

Министерство науки и образования Р.Ф.  
Федеральное агентство по образованию  
ГОУ ВПО «Уфимский Государственный Нефтяной Технический Университет»

кафедра «Горная и прикладная механика»

Методическое пособие:  
К расчету и подбору подшипников качения  
для студентов дневного и заочного отделения

## Подшипники качения

Уфа - 2007

Печатается по решению Методического совета  
Уфимского государственного нефтяного технического университета

Указания содержат сведения по конструированию опор на подшипниках качения. Методика расчета и подбора подшипников дается с учетом требований ГОСТ 18854-73 и 18855-73.

Составители: Комлев А.А., доцент, к.т.н.

Рецензент Ишемгузин Е.И., доцент, к.т.н.

## I. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ И ВЫБОРУ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В зависимости от условий работы подшипники качения выбирают по статической грузоподъемности – не вращавшиеся или вращающиеся с частотой  $n < 1$  об/мин (ГОСТ 18854-73) - или по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855-73).

### I.I. Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности (расчет на долговечность)

Динамическая грузоподъемность - это такая постоянная нагрузка (для радиальных и радиально-упорных подшипников - радиальная при неподвижном наружном кольце, для упорных - центральная осевая), которую каждый из группы идентичных подшипников сможет воспринимать без появления признаков усталостного разрушения материала кольца или тела качения в течение  $X$  млн. оборотов внутреннего кольца. По динамической грузоподъемности подбирают подшипники при частоте вращения кольца  $n > 10$  об/мин, но не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника. При  $n$  от 1 до 10 об/мин расчет ведут, как при  $n = 10$  об/мин.

Долговечность подшипника - это число оборотов (или часов работы при определенной постоянной частоте вращения кольца), которое подшипник должен проработать до появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения в виде выкрашивания на рабочих поверхностях деталей.

Номинальная долговечность (расчетный срок службы) - есть срок службы подшипника, в течение которого без появления признаков усталости материала должны проработать в одинаковых условиях не менее  $90^\circ$  из рассматриваемой группы идентичных подшипников.

Номинальную долговечность конкретного подшипника можно рассчитать в зависимости от динамической грузоподъемности  $C$  и эквивалентной нагрузки  $P$  по формулам

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p ; \quad (1)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p , \quad (2)$$

Где  $p = 3$  - для шариковых подшипников;

$p = 10/3$  - для роликовых подшипников.

Рекомендуемые значения долговечности  $L_h$  для различных типов машин приведены в табл.1.

Таблица I

Рекомендуемые значения расчетной долговечности  
для различных типов машин

Машины и оборудование	$L_h$ , ч
Приборы и аппараты, используемые периодически: демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы	500
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени; механизмы с ручным приводом» сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах/ легкие конвейеры	4000 и более
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: вспомогательные механизмы не силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки	6000 и более
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	12000 и более
Машины, работающие с полной нагрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вала тора, распределительные валы	около 20 000
Машины для круглосуточного использования: компрессоры, насосы, шахтные подъемники» стационарные электромашины, судовые	40 000 и более
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой: оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов	100 000 и более

Требуемую величину динамической грузоподъемности определяет из следующих выражения:

$$C_{mp} = PL^{1/P} \quad (3)$$

$$C_{mp} = P \left( \frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/P} \quad (4)$$

При выборе подшипника по каталогу необходимо соблюдать условие

$$C_{mp} \leq C \quad (5)$$

Эквивалентная (приведенная) нагрузка - это такая условная постоянная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников при вращающемся внутреннем кольце, центральная осевая - для упорных подшипников), при приложении которой ресурс (долговечность) подшипников оказывается таким же, как и при действии фактических радиальной и осевой нагрузок.

Эквивалентную нагрузку определяет по одной из формул:

для радиальных шариковых подшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P = (XVF_r + YF_a)K_B K_T; \quad (6)$$

для подшипников в коротких цилиндрических роликах к игольчатым

$$P = F_r V K_B K_T; \quad (7)$$

для упорных подшипников

$$P = F_a K_B K_T. \quad (8)$$

В формулах (6) и (7) коэффициент вращения кольца  $V = 1,0$  при вращении внутреннего кольца, а при вращении наружного  $V = 1,2$ .

Таблице 2

Значения коэффициента безопасности  
 $K_6$  в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки на подшипник		Примеры использования
Спокойная нагрузка на толчков	1.0	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% номинальной (расчетной) нагрузки.	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных); блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150% номинальной (расчетной) нагрузки	1,3...1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й, 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги: мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности. Дробилки и копры. Кривом шипно-шатунные механизмы, валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300% номинальной (расчетной) нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станов» блюмингов, слябингов

Таблице 3

Значения температурного коэффициента  $K_T$  в зависимости  
от рабочей температуры подшипникового узла

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

1.1.1. Выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$

Значения  $X$  и  $Y$  для разных типов стандартных подшипников определяют по табл.4, 5 в зависимости от угла контакта  $\alpha^\circ$ , числа рядов тел качения и отношения осевой нагрузки к радиальной -  $F_a/VF_r$ .

