

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

РАСЧЕТ ВАЛОВ

Учебно-методическое пособие

Барановичи
РИО БарГУ
2007

УДК 621.01/.03

ББК 34.5я73

P24

С о с т а в и т е л и:

В. А. Дремук, В. М. Горелько

Р е ц е н з е н т ы:

В. М. Благодарный, доктор технических наук, профессор БарГУ;

А. А. Моргун, главный инженер Барановичского
станкостроительного завода ЗАО «Атлант»

Расчет валов [Текст] : учеб.-метод. пособие / сост. : В. А. Дремук,
P24 В. М. Горелько. — Барановичи : РИО БарГУ, 2007. — 71 [1] с. —
экз. — ISBN 978-985-498-087-4.

В учебно-методическом пособии приводятся рекомендации по расчету и конструированию валов редукторов и подшипников качения.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств, 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства.

Табл. 17. Рис. 23. Библиогр. 17.

УДК 621.01/.03

ББК 34.5я73

ISBN № 978-985-498-087-4

© БарГУ, 2007

Введение

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебной программой для высших учебных заведений для студентов машиностроительных специальностей. В нем рассмотрены теория и расчет валов и подшипников качения.

Издание подготовлено в соответствии с принятой классификацией деталей машин и отражает современное состояние основ конструирования машин.

При необходимости расчетов деталей машин с параметрами, выходящими за рамки приведенных в настоящем пособии, следует обращаться к соответствующим ГОСТ или другим справочникам, в которых этот материал представлен более широко.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валом называется деталь, предназначенная для поддержания вращающихся частей машины, непосредственно участвующих в передачах крутящего момента.

Оси служат для поддержания вращающихся вместе с ними или на них различных деталей машин и механизмов. Они не передают крутящий момент.

В конструктивном отношении особой разницы между осью и валом почти нет, их можно рассматривать как частную разновидность валов, не подверженных кручению. Главное отличие оси от вала состоит в том, что ось при работе испытывает только деформацию изгиба. Вал кроме деформации изгиба обязательно подвергается деформации кручения. Кроме того, он является деталью подвижной, а ось может быть как подвижной, так и неподвижной. В том случае, когда ось неподвижна, ее опорные части не обязательно должны иметь форму тела вращения.

По назначению валы можно разделить на *коренные*, т. е. валы несущие основные рабочие органы машин (ротор турбины, коленчатый вал двигателя, шпиндель станка), и *передаточные*, используемые для передачи и распределения движения и несущие на себе детали передач: зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т. д. В ряде машин применяют валы для передачи вращающего момента к исполнительным органам, их называют *трансмиссионными*.

Иногда используют *торсионные* валы (торсионы). Они обычно имеют малый диаметр и передают только вращающие моменты. Валы по форме геометрической оси делят на прямые и коленчатые. Последние применяют для преобразования возвратно-поступательного движения (поршней) во вращательное (коленчатого вала) или наоборот. Особую группу представляют гибкие

валы с изменяемой формой геометрической оси, их применяют для привода механизированного инструмента, в зубофрезерных бор-машинах и т. п.

По своему назначению валы и оси являются весьма ответственными деталями механизмов и машин. Случай поломки этих деталей, как правило, вызывает разрушение других деталей и выход из строя всей машины. Поэтому к валам и осям предъявляются определенные требования: достаточные прочность и жесткость, износостойкость трущихся поверхностей, технологичность конструкции, удобство изготовления и сборки.

Эти требования могут быть обеспечены при условии правильного расчета и конструирования валов и осей, а также обоснованного выбора материала, технологии изготовления и упрочнения их изнашиваемых частей.

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Для изготовления валов и осей чаще всего применяются углеродистые и легированные стали марок 30, 40, 45 и 50. Менее ответственные и малонапряженные валы и оси могут быть изготовлены из сталей марок Ст.4 и Ст.5. Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования к несущей способности и долговечности шлицов и цапф, а также используемые в ответственных механизмах, изготавливают из легированных сталей марок 20Х, 40Х, 40ХН, 12ХНЗА и др.

Основным критерием работоспособности валов и осей являются *прочность и жесткость*.

Прочность оценивается коэффициентом запаса прочности по усталости, а жесткость — допускаемым прогибом в местах посадки деталей, а также допускаемыми углами наклона и закручивания сечений. Опыт эксплуатации различных механизмов и машин показал, что самый распространенный вид разрушения валов — усталостное разрушение, поэтому основным является расчет валов и осей на сопротивление усталости.

Прочность осей и валов зависит от размера и характера напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. Переменные по размеру или направлению силы, действующие на оси и валы, создают переменные напряжения. Постоянные по размеру и направлению силы

вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах — переменные напряжения. Вращающиеся вместе с валами и осями детали вызывают постоянные напряжения.

Неподвижные оси, в которых возникают постоянные напряжения (например, неподвижная ось блока крюковой подвески), рассчитывают на статическую прочность.

При проектировании осей и валов для предварительного определения размеров и принятия соответствующей конструкции их рассчитывают на статическую прочность, а затем окончательно на сопротивление усталости.

При расчете оси или вала на прочность, жесткость и колебания составляют расчетную схему. Силы, действующие на оси и валы со стороны расположенных на них деталей, определяют так же, как и в передачах. При составлении расчетной схемы принимают, что детали передают осям и валам силы и моменты посередине своей ширины. При расчете осей и валов на прочность и жесткость собственную их массу, массу расположенных на них деталей, а также силы трения, возникающие в опорах, не учитывают.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие T и изгибающие M моменты.

Расчет вала состоит из двух этапов: проектного (ориентировочный и приближенный) и проверочного (уточненный).

Ориентировочный расчет валов производят на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент T . Изгибающие моменты M можно определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно расчету выявится его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т. п. Поэтому ориентировочный расчет вала производят условно только на кручение. При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируется понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_{кр}$.

Приближенный расчет проводят на статическую прочность по эквивалентному (приведенному) моменту. Для этого расчета необходимо вычисление не только крутящего, но и изгибающего момента в опасном сечении вала. Влияние сжимающих и растяги-

вающих сил обычно невелико, поэтому они в большинстве случаев не учитываются. Так рассчитывают средние, наиболее нагруженные участки вала, где находится шестерня или зубчатое колесо.

Проверочный расчет вала на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запасов сопротивления усталости в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений (максимальный момент, галтель, шпоночная канавка, шестерня и т. п.).

При расчете на усталость прежде всего необходимо установить характер цикла изменения напряжений.

Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной величине нагрузки.

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а цикл напряжений принимают отнулевым.

Выбор отнулевого (пульсирующего) цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению крутящие моменты.

Для намеченных опасных сечений определяют коэффициент запаса прочности и сравнивают его с допускаемым значением.

1 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ*

1.1 Проектный расчет вала

1. Принять материал вала и выписать его механические характеристики (табл. 1, см. с. 8).

2. Определить диаметр выходного конца вала (для промежуточного вала — среднего участка) из расчета на кручение, приняв

* Рекомендуемый список источников: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 13, 14, 15, 16, 17.

Т а б л и ц а 1 — Механическая характеристика материалов валов

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм | Твердость НВ (не менее) | Механические характеристики, МПа | | | |
|--------------|-----------------------|-------------------------|----------------------------------|------------|---------------|-------------|
| | | | σ_b | σ_T | σ_{-1} | τ_{-1} |
| Ст. 5 45 | Любой | 190 | 520 | 280 | 220 | 130 |
| | Любой | 200 | 560 | 280 | 250 | 150 |
| | ≤ 120 | 240 | 780 | 540 | 360 | 200 |
| 40Х | ≤ 80 | 270 | 900 | 650 | 410 | 230 |
| | ≤ 200 | 240 | 790 | 640 | 370 | 210 |
| | Любой | 200 | 730 | 500 | 320 | 200 |
| 40ХН | ≤ 120 | 270 | 900 | 750 | 410 | 240 |
| | ≤ 200 | 270 | 920 | 750 | 420 | 230 |
| | Любой | 240 | 820 | 650 | 360 | 210 |
| 20Х 18ХГТ | ≤ 120 | 197 | 650 | 400 | 310 | 170 |
| | ≤ 60 | 330 | 1150 | 950 | 500 | 280 |

пониженное допускаемое напряжение $[\tau]_{кр} = 20 \dots 35$ МПа для ведущего или ведомого валов и $[\tau]_{кр} = 10 \dots 20$ МПа для промежуточных валов (мм);

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}}, \quad (1)$$

где T — крутящий момент вала, Н · м.

Полученный размер округляют в большую сторону до нормального размера из ряда Ra 40 (ГОСТ 6636-69): 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60 (приведен с сокращениями).

Диаметр выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, согласовать с диаметром вала электродвигателя по соотношению

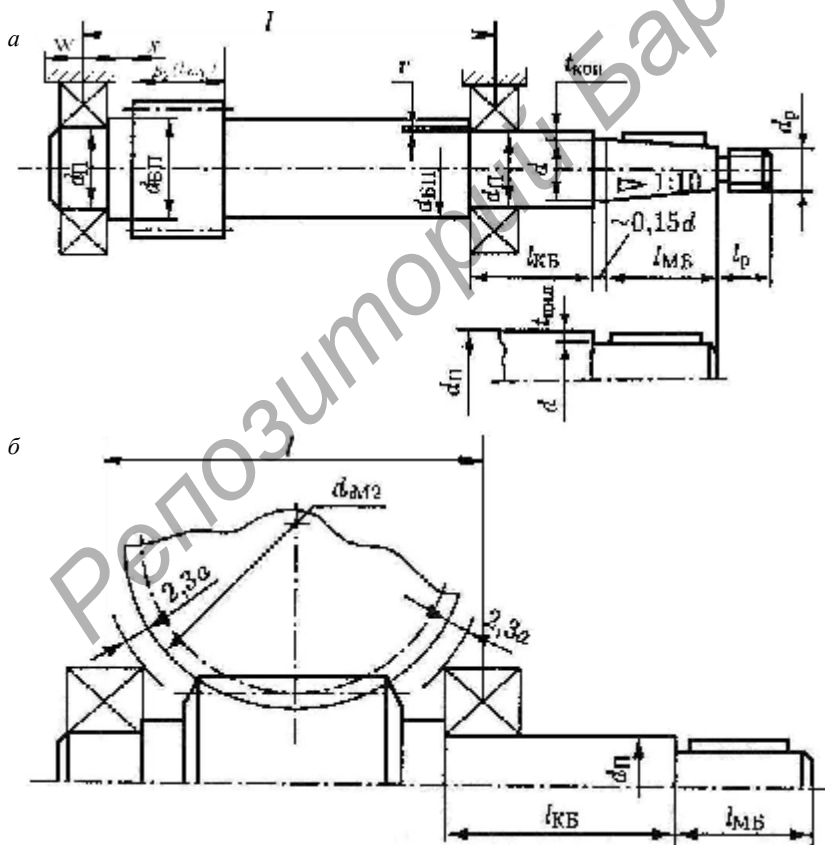
$$d = (0,8 \dots 1,0)d_{дв.}$$

3. Выполнить эскиз вала, назначив и рассчитав диаметры и длины остальных участков валов, с учетом расположения зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников.

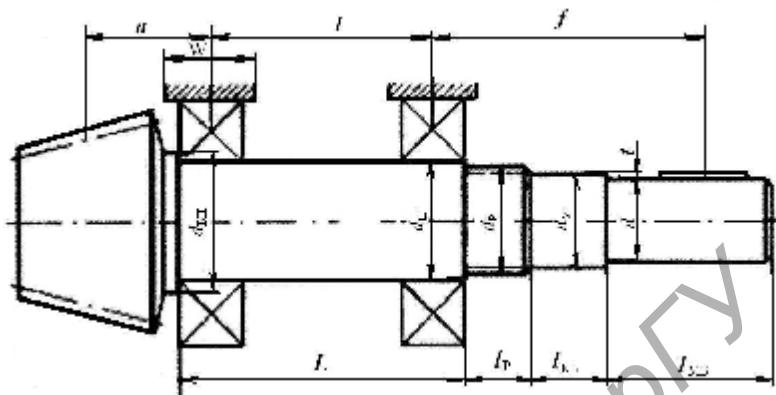
Диаметры различных участков быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редукторов определяют по следующим формулам:

– для быстроходного (входного) вала цилиндрического и червячного редукторов (в соответствии с рисунком 1, а, б)

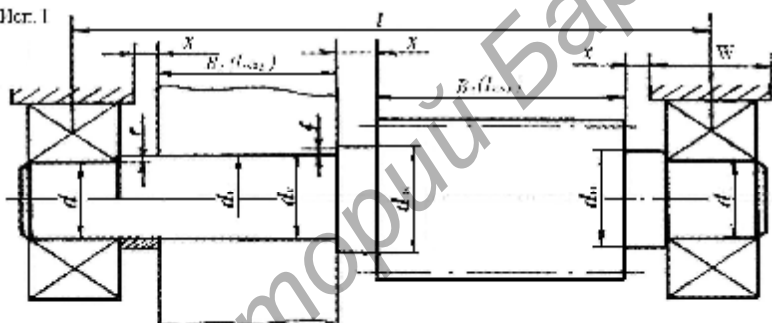
$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цил}} (t_{\text{кон}}); \quad d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; \quad d_{\text{ш}} \geq d_{\text{бп}};$$



6



2 Исп. I



д

Исп. II

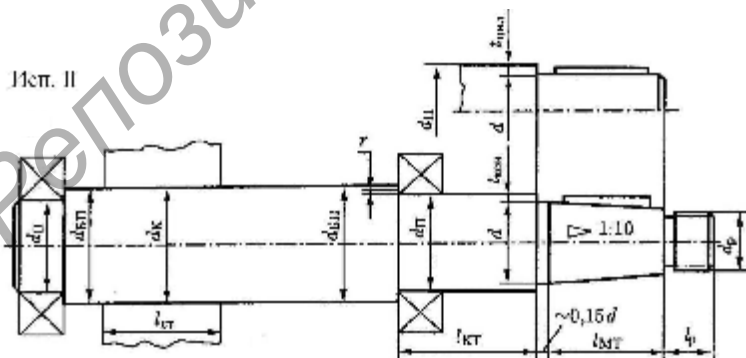


Рисунок 1 — Конструкции валов

– для быстроходного вала конического редуктора (рис. 1, в)

$$d_y = d + 2t \text{ (под уплотнение); } d_p > d_y \text{ (под резьбу);}$$

$$d_{\text{п}} \geq d_p + (2 \dots 4) \text{ мм; } d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r \text{ либо } d \leq d_{\text{фел}};$$

– для промежуточного вала (рис. 1, з, д)

$$d_{\text{бк}} \geq d_{\text{к}} + 3f; \quad d_{\text{п}} = d_{\text{к}} - 3r \text{ (исп. I);}$$

$$d_{\text{п}} \leq d_{\text{к}} \text{ (исп. II); } d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r;$$

– для тихоходного вала (рис. 1, д)

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цил}} (t_{\text{кон}}); \quad d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; \quad d_{\text{к}} \geq d_{\text{бп}}.$$

При этом следует помнить, что диаметр под подшипник $d_{\text{п}}$ должен быть равен 10, 12, 15, 17 мм и далее оканчиваться либо на 0, либо на 5.

Высота $t_{\text{цил}}$ ($t_{\text{кон}}$) заплечика, координата r фаски подшипника и размер f фаски колеса приведены в таблице 2 в зависимости от диаметра d (мм).

Длины соответствующих участков рекомендуется предварительно принимать:

$$l_{\text{МБ}} = (1,0 \dots 1,5)d; \quad l_{\text{МТ}} = (1,2 \dots 1,5)d;$$

$$l_{\text{КБ}} \approx 1,5d_{\text{п}} \text{ (цилиндрическая и червячная передачи);}$$

$$l_{\text{КБ}} \approx 0,6d_{\text{п}} \text{ (коническая); } l_{\text{Р}} \approx 0,4d_{\text{п}} \text{ (под резьбу).}$$

Т а б л и ц а 2 — Значения $t_{\text{цил}}$, $t_{\text{кон}}$, r и f , мм

| d | 17...22 | 24...30 | 32...38 | 40...44 | 45...50 | 52...58 | 60...65 | 67...75 | 80...85 | 90...95 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $t_{\text{цил}}$ | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 4,6 | 5,1 | 5,6 | 5,6 |
| $t_{\text{кон}}$ | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,3 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,9 |
| r | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 2,5 | 3,0 | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,0 |
| f | 1,0 | 1,0 | 1,2 | 1,2 | 1,6 | 2,0 | 2,0 | 2,5 | 2,5 | 3,0 |

Примечание. Координата фаски r дана приближенно. Точное значение $d_{\text{п}}$ и r согласовывается с приня-

Межопорное расстояние для различных валов можно принять по рекомендациям [9, 12] с учетом параметров, приведенных в таблице 3.

Зазор между ступицами зубчатых колес и внутренними стенками корпуса редуктора рекомендуется принимать равным 8...15 мм.

