- 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 $F_{АН}$. 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]

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

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 одно-рядных ПК приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

| Диаметр вала d | Размеры, мм | | |
|------------------|------------------------------|---------------|----------------------|
| | 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 O – пересечения нормали к серединам площадок контакта с осью вала.

Расстояние a от внешних торцов подшипников до точек O 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

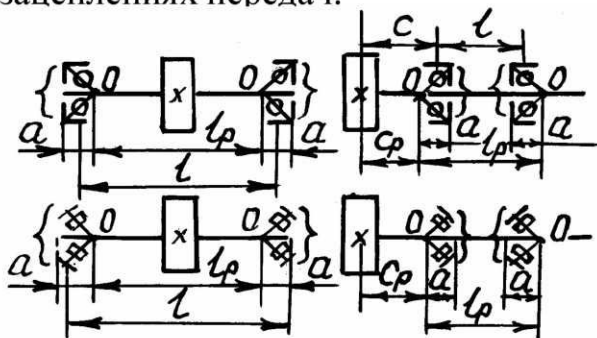
Валы (кроме “плавающих”) должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала **опоры разделяют на фиксирующие** (односторонние и двухсторонние) и **“плавающие”** (осевое перемещение вала в любом направлении неограничено). Фиксирующая опора воспринимает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

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

Схема применяется при расположении элементов передач между опорами валов;

б) схема “враспяжку” (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 вала.

вала.

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

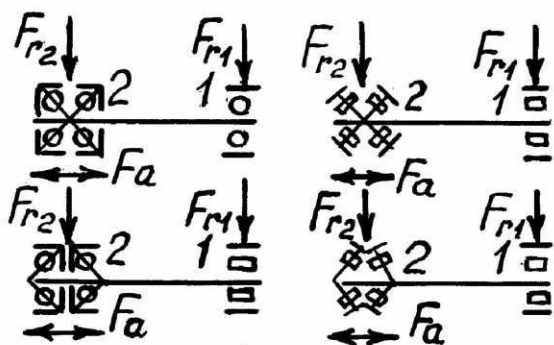


Рис 2.4. Фиксирующие (2) и “плавающие” (1) опоры длинных валов

Схема “Х” рекомендуется при нежестких валах – допускает небольшой угловой перекоп 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.

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:

- а) при установке подшипников “враспор”;
- б) 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):

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

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 ($\alpha = 0^\circ$) 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;

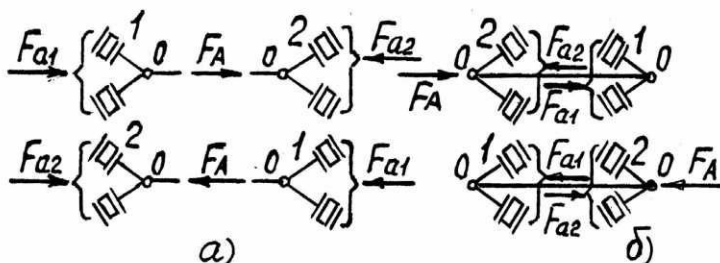


Рис.2.5. Схемы осевого нагружения вала

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 **скорректированные 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.

Значения a_{23} [2, с.369]:

| 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, 6X и 6** по ГОСТ 520-89.

Согласно схемам установки ПК на валу и заданным внешним нагрузкам определяют расчетные силы F_{r1}, F_{a1} и F_{r2}, F_{a2} .

4.2.2. Базовая динамическая радиальная (или осевая) расчетная грузо-подъемность 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 воздействием которой ПК будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (4.4)$$