Таблица 4

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

Угол кон- такта α , град	F <sub>a</sub> /C <sub>o</sub>	iF <sub>a</sub> /C <sub>o</sub>	Однорядные		Двухрядные				e
			F <sub>a</sub> /VF <sub>r</sub> <e		F <sub>a</sub> /VF <sub>r</sub> ≤e		F <sub>a</sub> /VF <sub>r</sub> >e		
			X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0.014	-	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	0.19
	0.028			1.99				1.99	0.22
	0.056			1.71				1.71	0.26
	0.084			1.55				1.55	0.28
	0.110			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
	0.560			1.00				1.00	0.44
12	0.014	-	0.45	1.81	1	2.08	0.74	2.94	0.30
	0.029			1.62		1.84		2.63	0.34
	0.057			1.46		1.69		2.37	0.37
	0.086			1.34		1.52		2.18	0.41
	0.110			1.22		1.39		1.98	0.45
	0.170			1.13		1.30		1.84	0.48
	0.290			1.04		1.20		1.69	0.52
	0.430			1.01		1.16		1.64	0.54
	0.570			1.00		1.16		1.62	0.54
15	0.015	-	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39	0.38
	0.029			1.40		1.57		2.28	0.40
	0.058			1.30		1.46		2.11	0.43
	0.087			1.23		1.38		2.00	0.46
	0.120			1.19		1.34		1.93	0.47
	0.170			1.12		1.26		1.82	0.50
	0.290			1.02		1.14		1.66	0.55
	0.440			1.00		1.12		1.63	0.56
	0.580			1.00		1.12		1.63	0.56
18,19,20	-	-	0.43	1.00	1	1.09	0.70	1.63	0.57
24,25,26	-	-	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.44	0.68
30	-	-	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	0.80
35,36	-	-	0.37	0.66	1	0.66	0.60	1.07	0.95
40	-	-	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93	1.14
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

**Примечание**

1. i - число рядов тел качения в подшипнике.
2. Для однорядных подшипников при  $F_a/F_r V$  принимается  $X = 1$ ;  $Y = 0$ .
3. При расчете приведенной нагрузки для сдвоенных однорядных радиально-упорных шарикоподшипников установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

4. При последовательной установке двух и более однорядных радиальных или радиально-упорных шарикоподшипников при расчете приведенной нагрузки пользуются значениями  $X$  и  $Y$  для однорядных шарикоподшипников.

Таблица 5

Значения  $X$  и  $Y$  для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликовых подшипников

Однорядные				Двухрядные				
$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		$e$
$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
1.0	1	0.4	0.4	1	0.45	0.67	0.67	1.5

Определение эквивалентной (приведенной) нагрузки по формуле (6) связано с расчетом величин радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузок, в также с поиском коэффициентов  $X$  и  $Y$ .

Величины  $X$  и  $Y$ ,  $F_r$  и  $F_a$  будем рассматривать применительно к радиально-упорным подшипникам поскольку радиальные подшипники являются частным случаем радиально-упорных (номинальный угол контакта  $\alpha = 0^\circ$ ).

#### 1.1.2. Определение осевых составляющих от радиальных нагрузок

Для радиально-упорных подшипников характерным является наличие осевых составляющих  $S_i$ , разных  $F_{ri} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , которые возникает от действия только радиальных нагрузок. Суммируя силы  $S_i$  по всем телами качения, можно определить полную осевую силу  $S$ , возникающую в радиально-упорном подшипнике от действия радиальной нагрузки  $F_r$ .

При отсутствии осевого зазора и натяга величину осевой составляющей для шариковых радиально-упорных подшипников определяет по формуле

$$S = e' F_r$$

где  $e'$  - коэффициент, определяемый по графику рис.1. в зависимости от отношения  $F_r/C_0$  для подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  и  $\alpha = 15^\circ$ , а для подшипников с  $\alpha \geq 18^\circ$   $e' = e$ .

Для радиально-упорных роликовых конических подшипников

$$S = 0.83eF_r,$$

где  $e$  – параметр, определяемый по табл.4 ( $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ ).



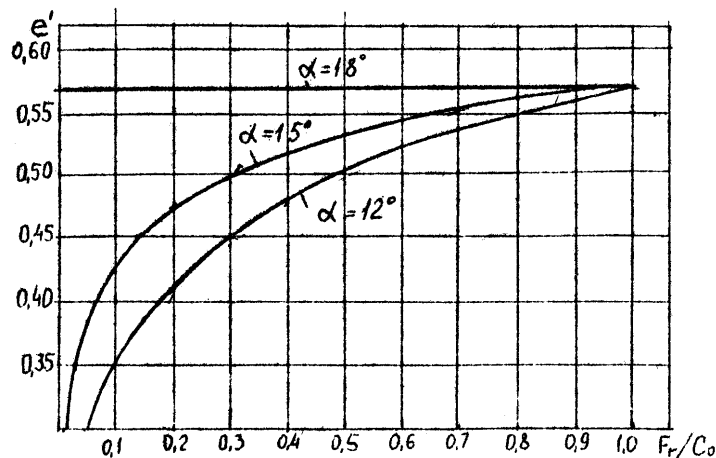


Рис.1. График для определения величины  $e'$  при углах контакта от 12 до 18°

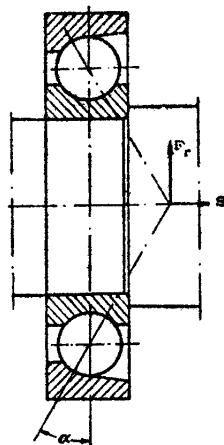


Рис.2. Схема действия сил в радиально-упорном подшипнике

Следует отметить, что угол контакта  $\alpha$  может изменяться в зависимости от нагрузок по сравнению с его номинальным значением (для ненагруженного подшипника). В соответствии с этим может изменяться и параметр осевого нагружения  $e$ . Этим изменением однако можно пренебречь для всех типов радиально-упорных роликовых подшипников, а также шариковых с большим номинальным углом контакта  $\alpha$  ( $\alpha \geq 18^\circ$ ). Величина  $e$  при расчете этих подшипников принимается постоянной независимо от величины действующих на них нагрузок.