Межопорные расстояния равны для:

– цилиндрического одноступенчатого редуктора (см. рис. 1, а, б, с. 9—10) (ведущий вал):

$$l \approx L_{\text{ст}} + 2x + W; \quad (2)$$

– цилиндрического двухступенчатого и коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 1, з, с. 10) (промежуточный вал):

$$l \approx L_{\text{ст}2} + L_{\text{ст}3} + 3x + W; \quad (3)$$

– конического одноступенчатого редуктора (ведомый вал):

$$l \approx 2(L_{\text{ст}2} + 2x + W/2), \quad (4)$$

где $L_{\text{ст}} \approx (1,2...2,2)b_2$; b_2 — длина зуба конического колеса;

Т а б л и ц а 3 — Ориентировочные значения e, u, f, w для валов, мм

| Передаваемый момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$ | e | u | f , не менее | w |
|--|-----------|-----------|----------------|---------|
| До 10 | 40...65 | 30...55 | 35...50 | 20...40 |
| 10...20 | 45...70 | 35...60 | 40...55 | 25...45 |
| 20...40 | 50...80 | 40...65 | 45...65 | 25...50 |
| 40...60 | 55...85 | 45...75 | 50...70 | 25...55 |
| 60...80 | 60...90 | 50...80 | 55...75 | 30...55 |
| 80...100 | 65...100 | 55...90 | 60...80 | 30...60 |
| 100...200 | 70...120 | 60...100 | 60...90 | 30...70 |
| 200...400 | 80...145 | 70...130 | 70...105 | 40...80 |
| 400...600 | 100...160 | 90...140 | 80...115 | 45...85 |
| 600...800 | 115...175 | 105...155 | 90...125 | 50...90 |

| | | | | |
|------------|-----------|-----------|----------|---------|
| 800...1000 | 130...185 | 120...165 | 95...135 | 55...95 |
|------------|-----------|-----------|----------|---------|

Репозиторий БарГУ

– червячного редуктора (вал червяка) (см. рис. 1, б, с. 9):

$$l \approx d_{aM2}; \quad (5)$$

– опоры червячного колеса:

$$l \approx L_{ст2} + 2x + W. \quad (6)$$

Для ведущего и ведомого валов цилиндрического двухступенчатого редуктора межопорное расстояние принимается равным как для промежуточного вала.

Размеры длин ступиц $L_{ст2}$ и $L_{ст3}$ предварительно принимают либо равным ширине шестерни (например, $L_{ст2(3)} = b_{2(3)}$ или $L_{ст2(3)} = b_2 + 5 \dots 10$ мм), либо немного больше ($L_{ст2(3)} = (1,2 \dots 1,5)b_{2(3)}$).

4. Выписать (из расчетов передач) значения сил в зацеплении и нагрузок на вал от ременных и цепных передач. При этом следует учесть, что нагрузка на вал от цепной передачи раскладывается на две составляющие:

$$F_{иx} = F_{кц} \cdot \cos 30^\circ, \quad F_{иy} = F_{кц} \cdot \sin 30^\circ.$$

Нагрузку от муфты на вал принять:

– на быстроходном валу

$$F_{M1} = 50\sqrt{T_6} \text{ при } T_6 \leq 25 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$F_{M1} = 80\sqrt{T_6} \text{ при } 25 < T_6 \leq 250 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– на тихоходном валу

$$F_{M2} = 125\sqrt{T_T} \text{ (для зубчатых редукторов);}$$

$$F_{M2} = 250\sqrt{T_T} \text{ (для червячных редукторов),}$$

где T — крутящий момент, Н · м.

Направление действия нагрузки на вал от муфты принять в сторону, увеличивающую прогиб вала.

5. Начертить схему нагружения вала (желательно под эскизом вала). Считать силы приложенными в середине участков (подшипника, ступицы). Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_x . Поэтому эпюры изгибающих моментов строят в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одну из них для удобства можно назвать вертикальной (YOZ), другую — горизонтальной (XOZ). Разложить силы в этих двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Примеры расчетных схем нагружения валов различных редукторов приведены на рисунках 2—11 (см. с. 15—24).

6. Определить реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для этого составляют два уравнения равновесия плоской системы сил. Направление действия сил по отношению к опоре по часовой стрелке следует считать отрицательным, против часовой стрелки — положительным.

Пример расчета реакций для ведущего вала цилиндрического редуктора (см. рис. 2, с. 15):

а) вертикальная плоскость:

$$\sum M_{AY} = 0; \quad -R_{BY}l + F_{X_1} \frac{d_1}{2} + F_{r_1} \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{X_1} \frac{d_1}{2} + F_{r_1} \frac{l}{2}}{l};$$

$$\sum M_{BY} = 0; \quad R_{AY}l + F_{X_1} \frac{d_1}{2} - F_{r_1} \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r_1} \frac{l}{2} - F_{X_1} \frac{d_1}{2}}{l}.$$

Проверка:

$$\sum Y = 0; \quad -R_{AY} + F_{r_1} - R_{BY} = 0;$$

Репозиторий БарГУ

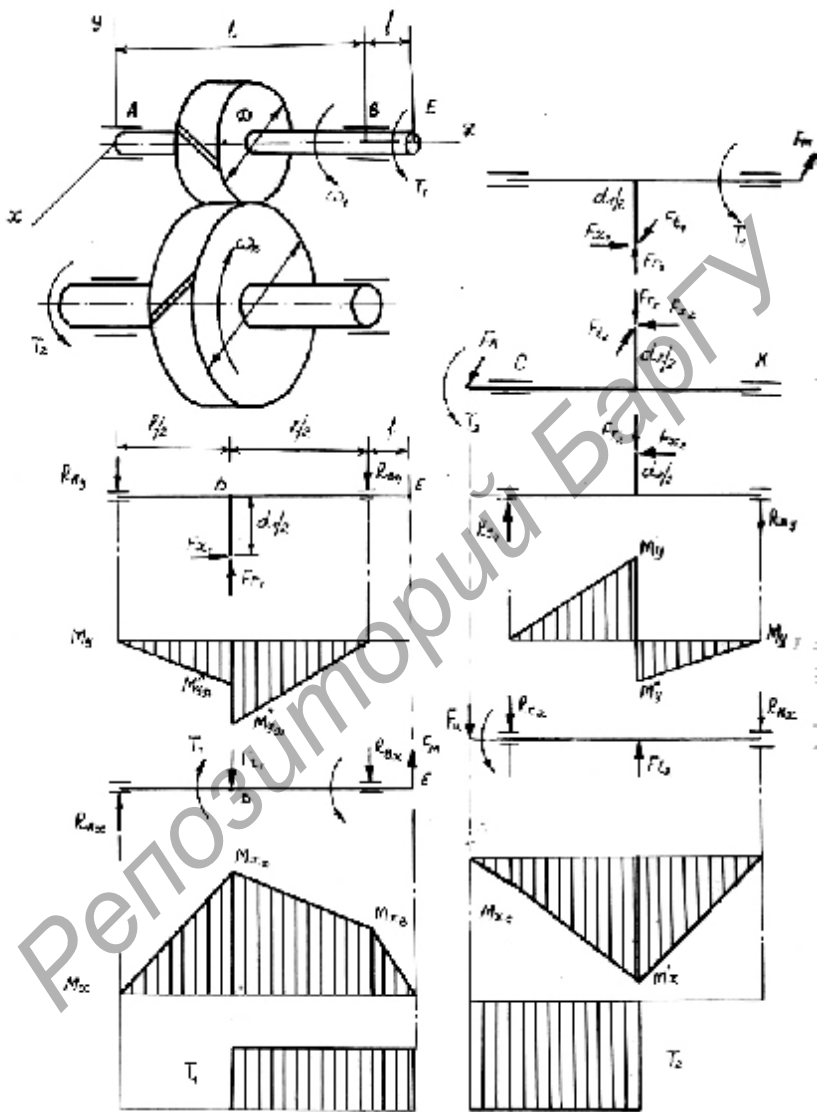


Рисунок 2 — Цилиндрическая косозубая одноступенчатая передача

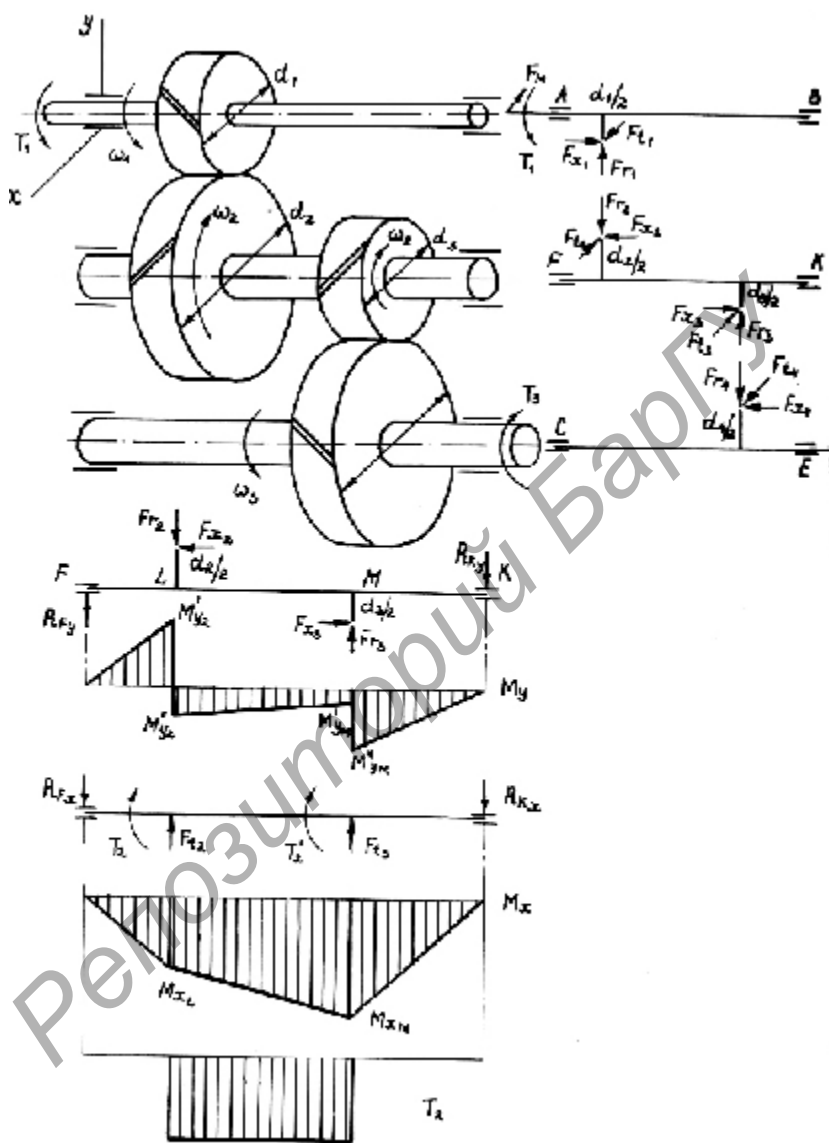


Рисунок 3 — Цилиндрическая косозубая двухступенчатая развернутая передача

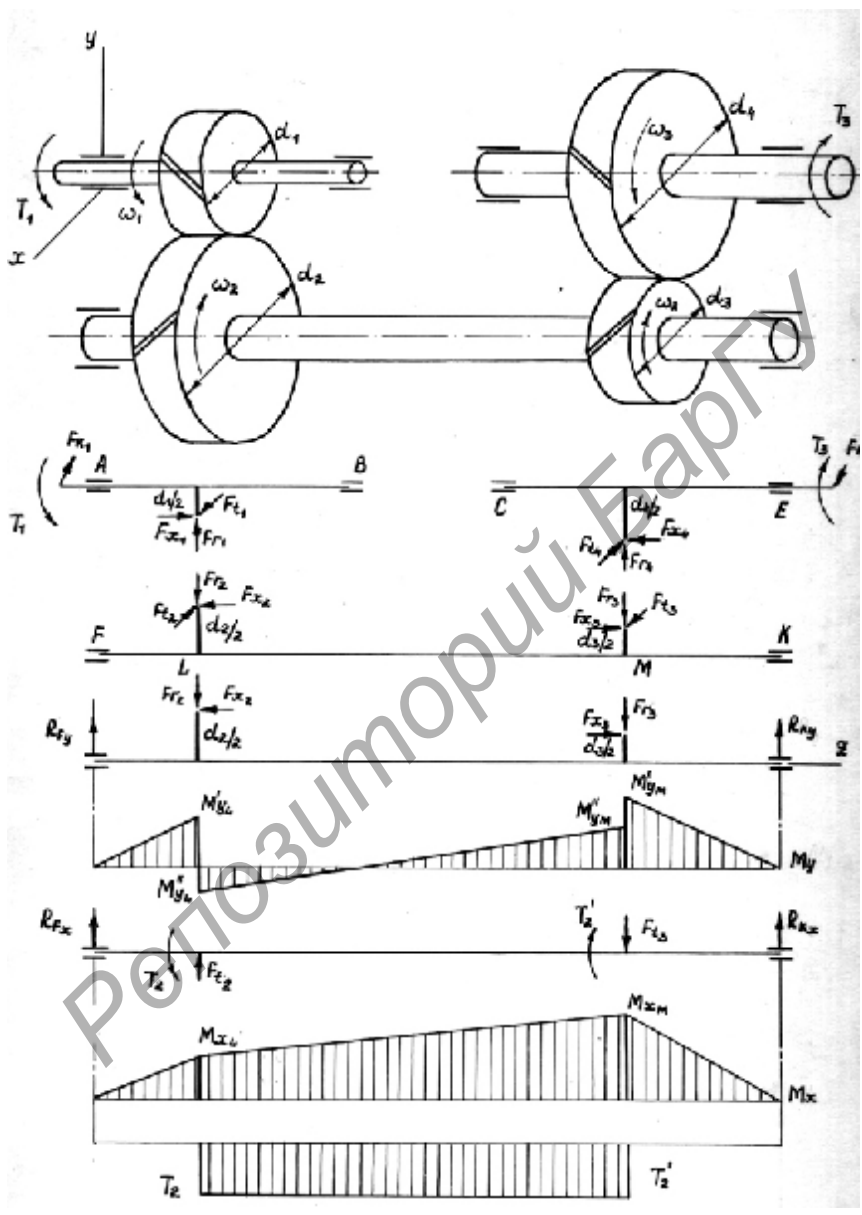


Рисунок 4 — Цилиндрическая косозубая двухступенчатая соосная передача

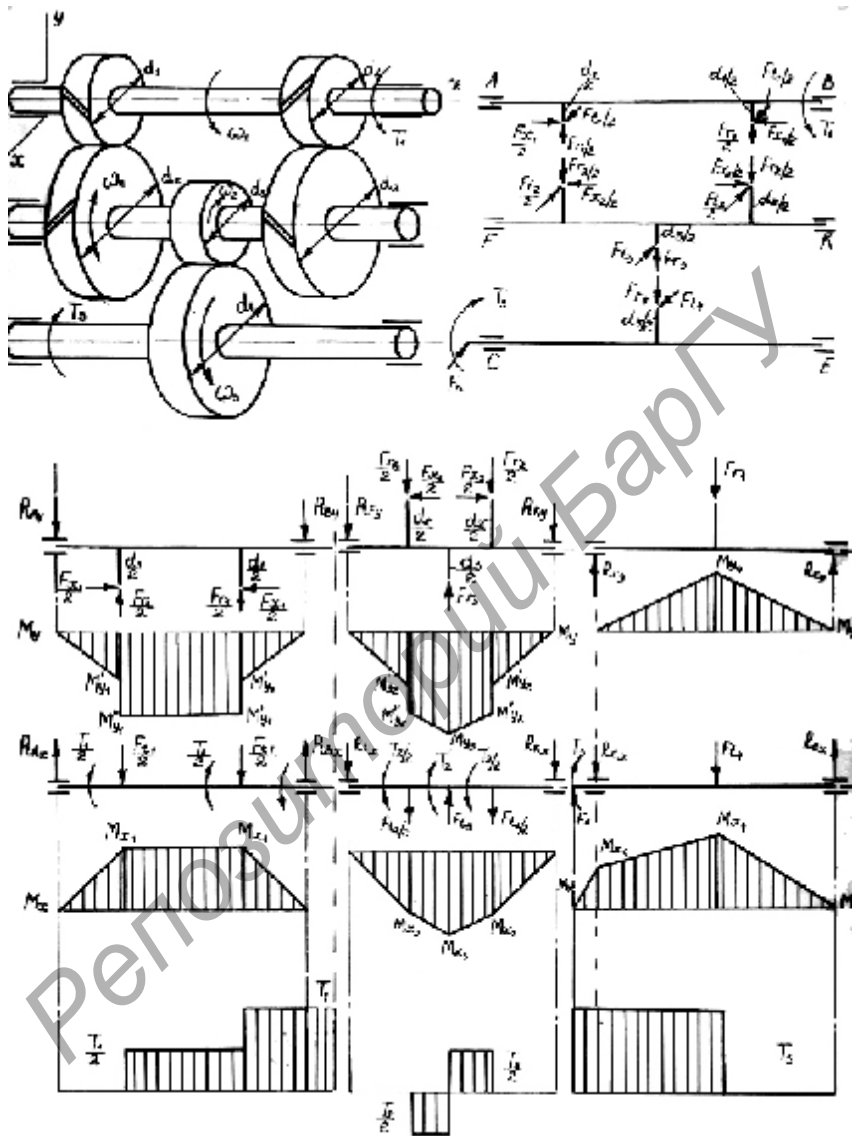


Рисунок 5 — Цилиндрическая передача с первой раздвоенной косозубой и второй прямозубой ступенями.