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

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

$$P_r = VF_r K_\delta K_T. \quad (4.5)$$

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 | | |
|-----------------------------|-----------------------------|----------------------|--------------------|----------------------------|--|---------------------------------------|---|----------------------------|---|---------------------------------------|------|
| | | | $F_a / (VF_r) > e$ | | $F_a / (VF_r) \leq e$ | | $F_a / (VF_r) > e$ | | | | |
| | | | X | Y | X | Y | X | Y | | | |
| Шариковые радиальные | 0 | 0,014 | 0,56 | 1,0 | 0 | 0,56 | 2,30 | 0,19 | | | |
| | | 0,028 | | | | | 1,99 | 0,22 | | | |
| | | 0,056 | | | | | 1,71 | 0,26 | | | |
| | | 0,084 | | | | | 1,55 | 0,28 | | | |
| | | 0,110 | | | | | 1,45 | 0,30 | | | |
| | | 0,170 | | | | | 1,31 | 0,34 | | | |
| | | 0,280 | | | | | 1,15 | 0,38 | | | |
| | | 0,420 | | | | | 1,04 | 0,42 | | | |
| | | 9,560 | | | | | 1,00 | 0,44 | | | |
| Шариковые радиально-упорные | 12 | 0,014 | 0,45 | 1,00 | 0,74 | 2,08 | 2,94 | 0,30 | | | |
| | | 0,029 | | | | 1,84 | 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 | 1,00 | 0,72 | 1,65 | 2,39 | 0,38 | | | |
| | | 0,029 | | | | 1,57 | 2,28 | 0,40 | | | |
| | | 0,058 | | | | 1,46 | 2,11 | 0,43 | | | |
| | | 0,087 | | | | 1,38 | 2,00 | 0,46 | | | |
| | | 0,114 | | | | 1,34 | 1,93 | 0,47 | | | |
| | | 0,176 | | | | 1,26 | 1,82 | 0,50 | | | |
| | | 0,290 | | | | 1,14 | 1,66 | 0,55 | | | |
| | | 0,440 | | | | 1,12 | 1,63 | 0,56 | | | |
| | | 0,580 | | | | 1,12 | 1,63 | 0,56 | | | |
| | | 18...20 | | | | 0,43 | 1,00 | 1,09 | 0,70 | 1,63 | 0,57 |
| | | 24...26 | | | | 0,41 | 0,87 | 0,92 | 0,67 | 1,44 | 0,68 |
| | 35...36 | 0,37 | 0,66 | 0,66 | 0,60 | 1,07 | 0,95 | | | | |
| | 40 | 0,35 | 0,57 | 0,55 | 0,57 | 0,93 | 1,14 | | | | |
| | Роликовые конические | – | – | 0,4 | $0,4 \times \operatorname{ctg} \alpha$ | 1,00 | $0,45 \times \operatorname{ctg} \alpha$ | 0,67 | $0,67 \times \operatorname{ctg} \alpha$ | $1,5 \times \operatorname{tg} \alpha$ | |
| | Шариковые упорно-радиальные | 45 | – | 0,66 | 1,00 | 1,18 | 0,59 | 0,66 | 1,00 | 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 | – | – | $\operatorname{tg} \alpha$ | 1,00 | $1,5 \times \operatorname{tg} \alpha$ | 0,67 | $\operatorname{tg} \alpha$ | 1,00 | $1,5 \times \operatorname{tg} \alpha$ | |

Примечания

1. Промежуточные значения X , Y , e определяют линейной интерполяцией.2. В настоящее время промышленность выпускает радиально-упорные шарикоподшипники с углами контакта 15, 25 и 40^0 (вместо 12, 26 и 36^0) [2], [4].

Таблица 4.2

Коэффициент безопасности K_6 [1, с.107], [2, с.227]

| Характер нагрузки | K_6 | 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. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели. |
| Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200% номинальной нагрузки. | 1,8...2,5 | Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки прокатных станков. Мощные вентиляторы. |
| Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300% номинальной нагрузки. | 2,5...3,0 | Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Роликовые конвейеры крупносортовых станков. Холодильное оборудование. |

Таблица 4.3

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

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

Если $F_a / (V F_r) > e$, 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:

$$P_a = F_a K_6 K_T; \quad (4.6)$$

для упорно-радиальных:

$$P_a = (X F_r + Y F_a) K_6 K_T. \quad (4.7)$$

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

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

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

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

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

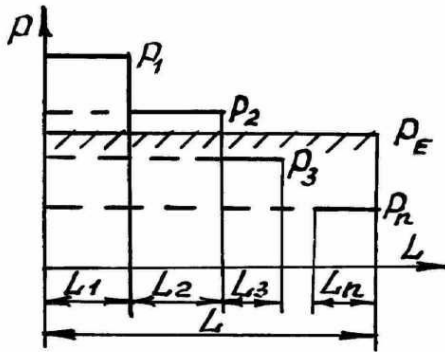


Рис. 4.1

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

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_{r1max} , F_{r2max} , F_{Amax} , соответствующих моменту $T = T_{max}$, находят эквивалентные нагрузки [1, с.108]:

$$F_{r1} = K_E F_{r1max}, \quad F_{r2} = K_E F_{r2max}, \quad F_A = K_E F_{r1max}, \quad (4.11)$$