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$  значение параметра осевого нагружения  $e$  и коэффициента выбирают по табл.4 в зависимости от величины отношения  $F_a/C_0$ , а для радиально-упорных шарикоподшипников с  $\alpha > 10^\circ$  и для роликовых конических величин  $X$  и  $Y$  выбирает в зависимости от отношения  $F_a/VF_r$ , параметра  $e$  и угла контакта  $\alpha$ . При выборе  $Y$  применяют линейную интерполяцию.

У однорядных радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников осевые нагрузки не влияют на расчетную величину  $P$  - эквивалентной нагрузки, если значение  $F_a/F_r$  не превышает величины  $e$ . У двухрядных радиально-упорных подшипников даже небольшие осевые нагрузки значительно влияют на величину

приведенной нагрузки  $P$  и при величине  $F_a/VF_r > e$  в этих подшипниках будет работать только один ряд тел качения. При выборе радиально-упорного подшипника необходимо стремиться к тому, чтобы величина  $F_a/VF_r$  была возможно ближе к величине отношения  $F_a/VF_r$ , что указывает на соответствие угла контакта отношению нагрузок  $F_a/VF_r$ .

### 1.1.3. Определение суммарных осевых нагрузок

Расчетные (суммарные) осевые нагрузки для радиально-упорных подшипников определяет в зависимости от схемы нагружения внешними силами с учетом выбранного относительного расположения подшипников (рис.3 и табл.6). При этом радиальную реакцию подшипника считают приложенной к валу в точке пересечения нормалей к серединам контактных площадок.

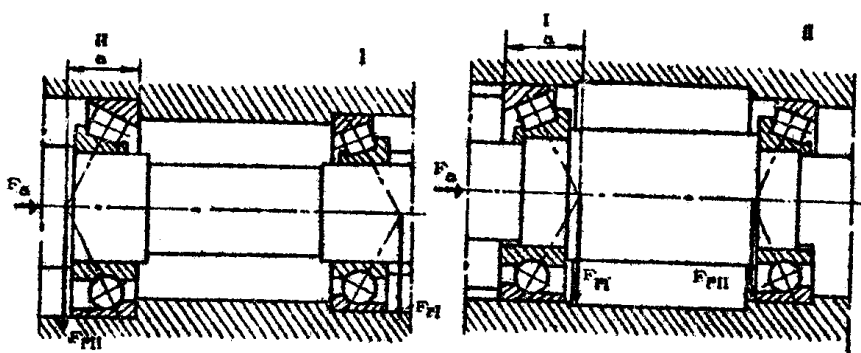


Рис.3. Схема установки радиально-упорных подшипников

Расстояние  $a$  от этой точки до торца подшипника (см.рис. 3) может быть определено по формулам:

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 \left[ B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (11)$$

для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 \left[ \frac{3B}{2} + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]; \quad (12)$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = 0,5 \left[ T + \frac{d + D}{2} e \right]; \quad (13)$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$a = 0,5 \left[ \frac{3T}{2} + \frac{d + D}{2} e \right]; \quad (14)$$

Таблица 6

## Формулы для расчета осевых нагрузок

Условия нагруженная	Осевые нагрузки
$S_1 > S_2 \quad A > 0$ $S_1 \leq S_2 \quad A \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1 \quad F_{a2} = S_1 + A$
$S_1 \leq S_2 \quad A \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - A \quad F_{a2} = S_2$

## 1.2. Методики расчета подшипников качения

Конструирование и расчет подшипникового узла обычно начинается с выбора типа подшипника (шариковый или роликовый радиальная или радиально-упорный и т.п.). При этом учитывают:

- величину и направление нагрузки (радиальная, осевая, или комбинированная);
- частоту вращений вала;
- требуемую долговечность подшипника;
- желательные размеры подшипника (посадочный диаметр вала и диаметр отверстия в корпусе);
- особые требования (например, к самоустанавливаемости с целью компенсации перекосов);
- приемлемую стоимость подшипника.

Таблица 7

## Относительная стоимость подшипников в зависимости от их типа

Тип подшипника	Шариковые			Роликовые		Игольчатые (ГОСТ 4557-71)
	радиальные (ГОСТ 8338-75)	радиально-упорные (ГОСТ 831-75)	упорные (ГОСТ 6874-75)	радиальные (ГОСТ 8328-75)	конические (ГОСТ 333-79)	
относительная стоимость	1,0	1,4	1,5	2,2	2,0	2,5

Следует отметить, что в расчетном отношении все подшипники условно можно подразделить на две категории. К первой из них относятся типы подшипников, для которых коэффициенты  $X$ ,  $Y$  и  $e$ , входящие в расчетные формулы, могут быть определены без конкретизации типоразмера подшипника (знания  $C_0$  не требуется). К ним относятся однорядные радиально-упорные шариковые подшипники с номинальными углами контакта  $\alpha=26^\circ$  и  $\alpha=36^\circ$  (типы 46000 и 66000), а также все радиально-упорные роликовые подшипники.