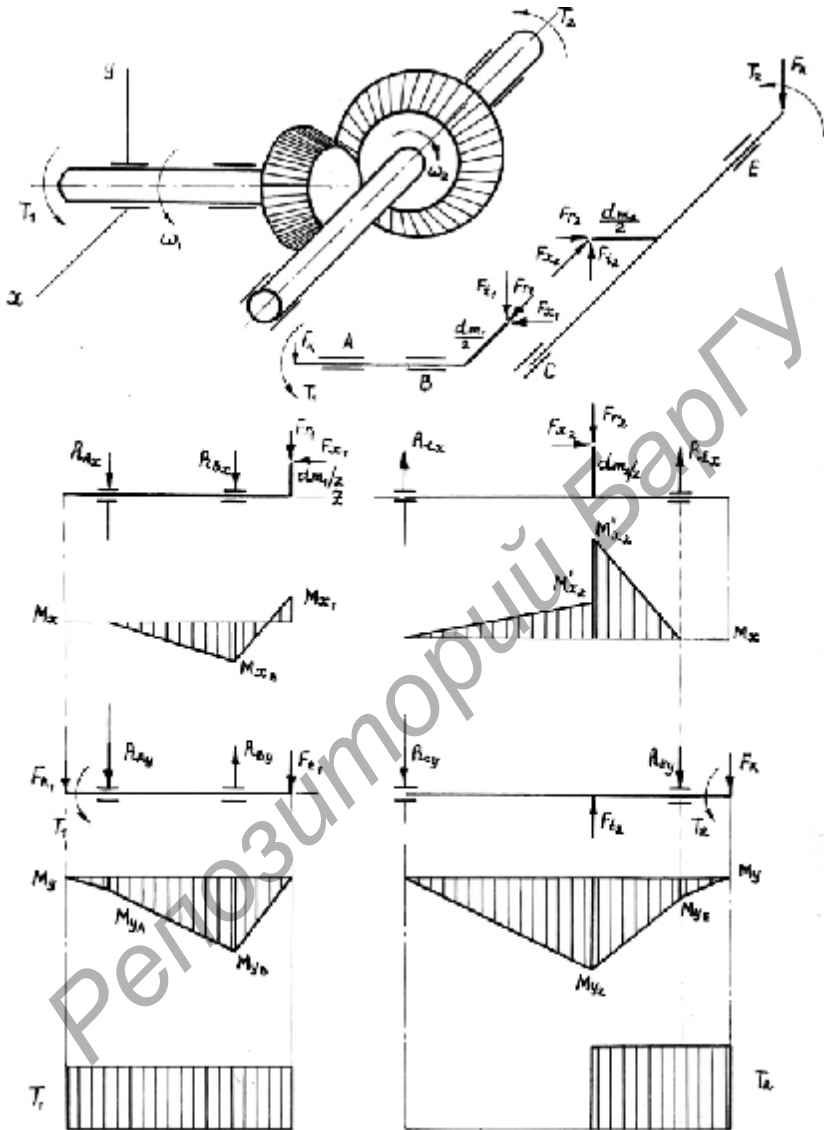


Рисунок 6 — Коническая прямозубая одноступенчатая передача

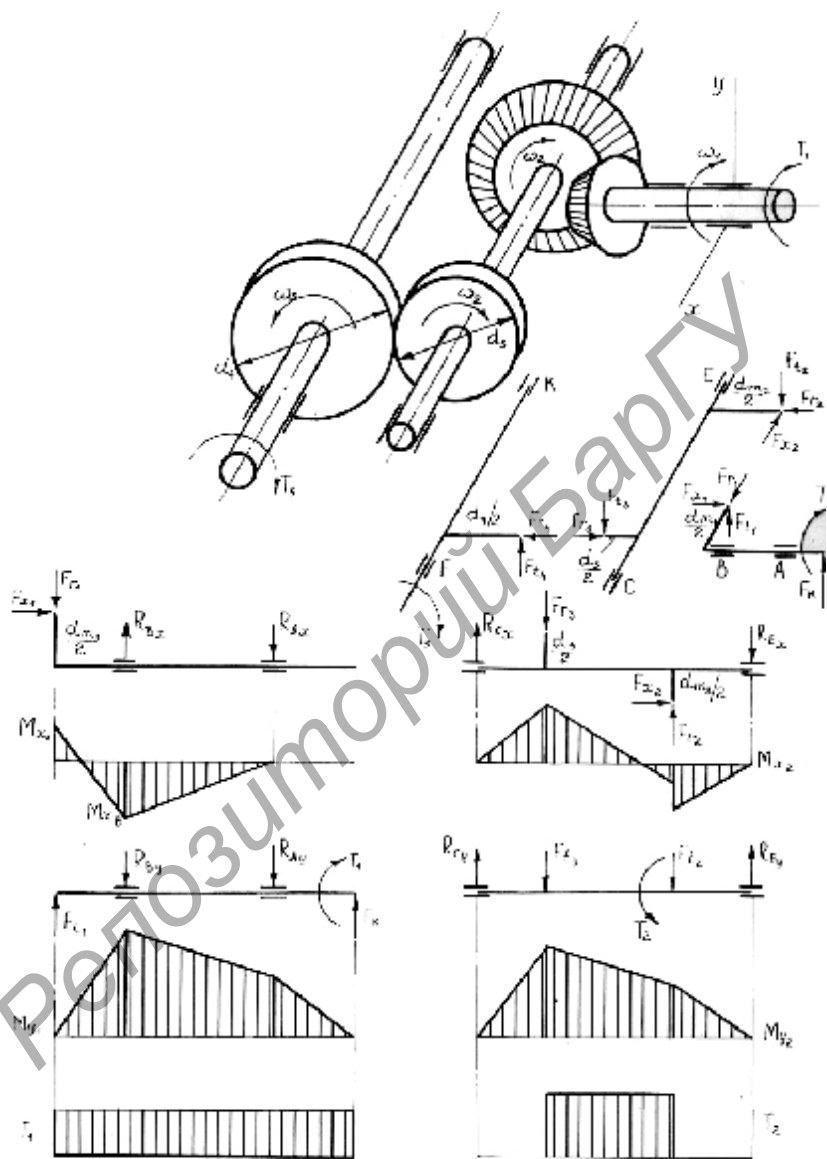


Рисунок 7 — Коническо-цилиндрическая передача

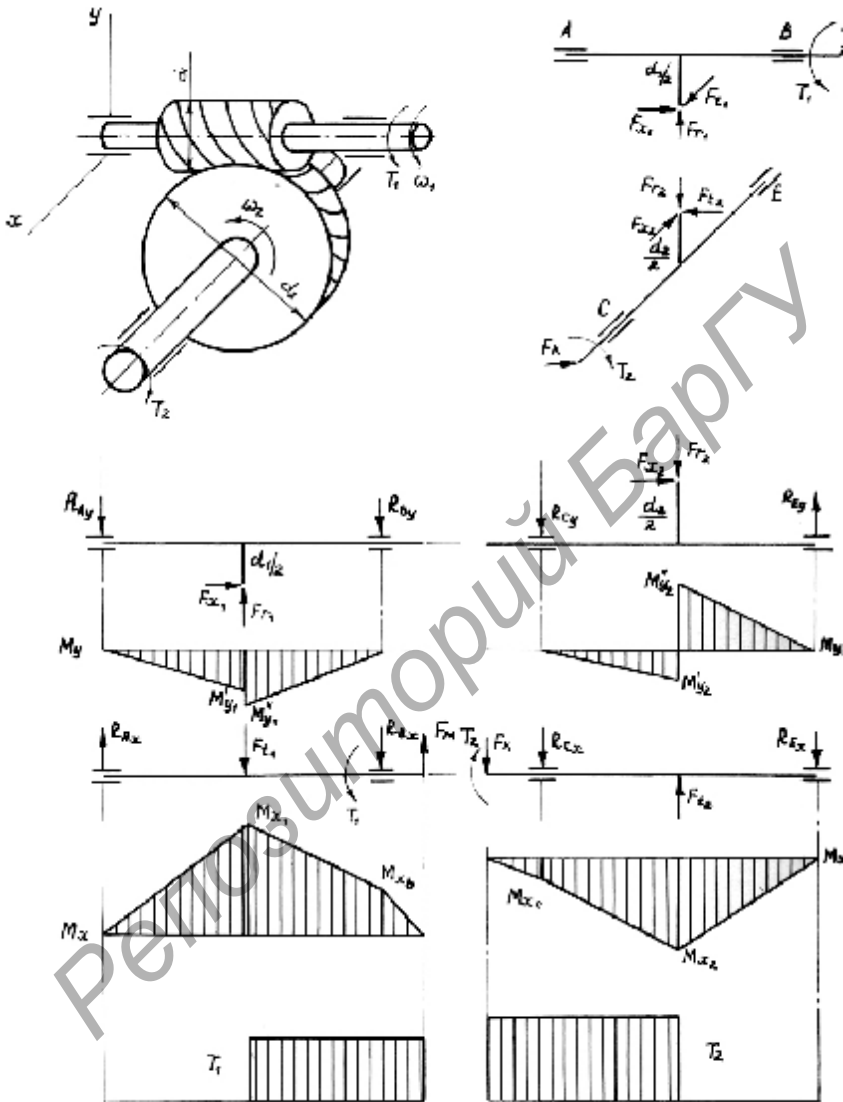


Рисунок 8 — Червячная одноступенчатая передача

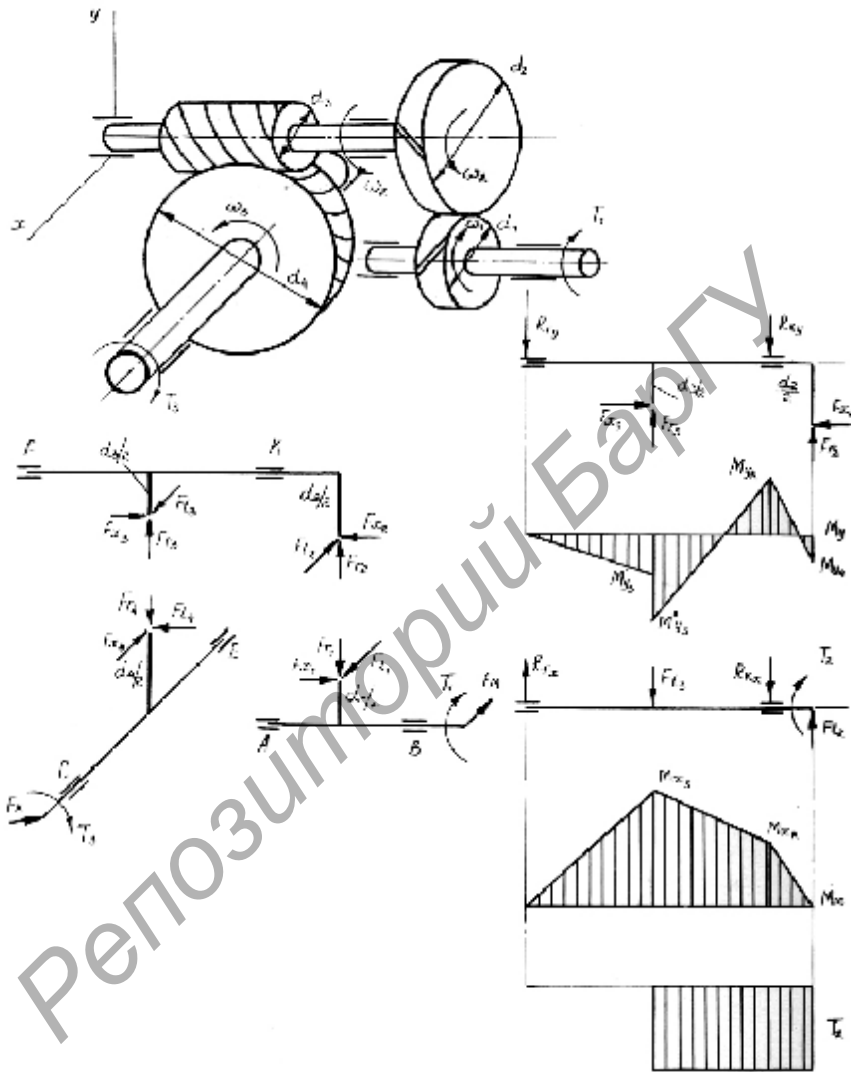


Рисунок 9 — Зубчато-червячная передача с первой цилиндрической косоугольной ступенью

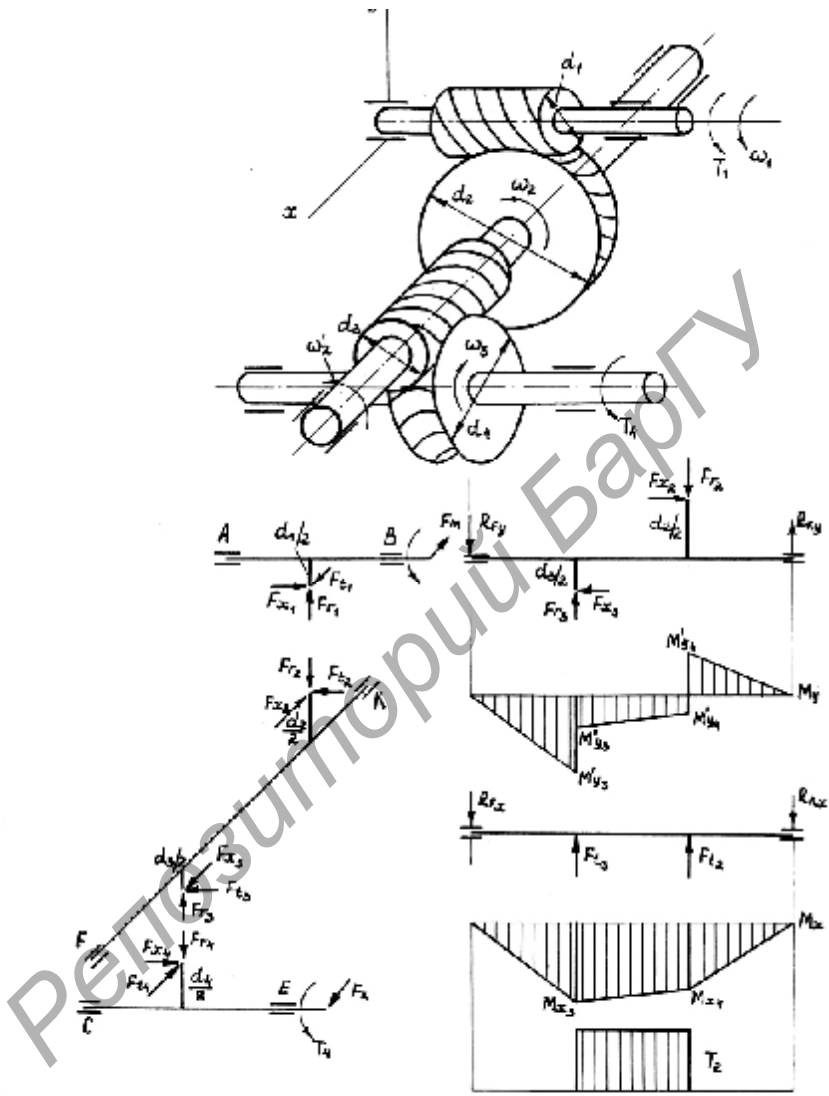


Рисунок 11 — Двухступенчатая червячная передача

б) горизонтальная плоскость:

$$\sum M_{AX} = 0; \quad -R_{BX}l + F_M(f+l) - F_{t_1} \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_M(f+l) - F_{t_1} \frac{l}{2}}{l};$$

$$\sum M_{BX} = 0; \quad -R_{AX}l + F_{t_1} \frac{l}{2} + F_M f;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t_1} \frac{l}{2} + F_M f}{l}.$$

Проверка:

$$\sum X = 0; \quad R_{AX} - F_{t_1} - R_{BX} + F_M = 0.$$

Аналогично определяют реакции для других схем.

7. Рассчитать суммарные радиальные реакции опор вала (H):

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (7)$$

8. Построить эпюры изгибающих моментов в плоскостях XOZ и YOZ и эпюру крутящего момента.