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_{rmax} (P_{amax}) 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 $d_m n$, мм·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 $(d_m n) \cdot 10^{-5}$, мм·мин⁻¹ [2, с.419]

| Тип подшипника | Смазка | |
|--|------------|--------|
| | пластичная | жидкая |
| Шариковый (радиальный, радиально-упорный однорядный, сферический двухрядный) (радиальный однорядный классов точности 5, 4, 2 с массивным металлическим сепаратором) (радиально-упорный классов точности 5, 4, 2) | 4,0...4,5 | 5,5 |
| | 7,5 | 9,0 |
| | 7,5 | 10,0 |
| Роликовый: радиальный с короткими цилиндрическими роликами конический однорядный конический двухрядный | 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 $n_{max} = 4,5 \cdot 10^5 / 60 = 7500$ мин⁻¹; при жидкой смазке $n_{max} = 5,5 \cdot 10^5 / 60 = 9200$ мин⁻¹.

При $d > 10$ мм высокоскоростными являются подшипники, у которых $d_m n > 4 \cdot 10^5$, мм·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) $[\sigma]_{II} = 4200$ МПа (для сферических $[\sigma]_{II} = 4600$ МПа);

– для роликовых подшипников $[\sigma]_{II} = 4000$ МПа.

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

Подбор ПК производят из условия:

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

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 | 1,0 | 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 | $0,22 \times \text{ctg}\alpha$ | 1?0 | $0,44 \times \text{ctg}\alpha$ |

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 $t_{\text{раб}} = 60^0\text{С}$. Циклограмма нагружения представлена на рис. 6.2 – возможны кратковременные перегрузки ($T_{\text{пуск}}/T$) до 150% от номинальной нагрузки. Требуемый ресурс $[L_{10\text{аh}}] = 10^4$ часов при вероятности безотказной работы $P_t = 90\%$.

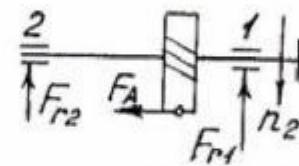


Рис. 6.1

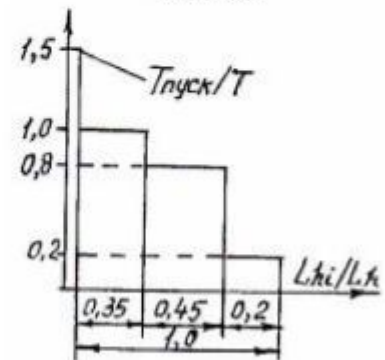


Рис. 6.2

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 нагружения (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 36208К6 (с углом $\alpha = 15^0$ – приложение А2).

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 $\alpha = 15^0$ этому соответствует $e' = 0,44$.

6. Расчетная осевая нагрузка F_a

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

а) ПК 208 ($\alpha = 0^0$): $F_{a1} = 0$; $F_{a2} = F_A = 919$ 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 ($\alpha = 0^0$): $X = 0,56$; $Y = 1,79$; $e = 0,25$;

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

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 $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100^0$ С) 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; $d_{\Pi} = 35$

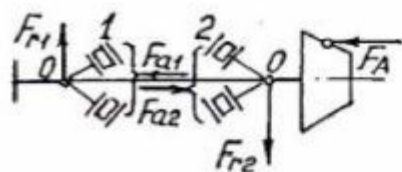


Рис. 6.3

мм; $F_{r1max} = 4300$ Н, $F_{r2max} = 5600$ Н, $F_{Amax} = 2400$ Н. Условия эксплуатации – обычные, температура $t_{\text{раб}}$ ниже 100°C . Типовой режим нагружения – средний нормальный (III). Требуемый ресурс при надежности $P_f = 95\%$ $[L_{5ah}] = 10^4$ 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 7207А. 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 $X = 0,4$; $Y = 0,4 \text{ctg} \alpha = 0,4 \text{ctg} 14^{\circ} = 1,6$; $e = 1,5 \text{tg} 14^{\circ} = 0,37$.