Ко второй категории относятся такие подшипники, для которых коэффициенты  $X$ ,  $Y$  и  $e$  нельзя определять, не задавшись предварительно типоразмером подшипника (необходимо знать статическую грузоподъемность подшипника  $C_0$ ). Согласно данным табл.4, сюда следует отнести шариковые радиальные, а также радиально-упорные подшипники с номинальным углом контакта  $\alpha=12^\circ$  (тип 36000).

Расчет подшипников первой категории (коэффициенты  $X$ ,  $Y$  и  $e$  не зависят от  $C_0$ ) следует проводить в последовательности:

- 1) намечают тип подшипников с учетом условий эксплуатации и конструкции опоры;
- 2) подсчитывают по формуле (6) величину приведенной нагрузки  $P_i$ ;
- 3) определяют по формуле (3) или (4) требуемую динамическую грузоподъемность подшипника;
- 4) подбирают по каталогу подшипник с динамической грузоподъемностью, равной или больше требуемой;
- 5) уточняют долговечность подшипника по формуле (1) или (2).

Подшипники второй категории (коэффициенты  $X$ ,  $Y$  и  $e$  зависят от  $C_0$ ) рекомендуется рассчитывать в такой последовательности:

1) намечают тип подшипника с учетом условий эксплуатации и конструкции опоры, а также задаются конкретными размерами подшипника (выбирает по каталогу) после предварительного расчета вала и определения его диаметров под подшипники;

2) подсчитывают по формуле (6) величину эквивалентной нагрузки  $P_i$ ;

3) определяют по формуле (1) или (2) долговечность выбранного подшипника и сравнивают ее с требуемой. В случае, когда расчетная долговечность оказывается меньше требуемой ( $L < L_{тр}$  или  $L_h < L_{hтр}$ ), выбирают подшипник более тяжелой серии, большего диаметра или принимают тип подшипника, нагрузочная способность которого выше при прочих равных условиях (диаметр отверстия, угол контакта), и повторяют расчет. Когда расчетная долговечность значительно выше требуемой, проверяют возможность использования подшипников более легкой серии или с меньшим посадочным диаметром.

В форме блок-схем алгоритма [2, 19, 20] проекторочного и проверочного расчетов представлены на рис.4 и 5. Каждый шаг алгоритма изображен отдельным блоком - геометрической фигурой, внутри которой приведено описание действия. Последовательность выполнения действий задается стрелками, соединяющими блоки. Все действия, связанные с принятием решения (например выбор типоразмера подшипника), вычислительные действия, а также определение значения какого-либо параметра (например,  $x=1$ ;  $y=0$ ) изображены в виде прямоугольников, а действия по проверке условий в виде ромбов. Из каждого прямоугольника выходит стрелка, указывающая дальнейшее действие, а из каждого ромба - несколько стрелок, которые указывают направление действия - вариантов, принимаемых в зависимости от условий.

Начинать выполнение алгоритма необходимо с действия следующего за словом "начало" и заканчивать действием, предшествующим слову

Описание обоих алгоритмов при стационарном режиме нагружения сделано выше.

### 1.3. Определение приведенной (эквивалентной) нагрузки на подшипник, работающий в нестационарном режиме

В этом случае (например, для подшипниковых узлов коробок передач, канатных барабанов и т.п.) подшипники выбирают по условной частоте вращения и эквивалентной нагрузке  $P$ , которую при каждом режиме определяют по формулам (6)-(8). При изменении нагрузки по линейному закону от  $P_{\min}$  до  $P_{\max}$  эквивалентную нагрузку можно рассчитать по формуле

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (11)$$

При нелинейном изменении во времени величин действующих нагрузок и частот вращения эквивалента в нагрузку определяет по формуле

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_n}}, \quad (12)$$

где  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  - постоянные нагрузки, действующие соответственно в течение  $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$  миллионов оборотов, определяемые по формулам (6);(7);(8);

$L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$  - продолжительность каждого периода нагрузки, определяемая по формуле

$$L_i = \frac{L_h \cdot \varphi_{ii} \cdot 60 \cdot n_j}{10^6} \quad (13)$$

где  $n_j, \varphi_{ii}$  - число оборотов и продолжительность  $i$ -го периода в долях от общего срока службы;

Долговечность подшипнике, работающего в нестационарном режиме работы, определяется по формуле

$$L_{hppac} = \frac{10^6}{60 \cdot \sum_{i=1}^K \varphi_{ii} \cdot n_i} \left( \frac{C}{P} \right)^P, \quad (15)$$

( $i=1, \dots, k$ ).