При построении эпюр изгибающих моментов соблюдают следующие положения сопромата:

а) если поперечная сила постоянна, то изгибающий момент изменяется по линейному закону;

б) в сечении, где приложена внешняя сосредоточенная сила, перпендикулярная к оси элемента, эпюра моментов имеет излом;

в) в сечении, где приложен внешний сосредоточенный момент (например, $F_x \frac{d}{2}$), эпюра моментов имеет скачок на величину этого момента;

г) в концевом сечении балки изгибающий момент равен моменту сосредоточенной пары;

д) эпюры изгибающих моментов строятся на сжатом волокне.

Пример определения изгибающих моментов и построения эпюр (см. рис. 2, с. 15):

– в вертикальной плоскости:

$$M_{YA} = 0; \quad M_{YD}^I = -R_{AY} \cdot \frac{l}{2}; \quad M_{YD}^{II} = -R_{BY} \cdot \frac{l}{2}; \\ M_{YB} = 0; \quad M_{YE} = 0;$$

– в горизонтальной плоскости:

$$M_{XA} = 0; \quad M_{XD} = R_{AX} \cdot \frac{l}{2}; \quad M_{XB} = F_M \cdot f; \quad M_{XE} = 0.$$

Крутящий момент T_1 (Н · м) передается от сечения E (место посадки ступицы полумуфты) до сечения D . Эпюра момента T_1 имеет прямоугольную форму (см. рис. 2, с. 15).

9. Определить суммарный изгибающий момент в расчетном сечении (Н · м).

Из рисунка 2 (см. с. 15) видно, что наиболее нагруженным является сечение D . Кроме того, в данном сечении имеется концентрация напряжений

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{YD}^{II^2} + M_{XD}^2}.$$

(8)

10. Определить эквивалентный момент (Н · м):

$$M_{\text{эkv}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}.$$

(9)

11. Определить диаметр вала (мм) в рассчитываемом сечении (в одном или нескольких):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [s_{-1}]_u}}, \quad (10)$$

где $[s_{-1}]_u = 50 \dots 60$ МПа — допускаемое напряжение при изгибе.

Если в расчетном сечении имеется ослабление вала пазом под шпонку, то полученный по формуле (10) размер увеличивают на 10%. Данный результат сравнивают с результатом, определенным в пункте 3 данного раздела. При необходимости проводится корректировка размеров.

1.2 Проверочный расчет на сопротивление усталости

1. Подобрать шпонки для сечений вала.

Для передачи вращающего момента в основном применяют призматические и сегментные шпонки. Если выходной конец вала конической формы, то для данного сечения используют параметры шпонки, приведенные в таблице 4 (см. с. 28).

Для соединения зубчатых и червячных колес с валами наиболее часто применяют призматические шпонки (табл. 5, см. с. 29).

Длина шпонки принимается из ряда 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125,

Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступицы.

Пример обозначения шпонки с размерами $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $l = 50$ мм:

Шпонка $10 \times 8 \times 50$ ГОСТ 23360-78.

2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности.

Условие прочности вала имеет вид

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S], \quad (11)$$

где S_s — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m},$$

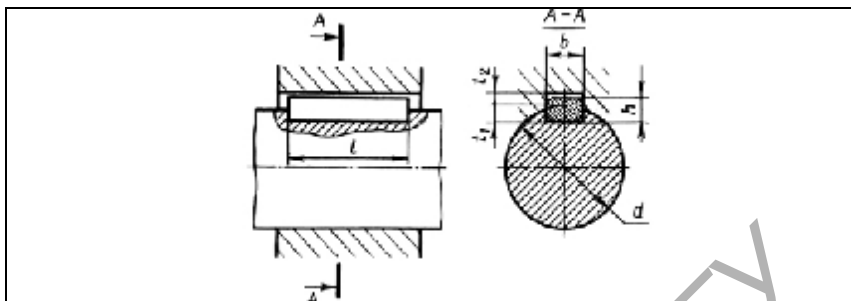
где σ_{-1} — предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; для углеродистых конструкционных сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B$; для легированных — $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$ либо принимается по таблице 1 (см. с. 8);

Репозиторий БарГУ

Т а б л и ц а 4 — Концы валов конические (ГОСТ 12081-72), мм

| Номи- нальный диаметр, d | h | l_2 | d_{cp} | b | h | l_1 | l_2 | d_1 | d_2 | l_3 | l_4 |
|-------------------------------------|-----|-------|--------------|-----|-----|-------|-------|------------|------------|--------------|--------------|
| 20 22 | 50 | 36 | 18,2 20,2 | 4 | 4 | 2,5 | 1,8 | M12 × 1,25 | M6 | 9,0 | 11,3 |
| 25 28 | 60 | 42 | 22,9 25,9 | 5 | 5 | 3,0 | 2,3 | M16 × 1,5 | M8 | 14,0 | 15,7 |
| 32 36 | 80 | 58 | 29,1 33,1 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | M20 × 1,5 | M10 M12 | 17,0 20,0 | 19,0 22,3 |
| 40 45 | 110 | 82 | 35,9 | 10 | 8 | 5,0 | 3,3 | M24 × 2 | M12 | 20,0 | 22,3 |
| | | | 40,9 | 12 | 8 | 5,0 | 3,3 | M30 × 2 | M16 | 26,0 | 28,5 |
| 50 56 | 140 | 105 | 45,9 | 12 | 8 | 5,0 | 3,3 | M36 × 3 | M16 | 26,0 | 28,5 |
| | | | 51,9 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | M36 × 3 | M20 | 32,0 | 35,0 |
| 63 71 | 170 | 130 | 57,75 | 16 | 10 | 6,0 | 4,3 | M42 × 3 | M20 | 32,0 | 35,0 |
| | | | 65,75 | 18 | 11 | 7,0 | 4,4 | M48 × 3 | M24 | 36,0 | 39,3 |
| 80 90 | 170 | 130 | 73,5 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 | M56 × 4 | M30 | 44,0 | 47,9 |
| | | | 83,5 | 22 | 14 | 9,0 | 5,4 | M64 × 4 | | | |

Таблица 5 — Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78), мм



| Диаметр вала, d | Сечение шпонки | | s | Глубина паза | | Длина, l |
|-------------------|----------------|-----|------------|--------------|----------------|------------|
| | b | h | | вала, h_1 | ступицы, h_2 | |
| Св. 12 до 17 | 5 | 5 | 0,25...0,4 | 3 | 2,3 | 10...56 |
| » 17 » 22 | 6 | 6 | | 3,5 | 2,8 | 14...70 |
| » 22 » 30 | 8 | 7 | | 4 | 3,3 | 18...90 |
| » 30 » 38 | 10 | 8 | 0,4...0,6 | 5 | 3,3 | 22...110 |
| » 38 » 44 | 12 | 8 | | 5 | 3,3 | 28...140 |
| » 44 » 50 | 14 | 9 | | 5,5 | 3,8 | 36...160 |
| » 50 » 58 | 16 | 10 | | 6 | 4,3 | 45...180 |
| » 58 » 65 | 18 | 11 | | 7 | 4,4 | 50...200 |
| » 65 » 75 | 20 | 12 | 0,6...0,8 | 7,5 | 4,9 | 56...220 |
| » 75 » 85 | 22 | 14 | | 9 | 5,4 | 63...250 |
| » 85 » 95 | 25 | 14 | | 9 | 5,4 | 70...280 |

k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (табл. 6, см. с. 30);

β — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при $R_A = 0,32...2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97...0,90$;

ϵ_σ и ϵ_τ — масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений (табл. 7, см. с. 30);

σ_a — амплитуда цикла нормальных напряжений, МПа:

$$\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W},$$

где W — момент сопротивления при изгибе, мм³:

1) для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W = \frac{\pi d^3}{32};$$

Т а б л и ц а 6 — Значения коэффициентов k_{σ} и k_{τ}

| Концентратор | | σв, МПа | | | |
|-------------------------|--------------|---------|------|------|------|
| | | 600 | 700 | 800 | 900 |
| Шпоночные канавки | k_{σ} | 1,60 | 1,75 | 1,80 | 1,90 |
| | k_{τ} | 1,50 | 1,60 | 1,70 | 1,90 |
| Шлицы прямобочные | k_{σ} | 1,55 | 1,60 | 1,65 | 1,70 |
| | k_{τ} | 2,35 | 2,45 | 2,55 | 2,65 |
| Шлицы эвольвентные | k_{σ} | 1,55 | 1,60 | 1,65 | 1,70 |
| | k_{τ} | 1,46 | 1,49 | 1,52 | 1,55 |
| Нарезка витков червяков | k_{σ} | 2,23 | 2,30 | 2,37 | 2,44 |
| | k_{τ} | 1,63 | 1,70 | 1,77 | 1,84 |

Т а б л и ц а 7 — Значения масштабных факторов ϵ_{σ} и ϵ_{τ}

| Напряженное состояние и материал | Диаметр вала, мм | | | | | | | |
|--|------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | 70 | 80 | 100 |
| Изгиб для углеродистой стали, ϵ_{σ} | 0,95 | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,76 | 0,73 | 0,70 |
| Изгиб для легированной стали, ϵ_{σ} ; кручение для всех сталей, ϵ_{τ} | 0,87 | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,66 | 0,63 | 0,59 |

2) для вала с одним шпоночным пазом

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$$

Ψ_{σ} и Ψ_{τ} — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; $\Psi_{\sigma} = 0,2$ — для углеродистых сталей, $\Psi_{\sigma} = 0,25 \dots 0,3$ — для легированных сталей; $\Psi_{\tau} = 0,1$ — для всех сталей;

σ_m — среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа; если осевая сила F_x на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то $\sigma_m = 0$, в противном случае

$$S_m = \frac{4F_x}{pd^2};$$

S_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \epsilon_\tau} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m},$$

где τ_{-1} — предел выносливости стали при симметричном цикле кручения;

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$ либо принимается по таблице 1 (см. с. 8);

τ_a и τ_m — амплитуда и среднее напряжение касательных напряжений, МПа:

$$\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max} = \frac{T}{2W_k},$$

где W_k — момент сопротивления при кручении, мм³:

1) для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W_k = \frac{pd^3}{16};$$

2) для вала с одним шпоночным пазом

$$W_k = \frac{pd^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d};$$

3) для валов с прямобочными шлицами

$$W = \zeta \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \zeta \frac{\pi d^3}{16},$$

где $\zeta = 1,125$ — легкая серия; $\zeta = 1,205$ — средняя серия; $\zeta = 1,265$ — тяжелая серия;

4) для валов шестерен и эвольвентных шлицов

$$W = \frac{\pi d_w^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \frac{\pi d_w^3}{16},$$

где d_w — диаметр делительной окружности;

Т а б л и ц а 8 — Значения $k_\sigma / \epsilon_\sigma$ и k_τ / ϵ_τ для валов с напрессованными деталями [8,12]

| Диаметр вала, мм | $k_\sigma / \epsilon_\sigma$ при σ_b , МПа | | | k_τ / ϵ_τ при σ_b , МПа | | |
|------------------|---|-----------|-----------|---|-----------|-----------|
| | 600 | 700 | 800 | 600 | 700 | 800 |
| 14 | 2,00/1,80 | 2,30/2,07 | 2,60/2,34 | 1,60/1,44 | 1,78/1,60 | 1,96/1,76 |
| 22 | 2,35/2,11 | 2,60/2,34 | 3,00/2,70 | 1,81/1,63 | 1,96/1,76 | 2,20/2,00 |
| 30 | 2,60/2,34 | 2,80/2,52 | 3,30/2,97 | 1,96/1,76 | 2,08/1,87 | 2,38/2,14 |
| 40 | 2,90/2,61 | 3,35/3,00 | 3,65/3,29 | 2,14/1,93 | 2,41/2,17 | 2,59/2,33 |
| 50 | 3,30/2,97 | 3,70/3,33 | 4,00/3,60 | 2,38/2,14 | 2,62/2,36 | 2,80/2,52 |
| 60 | 3,40/3,06 | 3,85/3,47 | 4,25/3,84 | 2,44/2,20 | 2,71/2,44 | 2,95/2,66 |
| 70 | 3,55/3,20 | 4,00/3,60 | 4,40/3,96 | 2,53/2,28 | 2,80/2,52 | 3,04/2,74 |

Примечания: 1. Значения k_t / ϵ_t рассчитаны по зависимости $k_t / \epsilon_t = 0,6k_\sigma / \epsilon_\sigma + 0,4$.
2. В знаменателе указаны значения для посадки колец подшипников с натягом.

5) для валов червяков

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \frac{\pi d_{f1}^3}{16},$$

где d_{f1} — диаметр впадин витков червяка.

Расчет вала на усталостную прочность считается правильным, если расчетное значение S не ниже допускаемого, т. е. $S \geq [S] = 2,5 \dots 3$.

Если $S \leq 1,5$, рекомендуется выполнить расчет вала на жесткость.

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $k_\sigma / \epsilon_\sigma$ и k_τ / ϵ_τ (табл. 8)

1.3 Расчет вала на жесткость

Валы редукторов на жесткость в большинстве случаев не проверяют, так как принимают повышенные коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые всегда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления червячной пары.

При симметричном расположении опор червяка максимальный прогиб (стрела прогиба) равен

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EJ_{\text{пр}}} \geq [f], \quad (12)$$

где l — расстояние между опорами червяка, мм (см. рис. 1, б, с. 9);
 F_{t1} и F_{r1} — окружное и радиальное усилие на червяке, Н;
 E — модуль продольной упругости, МПа; для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$;
 $J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции сечения червяка (с учетом витков резьбы), мм⁴:

$$J_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right),$$

где d_{f1} и d_{a1} — диаметры впадин и вершины витков червяка, мм;
 $[f]$ — допускаемый прогиб для валов червяка, мм; $[f] = (0,005 \dots 0,01)m$;
 m — модуль зацепления, мм.

2 РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Наиболее распространены призматические шпонки, размеры которых выбирают в зависимости от диаметра вала. Материал шпонок — сталь 45 или Ст.6. Шпоночное соединение проверяют на смятие:

$$s_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [s]_{\text{см}} \quad \text{либо} \quad s_{\text{см}} \approx \frac{4,4T}{dhl} \leq [s]_{\text{см}}, \quad (13)$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемые напряжения смятия, МПа; при стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \dots 120$ МПа, при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 50 \dots 70$ МПа, при колебаниях нагрузки $[\sigma]_{\text{см}}$ следует снижать на 20—25%;

l_p — рабочая длина шпонки, мм; для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$, при скругленных торцах $l_p = l - b$;

b — ширина шпонки, мм.

Если для принятой конструктивно длины шпонки (на 5...10 мм меньше ширины зубчатого колеса) условие (13) не выполняется, то либо увеличивают размер ступицы, либо устанавливают две шпонки, либо применяют шлицевое соединение.

3 ПРИМЕР РАСЧЕТА БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА

Проектный расчет вала

1. Вращающий момент на валу $T_1 = 73,8$ Н · м.
2. Частота вращения вала $n = 968$ об/мин.
3. Форма конца вала — цилиндрическая.
4. Редуктор предназначен для установки в приводе цепного конвейера. Электродвигатель 4А132М6 передает крутящий момент на вал редуктора через клиноременную передачу.
5. Условия эксплуатации привода: работа в закрытом помещении, климатическое исполнение — У.

Разработка конструкции быстроходного вала

Быстроходный вал выполнен за одно целое с конической шестерней, имеющей следующие геометрические параметры: $d_{m1} = 94,6$ мм; $\delta_1 = 21,5^\circ$.

Определяем диаметр цилиндрического конца вала, являющегося его первой ступенью:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{\text{кр}}}} = \sqrt[3]{\frac{73,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 28}} = 23,6 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр конца вала $d = 24$ мм и длину конца вала $l = (1,5 \dots 2)d = (1,5 \dots 2) \cdot 28 = 42 \dots 56$ мм, уточняя по ширине шкива клиноременной передачи.

Диаметр вала под уплотнение $d_y = d + 2t = 24 + 2 \cdot 3 = 30$ мм.

Назначаем резьбу $M33 \times 1,5$.

Диаметр вала под подшипником $d_{п} = d_y + 3r = 30 + 3 \cdot 1,5 = 34,5$ мм.

Принимаем $d_{п} = 35$ мм.

Силы на шестерне конической передачи: $F_{t1} = 1\,535$ Н, $F_{r1} = 520$ Н, $F_{a1} = 203$ Н.

Консольная нагрузка на вал от клиноременной передачи $F_M = 1\,320$ Н.

Приближенный расчет вала

1. Изображаем вал как балку на двух опорах со всеми действующими силами (рис. 12, см. с. 36).

2. Назначаем (см. табл. 3, с. 12) ориентировочные значения f , l и u в зависимости от диаметра вала. Для точного определения этих размеров необходимо выполнить компоновку редуктора. Принимаем $f = 75$ мм, $l = 90$ мм, $u = 70$ мм.