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

8. Скорректированный ресурс при $P_t = 95\%$ ($a_1 = 0,62$), условиях эксплуатации – 1 для роликовых конических ПК ($a_{23} = 0,65$); $p = 10/3$ 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: $d \times D \times T = 35 \times 72 \times 24,25 \text{ мм}$; $C_r = 61600 \text{ Н}$, $C_{0r} = 45000 \text{ Н}$. По табл. 4.1 $e = 1,5 \text{tg} \alpha = 1,5 \text{tg} 15^0 = 0,4$ ($\alpha = 15^0$ – приложение А2).

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

Принимаем $F_{a1} = F_{S1} = 799 \text{ Н}$, тогда $F_{a2} = 799 + 1344 = 2143 \text{ Н} > F_{S2} = 1041 \text{ Н}$. 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 $X = 0,4$; $Y = 0,4 \text{ctg} 15^0 = 1,49$. Нагрузка $P_{r2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 3136 + 1,49 \cdot 2143) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6226 \text{ Н}$.

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-фиксирующей 2 и "плавающей" 1 опорами. Исходные данные:

$n = 1410 \text{ мин}^{-1}$; $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$; $F_{r1\text{max}} = 5500 \text{ Н}$, $F_{r2\text{max}} = 4300 \text{ Н}$, $F_{A\text{max}} = 6600 \text{ Н}$. Условия эксплуатации – обычные, температура $t_{\text{раб}} = 90^0 \text{ C}$. Циклограмма нагружения приведена на рис.6.2 примера 6.1. Требуемый ресурс при надежности $P_t = 90\%$ $[L_{10ah}] = 10^4$ часов.

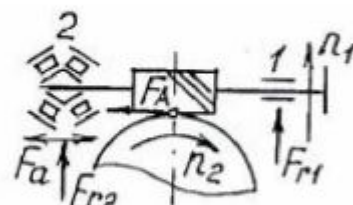


Рис. 6.4

Решение

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

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 ($\alpha = 15^0$ – 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 $\alpha = 15^0$ 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), $K_T = 1$ ($t < 100^0\text{С}$):

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

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):

$$L_{10ah} = 1 \cdot 0,75 \cdot 10^6 (68738 / 15967)^3 / (60 \cdot 1410) = 8,865 \cdot (3,26)^3 = 707 \text{ ч} \ll [L_{10ah}] = 10^4 \text{ ч}.$$

Подшипники 36209К6 не пригодны по требуемому ресурсу.

8. Проверка показала, что ПК 46309 ($\alpha = 26^0$) имеет $L_{10ah} = 3626$ ч, что недостаточно. У ПК 66309К ($\alpha = 40^0$) 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 ($\alpha = 12^0$): 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 $e = 1,5 \text{tg} 12^0 = 0,32$. Отношение $F_a / (VF_r) = 1,535 > e = 0,32$; по табл. 4.1 $X = 0,67$; $Y = 0,67 \text{ctg} 12^0 = 3,15$. 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 $F_a = 0$ и для подбора ПК можно применить прямой способ. Из формул (4.1) и (4.2) расчетная динамическая радиальная грузоподъемность, Н:

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

где $P_r = VF_r K_5 K_T = 1 \cdot 4590 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5967$ 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. **Выводы.** 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) $e' = 0,455$ | $e = 1,5 \text{tg} \alpha = 0,37$ |
| 6. $F_{S1} = e' F_{r1}$, Н | 2503 | – |

| Параметры расчета | Подшипники | |
|---|--|--|
| | 36210К6 | 7210А |
| $F_{S1} = 0,83eF_{r1}$, 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) | $e_1 = 0,46$ $e_2 = 0,52$ | 0,37 |
| 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 | 1·5500·1,4·1 = 7700 | |
| P_{r2} по формуле (4.4), Н | (1·0,44·4000 + + 1,09·6003)·1,4·1 = = 11625 | (1·0,4·4000 + + 1,6·5189)·1,4·1 = = 13863 |
| | $P_{r2} > P_{r1}$ | |
| 11. При $P_l = 96\%$ | a_1 | 0,53 |
| Условия работы 1: | a_{23} | 0,75 |
| Показатель степени | p | 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.