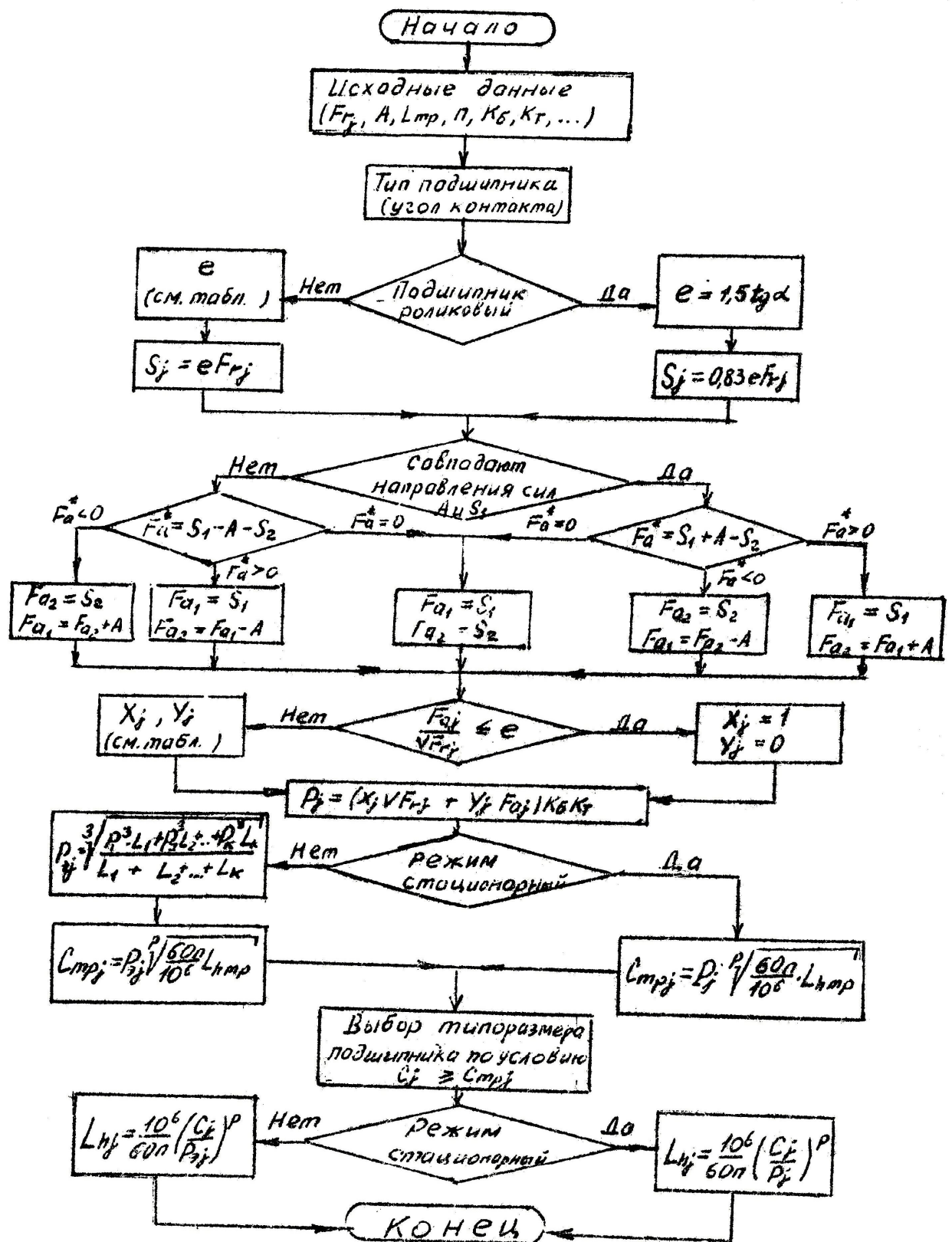


Рис.4. Алгоритм проектировочного расчета радиально-упорных подшипников (шариковых с углом контакта  $\alpha > 18^\circ$  и роликовых).