3. Определяем радиальные реакции опор:

а) в плоскости XOZ :

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot f + R'_B \cdot l - F_{t1}(l + u) = 0;$$

$$R'_B = \frac{-F_M \cdot f + F_{t1}(l + u)}{l} = \frac{-1\,320 \cdot 75 + 1\,535(90 + 70)}{90} = 1\,629 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_M(f + l) - R'_A \cdot l - F_{t1} \cdot u = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_M(f + l) - F_{t1} \cdot u}{l} = \frac{1\,320(75 + 90) - 1\,535 \cdot 70}{90} = 1\,226 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum Y = F_M - R'_A - R'_B + F_{t1} = 1\,320 - 1\,226 - 1\,629 + 1\,535 = 0.$$

Реакции найдены правильно;

б) в плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0; \quad R_B'' \cdot l + F_{a1} \cdot d_{m1} / 2 - F_{r1}(u+l) = 0;$$

$$R_B'' = \frac{-F_{a1} \cdot d_{m1} / 2 + F_{r1}(u+l)}{l} = \frac{-203 \cdot 94,6 / 2 + 520 \cdot 160}{90} = 818 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_A'' \cdot l - F_{r1} \cdot u + F_{a1} \cdot d_{m1/2} = 0;$$

$$R_A'' = \frac{F_{r1} \cdot u - F_{a1} \cdot d_{m1} / 2}{l} = \frac{520 \cdot 70 - 203 \cdot 94,6 / 2}{90} = 298 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$-R_A'' + R_B'' - F_{r1} = -298 + 818 - 520 = 0.$$

Реакции найдены правильно.

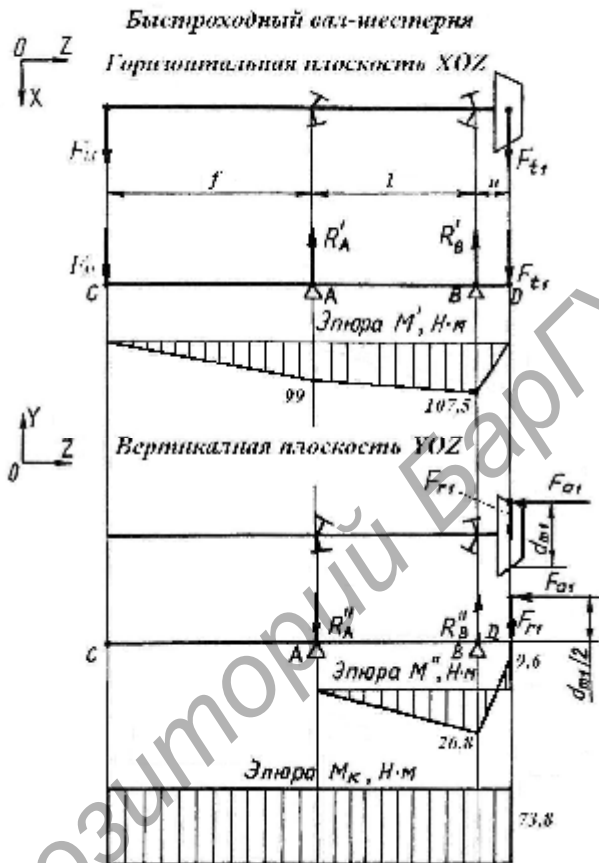


Рисунок 12 — Расчетная схема и эпюры изгибающих и крутящего моментов

4. Строим эпюры изгибающих моментов M' в горизонтальной плоскости (XOZ) и M'' в вертикальной плоскости (YOZ), а также эпюру крутящего момента M_k .

Горизонтальная плоскость XOZ :

сечение C : $M' = 0$;

сечение A : $M' = -F_M \cdot f = -1320 \cdot 75 \cdot 10^{-3} = -99 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

сечение B : $M' = -F_{H1} \cdot u = -1535 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = -107,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

сечение D : $M' = 0$.

Вертикальная плоскость YOZ :

сечение C : $M'' = 0$;

сечение A : $M'' = 0$;

сечение B : $M'' = -R''_A \cdot l = -298 \cdot 90 = -26,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

сечение D : $M'' = -F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = -203 \cdot \frac{94,6}{2} \cdot 10^{-3} = -9,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка от сечения C до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_k), при этом $M_k = T_1 = 73,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

5. Определяем суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении B ($\text{Н} \cdot \text{м}$):

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{107,5^2 + 26,8^2} = 110,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Определяем эквивалентный момент в этом же сечении ($\text{Н} \cdot \text{м}$):

$$M_{\text{эКВ}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T_1^2} = \sqrt{110,7^2 + 73,8^2} = 133,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7. Определяем диаметр вала (мм) в рассчитываемом сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эКВ}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [S_{-1}]_u}} = \sqrt[3]{\frac{133,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 29 \text{ мм}.$$

Ранее принятое значение $d_{\text{п}} = 35 \text{ мм}$. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

Проверочный расчет вала

Для опасного сечения вала по формуле (10) определяем коэффициент запаса усталостной прочности S и сравниваем его с допускаемым значением $[S]$, принимаемым обычно $1,5 \dots 2,5$.

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где S_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

где σ_{-1} — предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 610 = 262$ МПа либо принимается по таблице 1 (см. с. 8);

k_σ — эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

β — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при $R_A = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97 \dots 0,90$.

ϵ_σ — масштабный фактор для нормальных напряжений; отношение $k_\sigma / \epsilon_\sigma = 2,65$ (см. табл. 8, с. 32);

σ_a — амплитуда цикла нормальных напряжений, МПа:

$$\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W} = \frac{11\,0740}{4\,207} = 26,3 \text{ МПа},$$

где W — момент сопротивления при изгибе, мм³; для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4\,207;$$

Ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; $\Psi_\sigma = 0,2$ для углеродистых сталей, $\Psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$ для легированных сталей;

σ_m — среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа; если осевая сила F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то $S_m = 0$, в противном случае

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 203}{3,14 \cdot 35^2} = 0,2;$$

S_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{b \cdot e_\tau} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m},$$

τ_{-1} — предел выносливости стали при симметричном цикле;
 $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 262 = 152$ МПа;

k_τ — эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;

β — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности;
 при $R_A = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97 \dots 0,90$;

ϵ_τ — масштабный фактор для касательных напряжений; отношение
 $k_\tau / \epsilon_\tau = 0,6k_\sigma / \epsilon_\sigma + 0,4 = 0,6 \cdot 2,65 + 0,4 = 1,99$ (см. табл. 8, с. 32);

Ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; $\Psi_\tau = 0,1$ для всех сталей;

τ_a и τ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений, МПа:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{73\,800}{2 \cdot 8\,414} = 4,4,$$

где W_k — момент сопротивления при кручении, мм³; для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{16} = 8\,414;$$

Подставляя полученные значения, получаем

$$S_\sigma = \frac{262}{\frac{2,65}{0,97} \cdot 26,3 + 0,2 \cdot 0,2} = 3,64;$$

$$S_{\tau} = \frac{152}{\frac{1,99}{0,97} \cdot 4,4 + 0,1 \cdot 4,4} = 16.$$

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала в опасном сечении

$$S = \frac{3,64 \cdot 16}{\sqrt{3,64^2 + 16^2}} = 3,55 > [S] = 2,5.$$

Сопrotивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

4 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

4.1 Общие сведения

Подшипник — это опора или направляющая, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении. Основное назначение подшипников — поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки. В зависимости от вида трения подшипники делят на два типа: скольжения и качения. В подшипниках скольжения рабочие поверхности вала и подшипника, полностью или частично разделенные смазочным материалом, скользят одна относительно другой.

Подшипники качения (рис. 13, 14) обычно состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга. Иногда одно или оба кольца могут отсутствовать, и тогда тела качения катятся непосредственно по валу или корпусу.

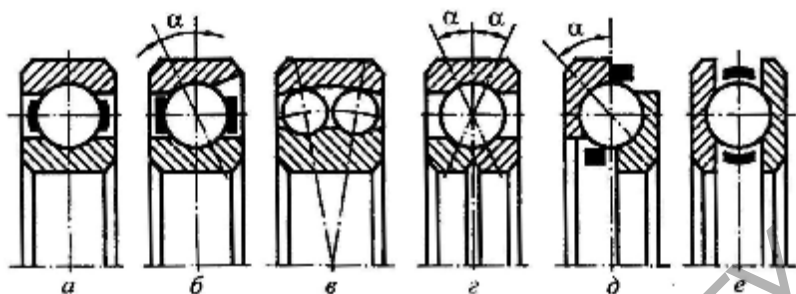


Рисунок 13 — Шарикоподшипники

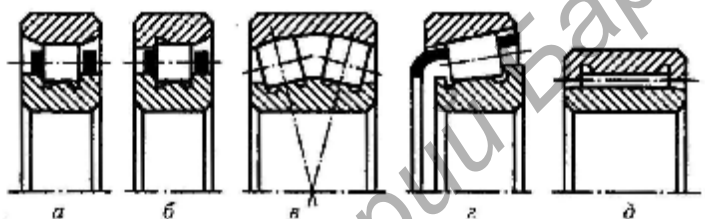


Рисунок 14 — Роликоподшипники

Подшипники качения являются основным видом опор валов и осей в машинах и имеют международную стандартизацию. Известны миниатюрные подшипники качения с внутренним диаметром $d = 0,6$ мм, наружным диаметром $D = 2$ мм, шириной $B = 0,8$ мм и массой $0,015$ г, а также особо крупные, у которых соответственно $d = 12$ м, $D = 14$ м, $B = 0,45$ м и масса 130 т.

Основные *достоинства* подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения: 1) меньшие моменты трения при пуске; 2) меньшие осевые габаритные размеры; 3) простота обслуживания и малый расход смазочного материала; 4) полная взаимозаменяемость; 5) малая стоимость в связи с массовым производством; 6) меньший расход цветных металлов.

К недостаткам подшипников качения относят: 1) большие радиальные габаритные размеры; 2) значительные контактные

напряжения, ограничивающие ресурс; 3) переменную радиальную жесткость по углу поворота и повышенный шум из-за циклического перекачивания тел качения через нагруженную зону; 4) меньшую способность демпфировать колебания и ударные нагрузки; 5) ограниченную быстроходность; б) высокую стоимость подшипников при мелкосерийном производстве.

Классификация и обозначения подшипников

1. По форме тел качения подшипники подразделяют на шариковые (см. рис. 13, с. 41) и роликовые (см. рис. 14, с. 41). В зависимости от формы различают ролики: короткие и длинные цилиндрические, конические, сферические, игольчатые, полые, витые и др.

2. По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

– радиальные (см. рис. 13, а, в; 14, а, б, в, д, с. 41), которые воспринимают радиальную или преимущественно радиальную нагрузку;

– радиально-упорные (см. рис. 13, б, г; 14, г, с. 41), предназначенные для восприятия комбинированной нагрузки (радиальной и осевой);

– упорно-радиальные (см. рис. 13, д, с. 41), воспринимающие осевую или преимущественно осевую нагрузки;

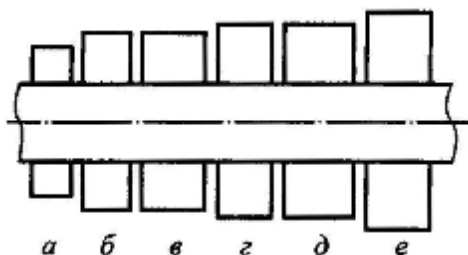
– упорные (см. рис. 13, е, с. 41), предназначенные для восприятия только осевой нагрузки.

3. По числу рядов тел качения различают подшипники одно-, двух- и многорядные.

4. По основному конструктивному признаку подшипники подразделяют на самоустанавливающиеся (сферические), которые допускают работу с взаимным перекосом колец до 4° (см. рис. 13, в; 14, в, с. 41), и несамоустанавливающиеся — все остальные (допустимый взаимный перекос колец от 1 до $8'$).

5. По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии. При одном и том же внутреннем посадочном диаметре подшипники одного типа могут иметь различные наружные диаметры и ширину, т. е. различные серии по диаметру и ширине (рис. 15). С увеличением габаритных размеров растет

нагрузочная способность подшипника, но снижается предельная частота вращения.



a — особо легкая; *б* — легкая; *в* — легкая широкая;
г — средняя; *д* — средняя широкая; *е* — тяжелая

Рисунок 15 — Размерные серии подшипников качения

6. Стандартом установлено несколько классов точности подшипников (в порядке повышения): 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2 и Т. Класс точности определяет точность размеров и формы деталей подшипников. В зависимости от класса точности и дополнительных требований различают три категории подшипников: А, В и С. Наибольшее распространение имеют подшипники нормального класса точности 0. С повышением класса точности существенно возрастает стоимость изготовления подшипника. Так, подшипник класса точности 2 примерно в десять раз дороже подшипника класса точности 0.

7. По специальным требованиям выпускают подшипники теплостойкие, высокоскоростные, малозумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др.

8. По уровню вибраций различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Обозначение подшипника наносят на торцовую поверхность колец. Основное обозначение может содержать до семи цифр. При отсчете справа налево первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника, третья и седьмая — серию по наружному диаметру и ширине, четвертая — тип, пятая и шестая — конструктивную разновидность. Внутренний диаметр подшипника в диапа-

зоне 20...495 мм соответствует двузначному числу условного обозначения, умноженному на пять. Для других размеров диаметров обозначение особое. Слева от основного обозначения указывают класс точности подшипника, если он отличен от нормального. Подшипники, изготовленные по специальным техническим требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде букв и цифр. Буква А, например, обозначает повышенную грузоподъемность подшипника, буква М — наличие модифицированного контакта.

Характеристики подшипников основных типов

Шарикоподшипники. Шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рис. 13, а, с. 41) предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях. Сепаратор, как правило штампованный, скрепленный из двух частей заклепками, центрируется по телам качения. Более дорогие массивные сепараторы применяют при повышенных частотах вращения и для крупногабаритных подшипников. Некоторые конструкции подшипников снабжены встроенными защитными шайбами или специальными уплотнениями, расположенными с одной или с обеих сторон подшипника. Допускаемый взаимный перекося осей колец до $8'$.

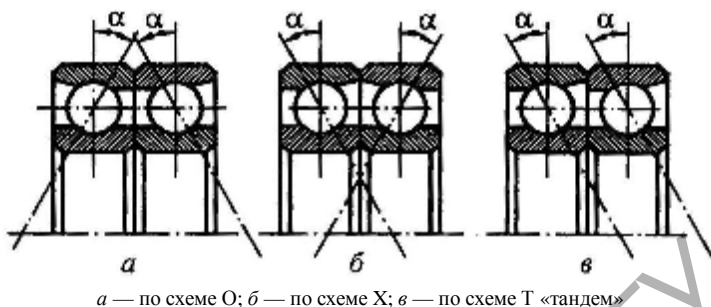
Шариковый радиально-упорный подшипник (см. рис. 13, б, с. 41) предназначен для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой. Нагрузочная способность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большему числу тел качения, которые удается разместить в подшипнике благодаря наличию скоса на наружном или внутреннем кольце. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом α осевая грузоподъемность подшипника растет, а предельная частота вращения и допускаемая радиальная нагрузка уменьшаются. Сепараторы для этих подшипников выполняют, как правило, массивными. Подшипники изго-

товляют с номинальными углами контакта $\alpha = 12, 26$ и 36° . В настоящее время выпускают подшипники с углами контакта $15, 25$ и 36° , которые отличаются наличием скоса на внутреннем кольце и центрированием сепаратора по наружному кольцу. Это позволяет существенно повысить предельную частоту вращения вследствие более благоприятных условий смазки. Так, например, при смазке масляным туманом подшипник 36100К ($\alpha = 15^\circ$) может работать с частотой вращения до $70\,000 \text{ мин}^{-1}$, а подшипник 36100 ($\alpha = 12^\circ$) — только до $46\,000 \text{ мин}^{-1}$.

Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений радиально-упорные подшипники сдваивают, устанавливая их на валу парно по схеме О (рис. 16, а) или Х (рис. 16, б). При больших осевых нагрузках в одном направлении и стесненных радиальных размерах, а также для скоростных опор используют последовательную установку подшипников по схеме Т «тандем» (рис. 16, в).

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. рис. 13, в, с. 41) допускает работу в условиях взаимных перекосов осей колец до 4° благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца. Подшипник воспринимает некоторые осевые силы в обоих направлениях. Сепараторы чаще всего штампованные. Эти подшипники могут иметь на внутреннем кольце коническое отверстие для установки на цилиндрическом валу с помощью конических втулок.

Шариковый радиально-упорный подшипник с разъемным внутренним кольцом (см. рис. 13, г, с. 41) в зависимости от формы дорожек качения имеет трех- или четырехточечный контакт шарика с кольцами и предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузки в обоих направлениях. Существуют аналогичные подшипники с разъемным наружным кольцом.



а — по схеме O; *б* — по схеме X; *в* — по схеме T «тандем»

Рисунок 16 — Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники

Шариковый упорно-радиальный подшипник (см. рис. 13, д, с. 41) предназначен для восприятия значительной осевой и некоторой радиальной нагрузки.

Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рис. 13, е, с. 41) предназначен для восприятия только осевых нагрузок. Размеры наружных и внутренних диаметров колец отличаются. Тугое кольцо устанавливают на валу, а свободное — в корпус. Частоты вращения ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики. Для восприятия двусторонней осевой нагрузки применяют двойные упорные подшипники. Допустимый перекос колец — до $2'$.

Роликоподшипники. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 14, а, с. 41) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекосы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов (краевой эффект). Для уменьшения концентрации напряжений используют подшипники с модифицированным контактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью (бомбиной), что приводит к повышению допускаемого угла перекоса с 2 до $6'$, а ресурса — в 1,5—2 раза. Подшипники с бортами на обоих кольцах (см. рис. 14, б, с. 41) могут воспринимать осевую нагрузку при условии, что она не более 0,2...0,4 от радиальной (в зависимости от серии подшипника). Сепараторы у этих подшипников штампованные или массивные.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (см. рис. 14, в, с. 41) отличается от радиального сферического двухрядного шарикоподшипника большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью. Допустимый угол взаимного перекоса колец — до 4° .

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (см. рис. 14, г, с. 41) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Сепаратор стальной штампованный или точеный. Обычно угол конуса наружного кольца равен $10...18^\circ$. Подшипники с большими углами конуса ($\alpha = 25...30^\circ$) применяют в качестве сдвоенных для восприятия больших осевых нагрузок. Нагрузочная способность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем у радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже. Для восприятия значительных нагрузок при стесненных радиальных размерах эти подшипники сдваивают по схемам О, Х, Т или используют многорядные конические подшипники.

Игольчатый роликоподшипник (см. рис. 14, д, с. 41) применяют при ограниченных радиальных размерах, а также при качательном движении. Для повышения нагрузочной способности подшипника иглы часто устанавливают без сепаратора, что позволяет увеличить число игл. Для уменьшения диаметральных размеров широко используют игольчатые подшипники без внутреннего кольца. Осевые нагрузки эти подшипники не воспринимают.

Роликоподшипники с витыми роликами применяют при ударных нагрузках и в загрязненной среде, но область их применения в связи с низкой нагрузочной способностью сужается.

Материалы деталей подшипников

Детали подшипников работают в условиях высоких контактных напряжений, поэтому они должны иметь повышенную прочность, структурную однородность и твердость. Кольца и тела качения изготовляют из специальных подшипниковых сталей марок ШХ15, ШХ15-Ш, ШХ15-В, ШХ15СГ, ШХ15СГ-В, ШХ15СГ-Ш и др. В зависимости от марки стали твердость колец и роликов составляет $58...66 \text{ HRC}_3$, а шариков — $63...67 \text{ HRC}_3$. Для подшипников, работающих при повышенных температурах, твердость ниже. Это связано со специальным от-

пуском деталей при термообработке. При расчетах подшипников из стали марки 8Х4В9Ф2, сохраняющей твердость 62 HRC₃ при высоких температурах, поправку на влияние температуры не учитывают.

Сепараторы изготавливают из мягкой улеродистой стали. Для массивных сепараторов используют бронзы, латуни, алюминиевые сплавы, металлокерамику, текстолит, полиамиды и другие пластмассы.

Критерии работоспособности

Основной причиной выхода из строя подшипников качения, работающих в условиях хорошего смазывания без загрязнений, является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения. Это связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец подшипника.

Для подшипников машин, работающих в абразивной среде (транспортные, дорожные, строительные, горные и многие другие машины), часто причиной разрушения является износ.

Разрушение сепаратора характерно для быстроходных подшипников, особенно для работающих с осевыми нагрузками или с перекосом колец. Из-за неизбежной разноразмерности тел качения даже в пределах допуска происходит набегание части тел качения на сепаратор и отставание другой части, что приводит к дополнительным нагрузкам на сепаратор и его износу.

При ударах и перегрузках на рабочих поверхностях подшипников появляются вмятины, сколы бортов, происходит раскалывание колец и тел качения.

Иногда отказы подшипников качения связаны с повышением температуры, которое вызывает потерю необходимых свойств смазочного материала, структурные изменения (отпуск) в материале колец и тел качения. Для некоторых механизмов (например, в станках) большое значение имеют точность вращения и отсутствие вибраций в опорах.

В настоящее время в зависимости от условий работы расчет (подбор) подшипников качения на заданный ресурс ведут по динамической грузоподъемности (критерий усталостного выкрашивания), по статической грузоподъемности (критерий максимальных контактных напряжений) и проверяют подшипник по предельной частоте вращения.

4.2 Расчет и конструирование подшипниковых узлов

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительно принимаем тип подшипника и схему установки подшипников (см. табл. 1, с. 8) по рекомендации [17].

Подбор подшипников валов редукторов, работающих с частотой вращения $n \geq 1$ об/мин, основан на расчете на долговечность по усталостному выкрашиванию.

4.3 Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников

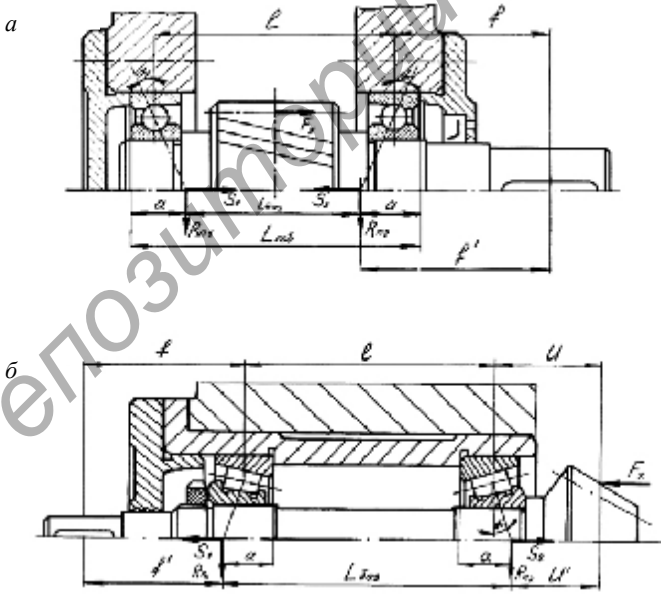
1. Назначить типоразмер подшипников в соответствии с таблицей 9 и диаметром вала в месте их установки.

2. Выписать (табл. 10—11, см. с. 51—52) основные параметры подшипников (подшипники других размеров принимать из данных, приведенных в работах [1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 17]).

Т а б л и ц а 9 — Предварительный выбор подшипников

| Передача | Вал | Тип подшипника | Серия | Угол контакта | Схема установки |
|-----------------------------|--|--|------------------|---|-----------------------------|
| Цилиндрическая косозубая | Б | Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм | Средняя (легкая) | — | С одной фиксирующей опорой |
| | | При $F_x / F_r \leq 0,25$ — радиальные шариковые однорядные; | Легкая (средняя) | $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000 | Враспор (рис. 17, а, с. 50) |
| | При $F_x / F_r > 0,25$ — роликовые конические типа 7000 либо шариковые радиально-упорные | Легкая | | | |

| | | | | | |
|------------|---|---|------------------|--|---|
| Коническая | Б | Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500$ об/мин | Легкая (средняя) | $\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000 | Врастяжку (см. рис. 17, б, с. 50) |
| | | Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин | | | |
| | Т | Роликовые конические типа 7000 | Легкая | | Враспор (см. рис. 17, а, с. 50) |
| Червячная | Б | Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000 | Средняя | $\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000 | С одной фиксирующей опорой; враспор (см. рис. 17, а, с. 50) |
| | | Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм | | | |
| | Т | Роликовые конические типа 7000 | Легкая | | Враспор (см. рис. 17, а, с. 50) |



а — враспор; б — в растяжку

Рисунок 17 — Схемы установки радиально-упорных подшипников в узлах

3. Назначить в соответствии с таблицей 9 (см. с. 49) схему установки (монтажа) подшипников в опорах вала: «враспор» или «врасстяжку» (см. рис. 17).

4. Определить расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников $L_{\text{баз}}$. Радиальную реакцию подшипника $R_{\text{п}}$ считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала.

Для схемы «враспор»

$$L_{\text{баз}} = l + T - 2a ,$$

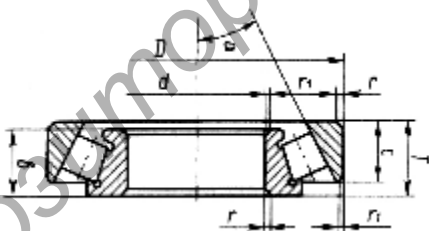
(14)

для схемы «врасстяжку»

$$L_{\text{баз}} = l - T + 2a , \quad (15)$$

где l — межопорное расстояние для вала;

Т а б л и ц а 10 — Подшипники роликовые конические однорядные, $\alpha = 12 \dots 16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)



| Обозначение | Размеры, мм | | | | | | | Грузоподъемность, кН | | Расчетные параметры | | |
|---------------------|-------------|----|-------|----|----|-----|----------------|----------------------|----------------|---------------------|------|----------------|
| | d | D | T | B | s | r | r ₁ | C | C ₀ | e | Y | Y ₀ |
| <i>Легкая серия</i> | | | | | | | | | | | | |
| 7202 | 15 | 35 | 11,75 | 11 | 9 | 1 | 0,3 | 10,5 | 6,1 | 0,45 | 1,33 | 0,73 |
| 7203 | 17 | 40 | 13,25 | 12 | 11 | 1,5 | 0,5 | 1,4 | 9,0 | 0,31 | 1,97 | 1,05 |
| 7204 | 20 | 47 | 15,50 | 14 | 12 | 1,5 | 0,5 | 19,1 | 13,3 | 0,36 | 1,67 | 0,92 |
| 7204A | 20 | 47 | 15,50 | 14 | 12 | 1,5 | 0,5 | 26,0 | 16,6 | 0,35 | 1,70 | 0,90 |
| 7205 | 25 | 52 | 16,50 | 15 | 13 | 1,5 | 0,5 | 23,9 | 17,9 | 0,36 | 1,67 | 0,92 |
| 7205A | 25 | 52 | 16,50 | 15 | 13 | 1,5 | 0,5 | 29,2 | 21,0 | 0,37 | 1,60 | 0,90 |
| 7206 | 30 | 62 | 17,50 | 16 | 14 | 1,5 | 0,5 | 29,8 | 22,3 | 0,36 | 1,65 | 0,91 |
| 7206A | 30 | 62 | 17,50 | 16 | 14 | 1,5 | 0,5 | 38,0 | 25,5 | 0,37 | 1,60 | 0,90 |
| 7207 | 35 | 72 | 18,50 | 17 | 15 | 2,0 | 0,8 | 35,2 | 26,3 | 0,37 | 1,62 | 0,89 |

| | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|----|-----|-------|----|----|-----|-----|-------|------|------|------|------|
| 7207A | 35 | 72 | 18,50 | 17 | 15 | 2,0 | 0,8 | 48,4 | 32,5 | 0,37 | 1,60 | 0,90 |
| 7208 | 40 | 80 | 20,00 | 20 | 16 | 2,0 | 0,8 | 42,4 | 32,7 | 0,38 | 1,56 | 0,86 |
| 7208A | 40 | 80 | 20,00 | 18 | 16 | 2,0 | 0,8 | 58,3 | 40,0 | 0,37 | 1,60 | 0,90 |
| 7209 | 45 | 85 | 21,00 | 19 | 16 | 2,0 | 0,8 | 42,7 | 33,4 | 0,41 | 1,45 | 0,80 |
| 7209A | 45 | 85 | 21,00 | 19 | 16 | 2,0 | 0,8 | 62,7 | 50,0 | 0,40 | 1,50 | 0,80 |
| 7210 | 50 | 90 | 22,00 | 21 | 17 | 2,0 | 0,8 | 52,9 | 40,6 | 0,37 | 1,60 | 0,88 |
| 7210A | 50 | 90 | 22,00 | 20 | 17 | 2,0 | 0,8 | 70,4 | 55,0 | 0,43 | 1,40 | 0,80 |
| <i>Средняя серия</i> | | | | | | | | | | | | |
| 7304 | 20 | 52 | 16,50 | 16 | 13 | 2,0 | 0,8 | 25,0 | 17,7 | 0,30 | 2,03 | 1,11 |
| 7304A | 20 | 52 | 16,50 | 15 | 13 | 2,0 | 0,8 | 31,9 | 20,0 | 0,30 | 2,00 | 1,10 |
| 7305 | 25 | 62 | 18,50 | 17 | 15 | 2,0 | 0,8 | 29,6 | 20,9 | 0,36 | 1,66 | 0,92 |
| 7305A | 25 | 62 | 18,50 | 17 | 15 | 2,0 | 0,8 | 41,1 | 28,0 | 0,30 | 2,00 | 1,10 |
| 7306 | 30 | 72 | 21,00 | 19 | 17 | 2,0 | 0,8 | 40,0 | 29,9 | 0,34 | 1,78 | 0,98 |
| 7306A | 30 | 72 | 21,00 | 19 | 16 | 2,0 | 0,8 | 52,8 | 39,0 | 0,31 | 1,90 | 1,10 |
| 7307 | 35 | 80 | 23,00 | 21 | 18 | 2,5 | 1,0 | 48,1 | 35,3 | 0,32 | 1,88 | 1,03 |
| 7307A | 35 | 80 | 23,00 | 21 | 18 | 2,5 | 0,8 | 68,2 | 50,0 | 0,31 | 1,90 | 1,10 |
| 7308 | 40 | 90 | 25,50 | 23 | 20 | 2,5 | 1,0 | 61,0 | 46,0 | 0,28 | 2,16 | 1,19 |
| 7308A | 40 | 90 | 25,50 | 23 | 20 | 2,5 | 0,8 | 80,9 | 56,0 | 0,35 | 1,70 | 0,90 |
| 7309 | 45 | 100 | 27,50 | 26 | 22 | 2,5 | 1,0 | 76,1 | 59,3 | 0,29 | 2,09 | 1,15 |
| 7309A | 45 | 100 | 27,50 | 25 | 22 | 2,5 | 0,8 | 101,0 | 72,0 | 0,35 | 1,70 | 0,90 |
| 7310 | 50 | 110 | 29,50 | 29 | 23 | 3,0 | 1,0 | 96,6 | 75,9 | 0,31 | 1,94 | 1,06 |
| 7310A | 50 | 110 | 29,50 | 27 | 23 | 3,0 | 1,0 | 117,0 | 90,0 | 0,35 | 1,70 | 0,90 |

Т а б л и ц а 11 — Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha = 26...30^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)

| Обозначение | Размеры, мм | | | | | | | Грузоподъемность, кН | | Расчетные параметры | | |
|-------------|-------------|-----|------|-----|-----|-----|-------|----------------------|-------|---------------------|-------|-------|
| | d | D | T | B | c | r | r_1 | C | C_0 | e | Y | Y_0 |
| 1027305A | 25 | 62 | 17,0 | 17 | 13 | 2,0 | 0,8 | 35,8 | 23,2 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 27306 | 30 | 72 | 21,0 | 19 | 14 | 2,0 | 0,8 | 30,0 | 21,0 | 0,721 | 0,833 | 0,458 |
| 1027306A | 30 | 72 | 21,0 | 19 | 14 | 2,0 | 0,8 | 44,6 | 29,0 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 27307 | 25 | 80 | 23,0 | 21 | 15 | 2,0 | 0,8 | 39,4 | 29,5 | 0,786 | 0,763 | 0,420 |
| 1027307A | 35 | 80 | 23,0 | 21 | 15 | 2,5 | 0,8 | 57,2 | 39,0 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 27308 | 40 | 90 | 25,5 | 23 | 17 | 2,5 | 0,8 | 48,4 | 37,1 | 0,786 | 0,763 | 0,420 |
| 1027308A | 40 | 90 | 25,5 | 23 | 17 | 2,5 | 0,8 | 69,3 | 54,0 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 1027309A | 45 | 100 | 27,5 | 25 | 18 | 2,5 | 0,8 | 85,8 | 60,0 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 27310 | 50 | 100 | 29,5 | 29 | 19 | 3,0 | 1,0 | 69,3 | 54,2 | 0,797 | 0,752 | 0,414 |
| 1027310A | 50 | 110 | 29,5 | 27 | 19 | 3,0 | 1,0 | 99,0 | 72,5 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |
| 27311 | 55 | 120 | 32,0 | 29 | 21 | 3,0 | 1,0 | 72,5 | 58,9 | 0,814 | 0,737 | 0,504 |
| 1027311A | 55 | 120 | 32,0 | 29 | 21 | 3,0 | 1,0 | 114 | 80,0 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |

| | | | | | | | | | | | | |
|----------|----|-----|------|----|----|-----|-----|------|------|-------|-------|-------|
| 27312 | 60 | 130 | 34,0 | 31 | 22 | 3,0 | 1,0 | 80,5 | 62,0 | 0,858 | 0,858 | 0,472 |
| 1027312A | 60 | 130 | 34,0 | 31 | 22 | 3,5 | 1,2 | 134 | 96,5 | 0,830 | 0,720 | 0,400 |

a — расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника (см. рис. 17, с. 50):

$$a = 0,5\left(T + \frac{d+D}{3}e\right),$$

где T — наибольшая ширина подшипника (см. табл. 10—11, с. 51—52);

e — коэффициент осевого нагружения подшипника (см. табл. 10—11, с. 51—52);

5. Пересчитать радиальные реакции подшипников $R_{п1}$ и $R_{п2}$ с учетом измененного межопорного расстояния $L_{баз}$ и расстояний u' и f' от точки приложения радиальных реакций до точек приложения усилий в зацеплении и консольной силы соответственно.