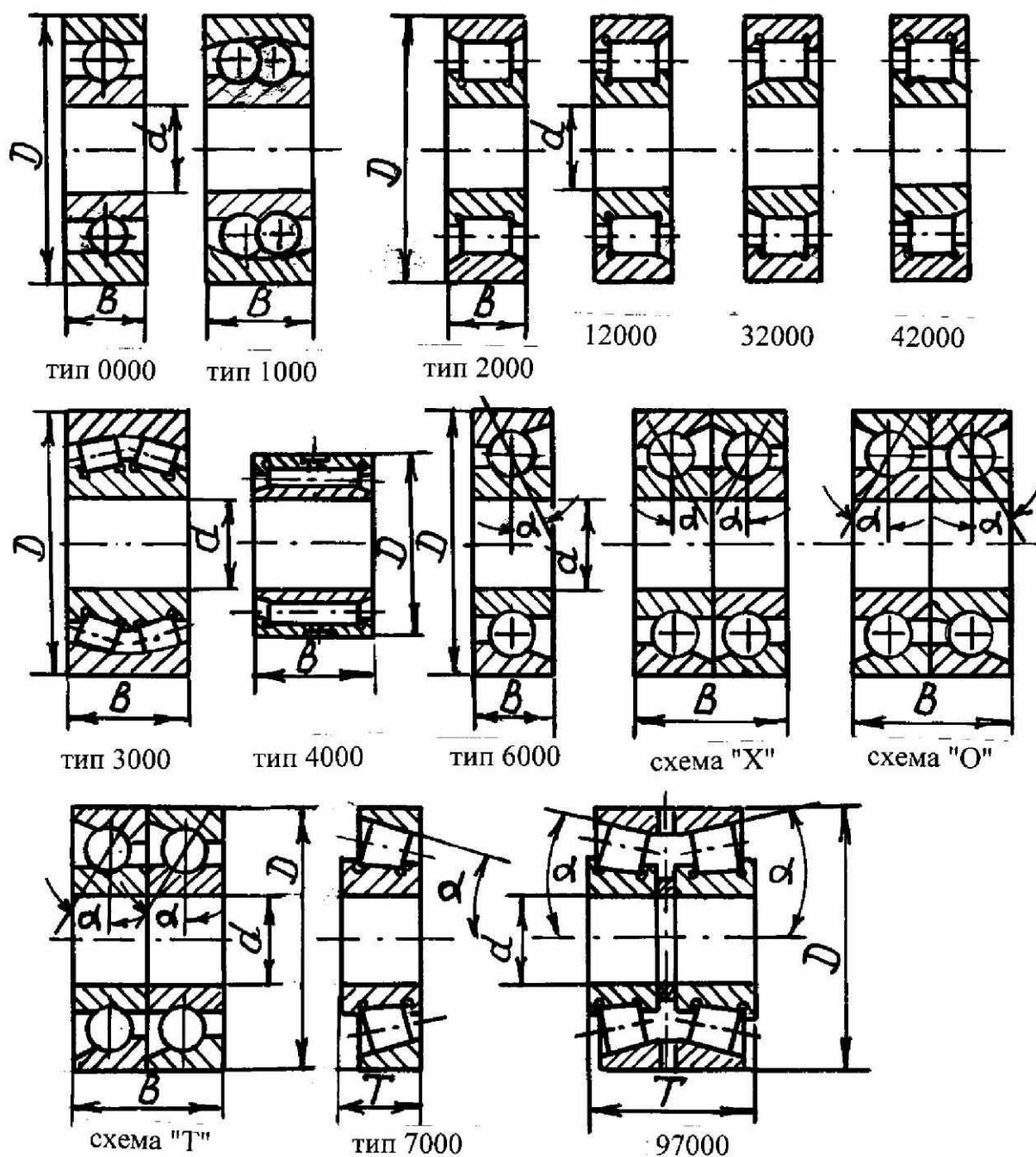
Для $d_{\text{п}} = 40 \text{ мм}$ по табл. В1 приложения В принимаем подшипник 108 ГОСТ 8338-75, у которого $C_{0r\text{кат}} = 11600 > 5000 \text{ Н}$,
 $d \times D \times B = 40 \times 68 \times 15 \text{ мм}$.