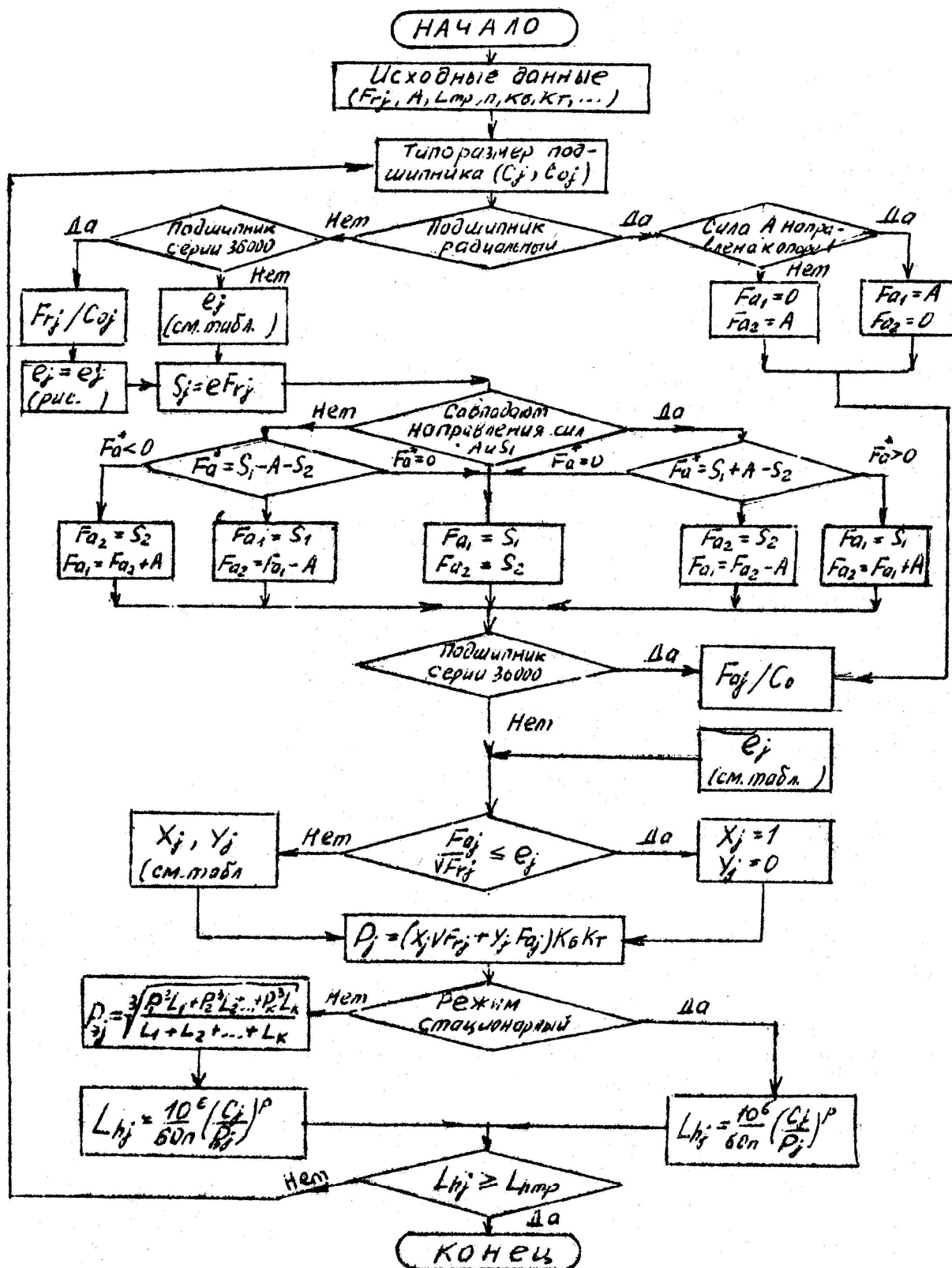


Рис.5. Алгоритм проверочного расчета радиальных и радиально-упорных подшипников.

## 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример I. Определить требуемую динамическую грузоподъемность радиального роликоподшипника и выбрать его типоразмер. На подшипник действует радиальная нагрузка  $F_r = 4000$  Н. Частота вращения вала  $n = 950$  об/мин, необходимая долговечность подшипника  $L_h = 20000$  ч. Степень точности зубчатой передачи 7. Диаметр посадочной поверхности вала  $d=50...55$  мм. Температура подшипникового узла  $t \leq 80^\circ\text{C}$ .

Решение.

I. Определяем эквивалентную нагрузку по формуле (6). Значения коэффициентов  $V$ ,  $K_B$  и  $K_T$  определяем из условия работы подшипника: вращается вал, т.е. внутреннее кольцо подшипника, поэтому  $V=1,0$ ; для подшипников зубчатой передачи 7-й степени точности  $K_B=1,3$  (см. табл. 4).

При температуре подшипника  $80^\circ$   $K_T = 1,0$  (см. табл. 2)

$$P = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T = 1,0 \cdot 4000 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5200 \text{ Н.}$$

2. По формуле (2) подсчитываем долговечность подшипника:

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} = \frac{20000 \cdot 60 \cdot 950}{10^6} = 1140 \text{ млн.об.}$$

3. Требуемая величина динамической грузоподъемности по формуле (3)

$$C_{TP} = P \cdot L^{1/P} = 5200 \cdot 1140^{3/10} = 43060 \text{ кН.}$$

4. Пользуясь табл.4 работа [I] гл. 12, выбираем подшипник 2211, для которого  $C = 43,7$  кН и определяем номинальную долговечность по формуле (2)

$$L_{h_{расч}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \cdot \left( \frac{43,7}{5,2} \right)^{10/3} = 21168 \text{ ч.}$$

Пример 2. Определить величину требуемой динамической грузоподъемности шарикового радиального подшипника вала редуктора.

Нагрузка на подшипник нестационарная. График нагрузки характеризуется следующими данными: количество периодов работа  $K=2$ ,  $\varphi_{T1}=1,0$ ;  $\varphi_{T2}=0,4$ ;  $\varphi_{t1}=0,3$ ;  $\varphi_{t2}=0,7$ ;  $n_1=n_2=n=1600$  об/мин. Из расчета редуктора известно, что на подшипник действует радиальная нагрузка  $F_{r1}=2250$  Н. Диаметр посадочной поверхности вала  $d=35...40$  мм. Степень точности передачи 7. Долговечность требуемая  $L_{h_{тр}}=15000$  часов. Рабочая температура  $t=75^\circ\text{C}$ .

Решение.

I. Подсчитываем нагрузки для каждого периода графика нагрузки:

1-й период -  $F_{r1}=2250$  Н; 2-й период -  $F_{r2} = F_{r1} \cdot \varphi_{T2} = 2250 \cdot 0,4 = 900$  Н.