6. Определить осевые составляющие S_1 и S_2 от действия радиальных реакций $R_{п1}$ и $R_{п2}$:

$$S = 0,83R_{п}e. \quad (16)$$

7. Определить расчетные осевые силы на подшипник. Подшипники нагружены одновременно внешними осевыми силами F_x , которые неизбежно замыкаются через подшипники на корпус, и внутренними осевыми реакциями. Для силового расчета подшипников необходима итоговая (расчетная) осевая сила, существенно влияющая на его долговечность.

Определение расчетной осевой силы проводят по двум критериям: равновесия осевых сил на горизонтальной оси, регулировки подшипника при «раскрытии» колец.

Для определения осевой расчетной нагрузки F_a на подшипник определяют алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_x и осевых составляющих S от радиальных реакций R . При этом считают, что осевые силы, нагружающие данный подшипник, — положительные (+), разгружающие его — отрицательные (–). Если полученная

сумма окажется положительной, то расчетная осевая сила F_a для данного подшипника может быть определена как алгебраическая сумма всех внешних сил и силы S противоположного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, т. е. подшипник «раскрывается» под действием осевых сил, то в расчет принимается критерий регулирования. Таким образом, подшипник надо регулировать осевой силой, способной «закрыть» его. Такой силой считают собственную для данного подшипника осевую реакцию. В этом случае $F_a = S$.

Для схем, приведенных на рисунке 17 (см. с. 50), расчетные осевые силы определяются следующим образом:

1) схема «враспор»:

а) опора «1»:

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 < 0, \text{ то } F_{a1} = S_1;$$

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a1} = S_2 - F_x \geq S_1;$$

б) опора «2»:

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a2} = F_x + S_1 \geq S_2;$$

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 < 0, \text{ то } F_{a2} = S_2;$$

2) схема «враспяжку»:

а) опора «1»:

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 < 0, \text{ то } F_{a1} = S_1;$$

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a1} = S_2 - F_x \geq S_1;$$

б) опора «2»:

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a2} = F_x + S_1 \geq S_2;$$

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 < 0, \text{ то } F_{a2} = S_2.$$

8. Вычислить действительный коэффициент осевого нагружения $e' = F_a / (R_n K_k)$.

При вращении внутреннего кольца $K_k = 1$, при вращении наружного кольца $K_k = 1,2$.

Если на валу установлены два одинаковых подшипника, то e' подсчитывается для наиболее нагруженного; если установлены разные — то для обоих.

9. Определить приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник (H , кН).

Для этого сравниваем коэффициенты осевого нагружения e' и e . Если $e' < e$, то принимается коэффициент радиальной нагрузки $X = 1$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 0$, следовательно,

$$F_{\text{пр}} = R_{\text{п}} X K_{\text{к}} K_{\text{т}} K_{\text{б}}. \quad (17)$$

Если $e' \geq e$, то значение коэффициента Y принимается по таблице 10 или 11 (см. с. 51—52), коэффициент $X = 0,4$, следовательно,

$$F_{\text{пр}} = (R_{\text{п}} X K_{\text{к}} + Y F_a) K_{\text{т}} K_{\text{б}}, \quad (18)$$

где F_a — расчетная осевая сила на подшипник;

$K_{\text{б}}$ — коэффициент безопасности (табл. 12);

$K_{\text{т}}$ — температурный коэффициент (табл. 13).

Т а б л и ц а 12 — Значения коэффициента безопасности K_B и требуемой долговечности подшипников L_{h10}

| Машина, оборудование и характер нагрузки | L_{h10} | K_B |
|---|-------------------------|-----------|
| Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе, блоки грузоподъемных машин, маломощные кинематические редукторы и приводы | $(3...8) \cdot 10^3$ | 1,0...1,1 |
| Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки: – металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных), элеваторы, внутрицевочные конвейеры, редукторы со шлифовальными зубьями, краны электрические, работающие в легком режиме, легкие вентиляторы и воздуходувки; | $(8...12) \cdot 10^3$ | 1,1...1,2 |
| – машины для односменной работы, не всегда эксплуатируемые с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы | $(10...25) \cdot 10^3$ | 1,2...1,3 |
| Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки: – редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме; | $(20...30) \cdot 10^3$ | 1,3...1,4 |
| – шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические | $(40...50) \cdot 10^3$ | 1,5...1,7 |
| Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки: ковочные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности, дробилки и копры, валки прокатных станков, кривошипно-шатунные механизмы | $(60...100) \cdot 10^3$ | 1,8...2,5 |
| Нагрузка с сильными ударами. Кратковременные перегрузки до 300% от расчетной нагрузки: тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, холодильное оборудование, рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станков, блюмингов и слябингов | $(60...100) \cdot 10^3$ | 2,5...3,0 |

Т а б л и ц а 13 — Значение температурного коэффициента K_T

| Рабочая температура подшипника, °С, до | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 225 | 250 |
|--|-----|------|-----|------|------|------|-----|
| K_T | 1,0 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,4 |

10. Определить требуемую динамическую грузоподъемность подшипника (Н, кН):

$$C_{\text{тр}} = F_{\text{пр}} \left(\frac{60nL_{h10}}{10^6 a_1 a_2} \right)^{1/p}, \quad (19)$$

где n — частота вращения кольца рассчитываемого подшипника, мин⁻¹;

L_{h10} — долговечность подшипника в часах при вероятности безотказной работы 90% (см. табл. 12, с. 55);

p — показатель степени (для роликовых подшипников — $p = 10/3$);

a_1 — коэффициент долговечности в функции необходимой надежности;

a_2 — обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (табл. 14).

В каталогах указаны значения динамической грузоподъемности с коэффициентом надежности $S = 0,9$. В тех случаях, когда необходимо увеличить надежность, значения a_1 принимают следующими:

| | | | | | | |
|-------|-----|------|------|------|------|------|
| S | 0,9 | 0,95 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| a_1 | 1,0 | 0,62 | 0,53 | 0,44 | 0,33 | 0,21 |

Для подшипников большинства изделий принимают $S = 0,9$.

Сравнить $C_{\text{тр}}$ и C . Для обеспечения заданной долговечности подшипника должно соблюдаться условие $C_{\text{тр}} \leq C$ табличного значения. При несоблюдении этого условия необходимо принять подшипники, более грузоподъемные при том же диаметре вала, или увеличить диаметр вала под подшипник.

Таблица 14 — Значения обобщенного коэффициента a_2

| Тип подшипника | Значения a_2 |
|--|----------------|
| Для шарикоподшипников (кроме сферических) | 0,7...0,8 |
| Для роликоподшипников конических | 0,6...0,7 |
| Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных | 0,5...0,6 |
| Для роликоподшипников сферических двухрядных | 0,3...0,4 |

11. Рассчитать действительную долговечность подшипника (в часах):

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{np}} \right)^p \frac{a_1 a_2 10^6}{60n}. \quad (20)$$

Сделать вывод о работоспособности подшипника.

4.4 Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36000, 46000)

1. Назначить тип подшипника (см. табл. 9, с. 49).
2. Выписать основные параметры подшипников (табл. 15, см. с. 58).
3. Назначить схему установки подшипников в опорах вала.
4. Определить расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников $L_{баз}$ (см. разд. 4.3, п. 4). Учесть, что для шариковых радиально-упорных подшипников расстояние a определяется следующим образом:

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right).$$

5. Пересчитать радиальные реакции подшипников $R_{п1}$ и $R_{п2}$ с учетом измененного межопорного расстояния $L_{баз}$ и $f\zeta$

6. По графику (рис. 18) в зависимости от отношения $R_{п}/C_0$ предварительно определить коэффициенты осевого нагружения e_1 и e_2 .

7. Определить осевые составляющие S_1 и S_2 от действия радиальных реакций $R_{п1}$ и $R_{п2}$:

$$S_1 = e_1 R_{п1}; \quad S_2 = e_2 R_{п2}.$$

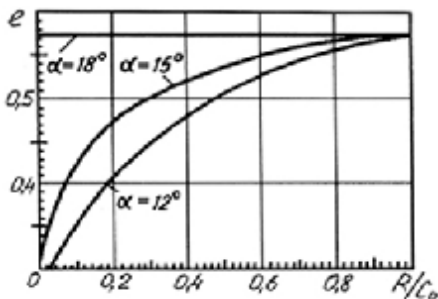


Рисунок 18 — График для определения коэффициента осевого нагружения при

8. См. разд. 4.3, п. 7.

углах контакта $\alpha = 12 \dots 18^\circ$

Т а б л и ц а 15 — Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)

| Обозначение | | Размеры, мм | | | | | Грузоподъемность, кН | | | |
|----------------------|---------------------|-------------|-----|-----|-----|-------|----------------------|-------|---------------------|-------|
| $\alpha = 12^\circ$ | $\alpha = 26^\circ$ | d | D | B | r | r_1 | $\alpha = 12^\circ$ | | $\alpha = 26^\circ$ | |
| | | | | | | | C | C_0 | C | C_0 |
| <i>Легкая серия</i> | | | | | | | | | | |
| 36204 | 46204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 0,5 | 12,3 | 8,4 | 11,6 | 7,79 |
| 36205 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 0,5 | 13,1 | 9,2 | 12,4 | 8,5 |
| 36206 | 46206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 0,5 | 18,2 | 13,3 | 17,2 | 12,2 |
| 36207 | 46207 | 35 | 72 | 17 | 2,0 | 1,0 | 24,0 | 18,1 | 22,7 | 16,6 |
| 36208 | 46208 | 40 | 80 | 18 | 2,0 | 1,0 | 30,6 | 23,7 | 28,9 | 21,7 |
| 36209 | 46209 | 45 | 85 | 19 | 2,0 | 1,0 | 32,3 | 25,6 | 30,4 | 23,6 |
| 36210 | 46210 | 50 | 90 | 20 | 2,0 | 1,0 | 33,9 | 27,6 | 31,8 | 25,4 |
| <i>Средняя серия</i> | | | | | | | | | | |
| — | 46304 | 20 | 52 | 15 | 2,0 | 1,0 | — | — | 14,0 | 9,17 |
| 36305 | 46305 | 25 | 62 | 17 | 2,0 | 1,0 | 22,0 | 16,2 | 21,1 | 14,9 |
| 36306 | 46306 | 30 | 72 | 19 | 2,0 | 1,0 | 26,9 | 20,4 | 25,6 | 18,7 |
| 36307 | 46307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 1,2 | 35,0 | 27,4 | 33,4 | 25,2 |
| 36308 | 46308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 1,2 | 41,3 | 33,4 | 39,2 | 30,7 |
| 36309 | 46309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 1,2 | 50,5 | 41,0 | 48,1 | 37,7 |
| 36310 | 46310 | 50 | 110 | 27 | 3,0 | 1,5 | 59,2 | 48,8 | 56,3 | 44,8 |
| | 46311 | 55 | 120 | 29 | 3,0 | 1,5 | — | — | 68,9 | 57,4 |

9. По таблице 16 принять уточненные значения коэффициентов осевого нагружения e и осевой нагрузки в зависимости от отношения F_a/C_0 .

10. См. разд. 4.3, п. 8.

11. См. разд. 4.3, п. 9 (в формуле (18) $X = 0,45$).

12. См. разд. 4.3, п. 10 (показатель степени $p = 3$).

13. См. разд. 4.3, п. 11.

Т а б л и ц а 16 — Значения коэффициентов X , Y и e для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

| Тип подшипника | $\alpha, ^\circ$ | F_a/C_0 F_x/C_0 | Подшипники однорядные | | Подшипники двухрядные | | | | e |
|-------------------|------------------|------------------------|-----------------------|-------|-----------------------|------|----------------|------|------|
| | | | $F_a/(VF) > e$ | | $F_a/(VF) \leq e$ | | $F_a/(VF) > e$ | | |
| | | X | Y | X | Y | X | Y | | |
| Радиальный | 0 | 0,014 | 0,56 | 2,30 | 1,0 | 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 |
| Радиально-упорный | 12 | 0,014 | 0,45 | 1,81 | 1,0 | 0,74 | 2,08 | 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 | 1,0 |
| | 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 | | | |
| | 0,114 | | 1,19 | 1,34 | 1,93 | 0,47 | | | |
| | 0,176 | | 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 | | | |
| | 25 | | — | 0,41 | 0,87 | 1 | | 0,92 | |
| | 26 | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | |
|--|----|---|------|------|---|------|------|------|------|
| | 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 |

4.5 Расчет шариковых радиальных подшипников

1. Назначить тип подшипника (см. табл. 9, с. 49).
2. Выписать основные параметры подшипников (табл. 17). При наличии осевой силы в зацеплении F_x по таблице 16 (см. с. 59) для $\alpha = 0$ принять значения коэффициентов X , Y и e в зависимости от отношения F_x/C_0 .
3. Вычислить (если есть осевая сила) отношение

$$e' = \frac{F_x}{K_k R}.$$

4. См. разд. 4.4, п. 11 (в формуле (18) $X = 0,56$).
5. См. разд. 4.4, п. 12.
6. См. разд. 4.4, п. 13.

4.6 Выбор посадок подшипников

Допуски на наружные и внутренние кольца подшипников зависят от типа подшипника, его размера и класса точности.

Расположение полей допусков колец подшипников показано на рисунке 19 (см. с. 62).

Для шариковых подшипников рекомендуется применять поля допусков вала j₆, k₆; для роликовых — k₅, k₆, m₆, n₆ (по мере увеличения нагрузок). Поля допусков отверстий в корпусах показаны на рисунке 19 (см. с. 62).

4.7 Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов

Подшипники чаще всего смазывают тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колес погружением на подшипники качения попадают брызги масла. При окружной скорости колес $v > 1$ м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внут-

ренные поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Репозиторий БарГУ

Т а б л и ц а 17 — Подшипники шариковые радиальные однорядные
(из ГОСТ 8338-75)

| Обозначение | Размеры, мм | | | | Грузоподъемность | |
|----------------------|-------------|----------|----------|----------|------------------|---------------------------|
| | <i>d</i> | <i>D</i> | <i>B</i> | <i>r</i> | <i>C</i> , кН | <i>C₀</i> , кН |
| <i>Легкая серия</i> | | | | | | |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 12,7 | 6,2 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 14,0 | 6,95 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 19,5 | 10,0 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2,0 | 25,5 | 13,7 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 2,0 | 32,0 | 17,8 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 2,0 | 33,2 | 18,6 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 2,0 | 35,1 | 19,8 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 43,6 | 25,0 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 52,0 | 31,0 |
| 213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 56,0 | 34,0 |
| 214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 61,8 | 37,5 |
| 215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 66,3 | 41,0 |
| 216 | 80 | 140 | 26 | 3,0 | 70,2 | 45,0 |
| <i>Средняя серия</i> | | | | | | |
| 304 | 20 | 52 | 15 | 2,0 | 15,9 | 7,8 |
| 305 | 25 | 62 | 17 | 2,0 | 22,5 | 11,4 |
| 306 | 30 | 72 | 19 | 2,0 | 28,1 | 14,6 |
| 307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 33,2 | 18,0 |
| 308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 41,0 | 22,4 |
| 309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 52,7 | 30,0 |
| 310 | 50 | 110 | 27 | 3,0 | 61,8 | 36,0 |
| 311 | 55 | 120 | 29 | 3,0 | 71,5 | 41,5 |
| 312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 81,9 | 48,0 |
| 313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 92,3 | 56,0 |
| 314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 104,0 | 63,0 |
| 315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 112,0 | 72,5 |
| 316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 124,0 | 80,0 |

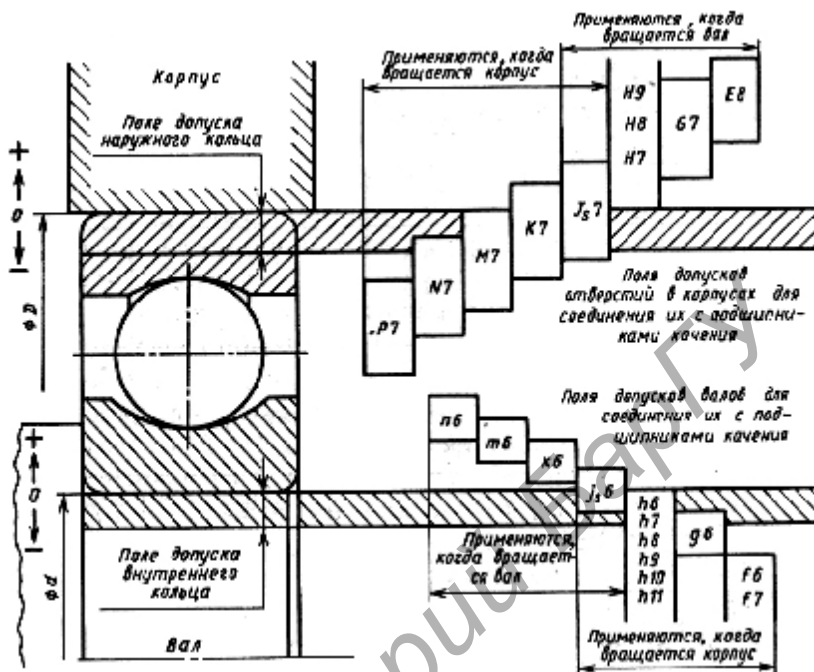


Рисунок 19 — Схема расположения полей допусков на внутренний и внешний диаметры подшипников качения (на вал и в корпус)

Для защиты подшипников от обильных струй масла (их создают быстроходные косозубые шестерни или червяки) и от попадания в них продуктов износа ставят защитные шайбы и кольца (рис. 20).