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. Анурьев 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 | 36000К6 | 46000 | 66000 | 66000К |
| α , град | 0 | 0 | 0 | 12 | 15 | 26 | 36 | 40 |

| | | | | | | | |
|-----------------|----------|---------|---------|---------|---------|--------|----------|
| Тип ПК | 2007100А | 7200А | 7300А | 7500А | 7600А | 27600А | 1027300А |
| 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);

размеры, мм

| 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 | | | 16 | — | | — | | |
| 25 | 47 | | | 52 | 15 | | 62 | 17 | 80 | 21 | | |
| 28 | 52 | | | 15 | 58 | | 16 | 19 | — | — | | |
| 30 | 55 | 13 | 16 | 62 | 17 | 23 | 72 | 19 | 27 | 90 | 23 | |
| 32 | 58 | | | 65 | | | 21 | 75 | 20 | 28 | — | — |
| 35 | 62 | 14 | 17 | 72 | 18 | 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 | 28 | 130 | 31 | 46 | 150 | 35 | |
| 65 | 100 | | | 120 | 23 | 31 | 140 | 33 | 48 | 160 | 37 | |
| 70 | 110 | | | 125 | 24 | | 150 | 35 | 51 | 180 | 42 | |
| 75 | 115 | 20 | 24 | 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];

размеры, мм

| Серия <i>D</i> | 7100А | | | 7200А, 7500А | | | 7300А, 7600А | | |
|----------------|----------|-------------------|-------|--------------|-------------------|-------|--------------|-------------------|-------|
| <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 | 62 | | 18,25 | 25,25 | |
| 28 | 52 | | 16 | — | 58 | | 17,25 | 20,25 | 68 |
| 30 | 55 | 17 | 20 | 62 | 18,25 | 21,25 | 72 | 20,75 | 28,75 |
| 32 | 58 | | — | 65 | | 22,25 | 75 | 21,75 | 29,75 |
| 35 | 62 | 18 | 21 | 72 | 24,75 | 24,25 | 80 | 22,75 | 32,75 |
| 40 | 68 | 19 | 22 | 80 | | 19,75 | 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 | 27 | 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 | 31 | 125 | 26,25 | 33,25 | 150 |
| 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} |
| d , мм | 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^* , мм |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | S^* , 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 | | | | | | |
|----------|---|----------|---------------------------|----------|------------|--------------------|----------|
| | 2500, 32500 | | 2300, 12300, 32300, 42300 | | | 2600, 12600, 32600 | |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | S^* , мм | C_r | C_{0r} |
| 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 | 1,6 | | |
| 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 | | | | | | | |
|----------|--|----------|-------|----------|---------|----------|-------|----------|
| | 36100К6 | | 46100 | | 36200К6 | | 46200 | |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| 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 | | 2007100А | | 7200А | |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| 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 | | 66300К | | 2007100А | | 7200А | |
| Серия | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| 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 | | | | | | | | | |
|----------|---------------------------------|----------|-------|----------|-------|----------|----------|----------|--------|----------|
| | 7500А | | 7300А | | 7600А | | 1027300А | | 27600А | |
| Серия | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| d , мм | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} | C_r | C_{0r} |
| 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 | 65 | 37 |
| 35 | 61,6 | 45 | 68,2 | 50 | 88,0 | 73 | 57,2 | 39,0 | 88 | 67 |
| 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 | 124 | 110 |
| 50 | 76,5 | 64 | 117,0 | 90 | 161,0 | 135 | 99,0 | 72,5 | 156 | 140 |
| 55 | 99,0 | 80 | 134,0 | 110 | 187,0 | 153 | 114,0 | 80,0 | 179 | 150 |
| 60 | 120,0 | 100 | 161,0 | 120 | 216,0 | 178 | 134,0 | 96,5 | 205 | 176 |
| 65 | 142,0 | 120 | 183,0 | 150 | 246,0 | 220 | 154,0 | 112,0 | 233 | 176 |
| 70 | 147,0 | 118 | 209,0 | 170 | 279,0 | 232 | 176,0 | 127,0 | 264 | 228 |
| 75 | 157,0 | 130 | 229,0 | 185 | 319,0 | 260 | 194,0 | 143,0 | 314 | 270 |
| 80 | 176,0 | 155 | 255,0 | 190 | 370,0 | 320 | 212,0 | 153,0 | 336 | 300 |