2. Определяем эквивалентную нагрузку по формулам (4) для каждого периода. Осевая нагрузка отсутствует, поэтому  $X=1$ ,  $Y=0$ . Значение коэффициентов  $V$ ,  $K_B$ ,  $K_T$  выбираем исходя из условия работы подшипника:

а) вращается вал, поэтому  $V=1,0$ ;

б) для подшипников зубчатой передачи 7 степени точности  $K_B=1,3$  (см.табл I);

в) при температуре узла  $t=75^\circ\text{C}$   $K_T=1,0$  (см.табл.2).

Для первого периода

$$P_1 = (XVF_{r1} + Y \cdot F_a) K_B K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 2250 + 0) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2925$$

Для второго периода:

$$P_2 = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 900 + 0) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1170$$



3. Определяем эквивалентную нагрузку на подшипник для веденного графика нагрузки по формуле (6), для чего подсчитаем продолжительность каждого периода по формуле (13) и долговечность подшипника, млн. оборотов вращавшегося кольца:

$$L_1 = \frac{L_{hmm} \cdot \varphi_{t1} \cdot 60 \cdot n_1}{10^6} = \frac{1500 \cdot 0.3 \cdot 60 \cdot 1600}{10^6} = 432 \text{ млн.об.}$$

$$L_2 = \frac{L_{hmm} \cdot \varphi_{t2} \cdot 60 \cdot n_2}{10^6} = \frac{1500 \cdot 0.7 \cdot 60 \cdot 1600}{10^6} = 1008 \text{ млн.об.}$$

$$L = L_1 + L_2 = 432 + 1008 = 1440 \text{ млн.об.}$$

Эквивалентная нагрузка

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1 L_1^3 + P_2 L_2^3}{L_1 + L_2}} = \sqrt[3]{\frac{2925 \cdot 432^3 + 1170 \cdot 1008^3}{432 + 1008}} = 2050,9 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{mp} = P \cdot L^{1/P} = 2050,9 \cdot 1440^{1/3} = 23159 \text{ Н.}$$

5. Пользуясь табл. 1, гл.12 [I], выбираем подшипник 208 (C=25,6 кН) и подсчитываем его номинальную долговечность при заданных условиях по формуле (15):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot \sum_{i=1}^K \varphi_{ii} \cdot n_i} \left( \frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot (0,3 \cdot 1600 + 0,7 \cdot 1600)} \cdot \left( \frac{25,6}{2,051} \right)^3 = 20287 \text{ ч.}$$

Пример 3<sub>f</sub> Подобрать подшипники для вала редуктора (см.рис. 6), Диаметр делительной окружности шестерни  $d_1=83$  мм, окружное усилие  $F_t=9620$  Н, радиальное усилие  $F_r=3660$  Н. осевое усилие  $F_a=2170$  Н. Расстоянии между торцами подшипников  $l=105$  мм. Шестерня расположена симметрично относительно опор. Диаметр цапф вала  $d=50$  мм. Частота вращения вала  $n=100$  об/мин. Требуемый ресурс подшипника  $L_{htr}=6000$  ч. Рабочая температура подшипника  $t \leq 80^\circ\text{C}$ . При работе возможны кратковременные перегрузки (до 150% от номинальной нагрузки).

Выбираем шариковые радиально-упорные подшипники типа 36000 с  $\alpha=12^\circ$ , Так как для подшипников данного типа нельзя определить коэффициенты X, Y и e не зная значения  $C_0$  (см. табл. 3), задаемся конкретным размером: подшипник №36210 ( $d=50$  мм,  $D=90$  мм,  $B=20$  мм,  $C=33900$  Н,  $C_0=27600$  Н).

Для определений реакций опор 1 и 2 найдем точки приложения радиальных реакций. Согласно формуле (II) смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5 \left[ B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right] = 0,5 \left[ 20 + \frac{50+90}{2} \operatorname{tg} 12^\circ \right] = 17,4 \text{ мм.}$$