Для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные примеси, при затрудненном доступе масла к подшипникам, а также в случае, когда температура узла резко изменяется, применяют пластичную смазку: солидол жировой УС-1, УС-2, ЦИАТИМ-221, ЦИАТИМ-202 и др. [4, 5, 9, 10, 11, 17]. При этом способе смазывания подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора во избежание вымывания пластичного смазочного материала жидким, применяемым для смазывания зацепления (рис. 21).

Для защиты подшипниковых узлов от попадания извне пыли и влаги применяют наружные уплотнения, их основные типы показаны на рисунке 21.

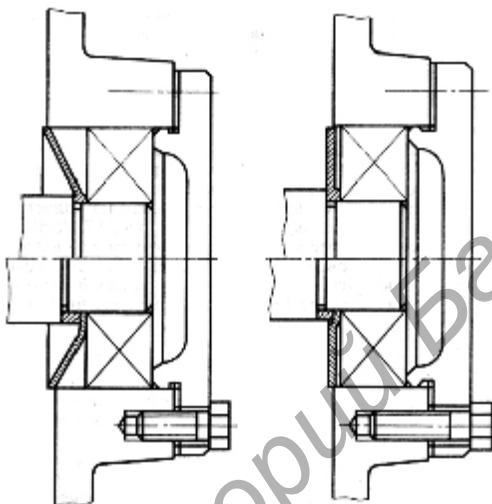
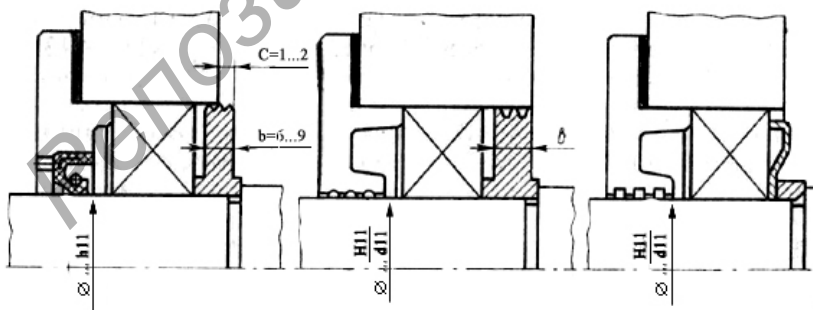


Рисунок 20 — Маслозащитные шайбы



a — манжетное уплотнение; *б, в* — щелевое уплотнение

Рисунок 21 — Мазеудерживающие кольца и шайбы

Манжетные уплотнения (см. рис. 21, а, с. 63) в основном применяются при окружных скоростях на шейке вала до 10 м/с, а при полированных валах — 15 м/с и при температуре не более 90°С.

Щелевые уплотнения (см. рис. 21, б, в, с. 63) эффективно работают при любом способе смазывания подшипников. Они надежно удерживают смазочный материал от вытекания под действием центробежных сил. Зазоры щелевых уплотнений целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом, создающим дополнительный жировой заслон для попадания извне пыли и влаги.

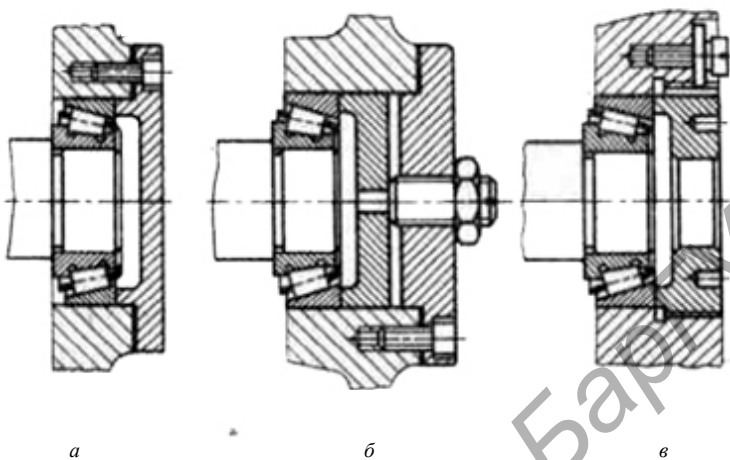
4.8 Регулирование подшипников

Под регулированием подшипников понимают установление минимальных зазоров, при которых в условиях эксплуатации не возникает натяг (в результате температурных деформаций), или создание при необходимости предварительного натяга.

Регулирование подшипников осуществляется перемещением одного из его колец относительно другого в осевом направлении и зависит от типа подшипника, схемы установки и способа крепления внутреннего и наружного колец.

Схема установки подшипников «враспор». При установке торцовых крышек (рис. 22, а) регулировка осуществляется набором регулировочных прокладок из ряда толщин: 0,1, 0,2, 0,4, 0,8 мм; при установке врезных или торцовых крышек (рис. 22, б, в) регулировка производится воздействием винта на самоустанавливающуюся шайбу.

Схема установки подшипников «врастяжку». Регулирование подшипников производят осевым перемещением внутреннего кольца подшипника с помощью круглой шлицевой гайки (рис. 23). Ослаблять посадку под перемещаемым при регулировке внутренним кольцом подшипника не требуется. Для регулировки подшипников достаточно одной гайки (см. рис. 23, а, б). Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (см. рис. 23, в).



a — регулировочными прокладками; *б, в* — винтом

Рисунок 22 — Осевое регулирование наружных колес

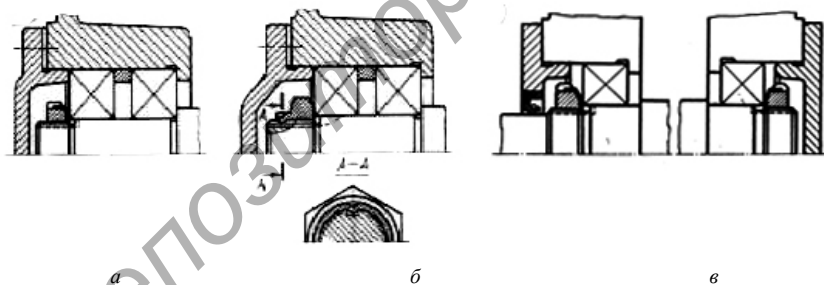


Рисунок 23 — Осевое регулирование внутренних колес

5 ПРИМЕР РАСЧЕТА РОЛИКОВЫХ КОНИЧЕСКИХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

1. Назначаем типоразмер подшипников в соответствии с данными таблицы 9 (см. с. 49) и диаметром вала в месте их установки. Принимаем подшипник 2007207.

2. Выписываем основные параметры подшипников: $d = 35$ мм, $D = 62$ мм, $T = 18$ мм, $C = 32$ кН, $C_0 = 23$ кН, $e = 0,37$, $Y = 2,21$ (размер подшипников принимать из данных, приведенных в работах [1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 16, 17]).

3. Назначаем в соответствии с таблицей 9 (см. с. 49) схему установки (монтажа) подшипников в опорах вала «врастяжку» (см. рис. 17, с. 50).

4. Определяем расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников $L_{\text{баз}}$. Радиальную реакцию подшипника $R_{\text{п}}$ считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала.

Для схемы «врастяжку»

$$L_{\text{баз}} = l - T + 2a,$$

где l — межопорное расстояние для вала;

T — наибольшая ширина подшипника;

a — расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника (см. рис. 17, с. 50):

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d + D}{3} e \right) = 0,5 \left(18 + \frac{62 + 35}{3} \cdot 0,27 \right) = 13,4 \text{ мм},$$

где e — коэффициент осевого нагружения подшипника.

Подставляя полученные данные, получаем:

$$L_{\text{баз}} = 90 - 18 + 2 \cdot 13,4 = 98,8 \text{ мм}.$$

5. Пересчитываем радиальные реакции подшипников $R_{\text{п1}}$ и $R_{\text{п2}}$ с учетом расстояний $L_{\text{баз}}$, u' и f' :

$$u' = u + 0,5T - a = 70 + 0,5 \cdot 18 - 13,4 = 65,6 \text{ мм};$$

$$f' = f + 0,5T - a = 75 + 0,5 \cdot 18 - 13,4 = 70,6.$$

Реакции подшипников в плоскости XOZ :

$$\sum M_1 = 0; \quad F_M \cdot f' + R'_2 \cdot L_{\text{баз}} - F_{t1}(L_{\text{баз}} + u') = 0;$$

$$R'_2 = \frac{-F_M f' + F_{t1}(L_{\text{баз}} + u')}{L_{\text{баз}}} =$$

$$= \frac{-1320 \cdot 70,6 + 1535(98,8 + 65,6)}{98,8} = 1610,9 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_M(f' + L_{\text{баз}}) - R'_1 L_{\text{баз}} - F_{t1} u' = 0;$$

$$R'_1 = \frac{F_M(f' + L_{\text{баз}}) - F_{t1} \cdot u'}{L_{\text{баз}}} =$$

$$= \frac{1320(70,6 + 98,8) - 1535 \cdot 65,6}{98,8} = 1244,1 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum Y = F_M - R'_1 - R'_2 + F_{t1} = 1320 - 1244,1 - 1610,9 + 1535 = 0$$

реакции найдены правильно.

Реакции подшипников в плоскости YOZ :

$$\sum M_1 = 0; \quad R''_2 L_{\text{баз}} + F_{a1} d_{m1} / 2 - F_{r1}(u' + L_{\text{баз}}) = 0;$$

$$R''_2 = \frac{-F_{a1} d_{m1} / 2 + F_{r1}(u' + L_{\text{баз}})}{L_{\text{баз}}} =$$

$$= \frac{-203 \cdot 94,6 / 2 + 520(65,6 + 98,8)}{98,8} = 768,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0; \quad R''_1 L_{\text{баз}} - F_{r1} u' + F_{a1} d_{m1} / 2 = 0;$$

$$R''_1 = \frac{F_{r1} u' - F_{a1} d_{m1} / 2}{L_{\text{баз}}} = \frac{520 \cdot 65,6 - 203 \cdot 94,6 / 2}{98,8} = 248,1 \text{ Н}.$$

Репозиторий БарГУ

Проверка:

$$-R_1'' + R_2'' - F_{r1} = -248,1 + 768,1 - 520 = 0 \text{ —}$$

реакции найдены правильно.

Суммарные реакции в опорах:

$$R_{n1} = \sqrt{(R_1')^2 + (R_1'')^2} = \sqrt{1\,241,1^2 + 248,1^2} = 1\,268,6 \text{ Н};$$

$$R_{n2} = \sqrt{(R_2')^2 + (R_2'')^2} = \sqrt{1\,610,9^2 + 768,1^2} = 1\,784,7 \text{ Н}.$$

6. Определяем осевые составляющие S_1 и S_2 от действия радиальных реакций R_{n1} и R_{n2} :

$$S_1 = 0,83R_{n1} \cdot e = 0,83 \cdot 1\,268,6 \cdot 0,27 = 284,3 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83R_{n2} \cdot e = 0,83 \cdot 1\,784,7 \cdot 0,27 = 400 \text{ Н}.$$

7. Определяем расчетные осевые силы на подшипник:

а) опора «1»:

$$-S_1 - F_a + S_2 = -284,3 - 203 + 400 < 0; \quad F_{a1} = S_1 = 284,3 \text{ Н};$$

б) опора «2»:

$$S_1 + F_a - S_2 = 284,3 + 203 - 400 \geq 0;$$

$$F_{a2} = F_a + S_1 = 203 + 284,3 = 487,3 \text{ Н}; \quad F_{a2} > S_2 = 400 \text{ Н}.$$

8. Вычисляем отношение $e' = F_a / (R_n V)$.

Так как на валу установлены два одинаковых подшипника, то e' подсчитываем для наиболее нагруженного:

$$e' = F_{a2} / (R_{n2} V) = 487,3 / (1784,7 \cdot 1,0) = 0,273 \text{ Н}.$$

9. Определяем приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник при $K_6 = 1,3$ и $K_T = 1,0$. Для этого сравниваем коэффициенты осевого нагружения e' и e .

Так как $e' \geq e$, то коэффициент $Y = 2,21$, а коэффициент $X = 0,4$, следовательно,

$$F_{np} = (XR_{пV} + YF_a)K_6K_T;$$

$$F_{np} = (0,4 \cdot 1784,7 \cdot 1,0 + 2,21 \cdot 203) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1511 \text{ Н.}$$

10. Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, приняв $L_{h10} = 10\ 000$ час, $a_1 = 1,0$, $a_2 = 0,65$:

$$C_{тр} = F_{np} \left(\frac{60nL_{h10}}{10^6 a_1 a_2} \right)^{0,3};$$

$$C_{тр} = 1511 \left(\frac{60 \cdot 968 \cdot 10\ 000}{10^6 \cdot 1,0 \cdot 0,65} \right)^{0,3} = 11\ 606 \text{ Н; } C_{тр} < C = 32 \text{ кН.}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин. Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. — М. : Машиностроение, 1979.
2. Детали машин : учеб. для вузов / Л. А. Андриенко [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002.
3. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. — Минск : Выш. шк., 1981.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1998.
5. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1990.
6. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1998.
7. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. — Минск : Технопринт, 2001.
8. Курсовое проектирование деталей машин / под ред. В. Н. Кудрявцева. — Л. : Машиностроение, 1983.
9. Курсовое проектирование деталей машин : справ. пособие : в 2 т. / А. В. Кузьмин [и др.]. — Минск : Высш. шк., 1982.
10. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1979.
11. Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник. — М. : Машиностроение, 1983.
12. Расчеты деталей машин : справ. пособие / А. В. Кузьмин [и др.]. — Минск : Высш. шк., 1986.
13. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов — М. : Машиностроение, 1989.
14. Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие / Ф. М. Санюкевич. — Брест : БГТУ, 2004.
15. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. — Минск : Выш. шк., 2006.
16. Чернилевский, Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов / Д. В. Чернилевский. — М. : Высш. шк., 1980.
17. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. — М. : Высш. шк., 1991.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|-----------|
| Введение | 3 |
| | |
| Общие сведения | 4 |
| | |
| 1 Расчет и конструирование валов | 7 |
| | 7 |
| 1.1 Проектный расчет вала | 7 |
| | |
| 1.2 Проверочный расчет на усталостную прочность | 27 |
| | |
| 1.3 Расчет вала на жесткость | 32 |
| | |
| 2 Расчет шпоночных соединений | 33 |
| | |
| 3 Пример расчета быстроходного вала | 34 |
| 4 Подшипники качения | 40 |
| | 40 |
| 4.1 Общие сведения | 40 |
| | |
| 4.2 Расчет и конструирование подшипниковых узлов | 48 |
| | |
| 4.3 Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников | 49 |
| 4.4 Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36000, 46000) | 57 |
| | |
| 4.5 Расчет шариковых радиальных подшипников | 60 |
| | |
| 4.6 Выбор посадок подшипников | 60 |
| | |
| 4.7 Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов | 60 |

| | |
|--|-----------|
| · | |
| 4.8 Регулирование подшипников | 64 |
| · · | |
| 5 Пример расчета роликовых конических радиально-упор- ных подшипников | 65 |
| · · | |
| Литература | 70 |
| · · · | |

Репозиторий БарГУ

Учебное издание

Дремук Владимир Алексеевич
Горелько Владимир Михайлович

РАСЧЕТ ВАЛОВ

Учебно-методическое пособие

Корректор: О. И. Юшук
Компьютерная верстка *А. В. Гутырчика*

Редактор: *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 3.12.2007.
Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.
Усл. печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 3,92.
Заказ 347. Тираж экз.

ЛИ 02330/0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»,
225404 г. Барановичи, ул. Войкова, 21