Тогда размеры

$$l_1 = l_2 = \frac{l}{2} = \frac{105}{2} = 52,5 \text{ мм.}$$

$$l_{p1} = l_{p2} = l_1 - a = 52,5 - 17,4 = 35,1 \text{ мм.}$$

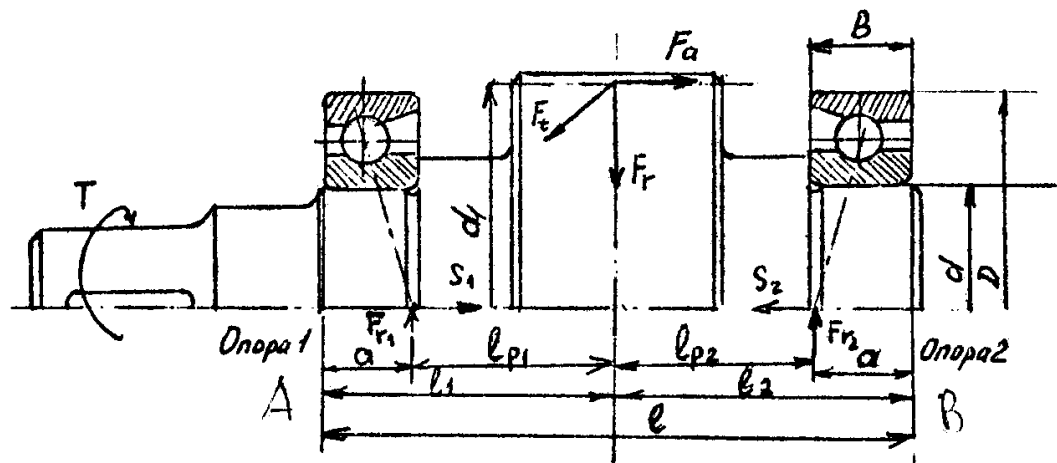


Рис.6. К расчету подшипников вала редуктора

Из условий равновесия вала имеем  $F_{r1}^B=547$  Н,  $F_{r2}^B=3110$  Н,  $F_{r1}^r=4910$  Н,  $F_{r2}^r=4910$  Н. Полные радиальные реакции опор

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{r1}^B)^2 + (F_{r1}^r)^2} = \sqrt{547^2 + 4910^2} = 4940 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{r2}^B)^2 + (F_{r2}^r)^2} = \sqrt{3110^2 + 4910^2} = 5810 \text{ Н}.$$

По графику рис.1 находим предварительные значения параметров осевого нагружения в зависимости от отношения  $F_r/C_o$ :

$$\left. \begin{aligned} e_1' &= 0,397 \text{ (при } F_{r1}/C_o = \frac{4940}{27600} = 0,179) \\ e_2' &= 0,411 \text{ (при } F_{r2}/C_o = \frac{5810}{27600} = 0,210) \end{aligned} \right\}$$

величину  $e'$  вычислить по формуле  $e' = 0,574(F_r/C_o)^{0,215}$

Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$$S_1 = e_1' F_{r1} = 0,397 \cdot 4940 = 1960 \text{ Н};$$

$$S_2 = e_2' F_{r2} = 0,411 \cdot 5810 = 2390 \text{ Н}.$$

Для определения суммарных осевых нагрузок, действующих на подшипники 1 и 2, рассмотрим условия нагружения (см. табл. 5), приняв  $A=F_a$ . Учитывая, что  $F_a^* = S_1 + A - S_2 = 1960 + 2170 - 2390 = 1740$  Н, значит,  $F_a > 0$  согласно алгоритму расчета (см. рис. 5).

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= S_1 = 1960 \text{ Н} \\ F_{a2} &= F_{a1} + A = 1960 + 2170 = 4310 \text{ Н} \end{aligned} \right\} F_{a2} > F_{a1}.$$

Поскольку  $F_{a1}=S_1$ , то окончательно  $e_1=e_1'=0,397$ . т.е. осевая нагрузка на левую опору 1 зависит только от радиальной  $F_{r1}$ . Для подшипника второй опоры по табл.3 находим

$$e_2 = 0,453 \left( F_r / C_o = \frac{4130}{27600} = 0,150 \right).$$

Причем  $e_2$  находим линейным интерполированием.

Однако  $e_2$  можно вычислить по формуле

$$e_2 = 0,631(F_r/C_o)^{0,175} = 0,631 \left( \frac{4310}{27600} \right)^{0,175} = 0,453.$$

Поскольку

$$F_{a1}/VF_{r1} = \frac{1960}{1 \cdot 4940} = 0,397 = e_1 \text{ и } F_{a2}/VF_{r2} = \frac{4310}{1 \cdot 5810} = 0,711 > e_2,$$

имеем (см. табл. 3)

$$X_1=1, Y_1=0, X_2=0,45, Y_2=1,21.$$

Для рассматриваемого случая  $v=1$ ,  $K_B=1,3$  (см. табл. 1),  $K_T=1$  (см. табл. 2).

Приведенная нагрузка подшипника 1

$$P_1 = (X_1 VF_{r1} + YF_{a1}) K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 4940 + 0 \cdot 1976) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 6420 \text{ Н},$$

Нагрузка приведенная подшипника 2

$$P_2 = (X_2 VF_{r2} + YF_{a2}) K_B K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 5810 + 1,21 \cdot 3130) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 9900 \text{ Н}.$$

Ресурс подшипника 1 в соответствии с формулой (2)

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \left( \frac{33900}{6420} \right)^3 = 24500 \text{ ч}.$$

Ресурс подшипника 2

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \left( \frac{33900}{9900} \right)^3 = 6700 \text{ ч}.$$

Так как  $L_{h1} > L_{h2} > L_{нтр}$ , то подшипники удовлетворяют поставленным требованиям.

## Литература

1. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1975.-574 с.
2. Михайлов Ю.К., Корнилов В.И. Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения: Методические указания. – Л.: Изд. ЛПИ, 1981.-40 с.
3. Приводы машин: Справочник / Под ред.В.В. Длоугого. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения и размерности .....	1
1. Общие указания к расчету и выбору подшипников качения .....	2
Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности .....	2
Выбор коэффициента X и Y .....	6
Определение осевых составляющих от радиальных нагрузок .....	8
Определение суммарных осевых нагрузок .....	10
Методики расчета подшипников качения .....	11
Определение приведенной (эквивалентной) нагрузки на подшипник, Работающий в нестационарном режиме .....	13
2. Примеры расчета.	17
Литература	