



*Федеральное агентство по рыболовству*  
*Федеральное государственное бюджетное образовательное*  
*учреждение высшего образования*  
**«Астраханский государственный технический университет»**  
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована  
ООО «ДКС РУС» по международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Механика и инженерная графика»

# **РАСЧЕТ ВАЛА И ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ**

для студентов направлений

21.03.01 Нефтегазовое дело

15.03.02 Технологические машины и оборудование

18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической  
технологии, нефтехимии и биотехнологии

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника  
объектов морской инфраструктуры

20.03.02 Природообустройство и водопользование

26.05.07 Эксплуатация судового электрооборудования и средств  
автоматики

26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок

23.03.01 Технология транспортных процессов

Астрахань 2023

**УДК 531.8**

**Хахов А.А.**

Расчет вала и подшипников качения. Методические указания и контрольные задания. – Астрахань: АГТУ, 2023. – 66с.

В пособии представлены методика расчета валов редукторов, выбора подшипников, их расчета и контрольные задания.

Пособие предназначено в помощь студентам для подготовки к текущей аттестации по курсам «Механика», «Прикладная механика» и «Детали машин и основы конструирования».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

Протокол заседания кафедры № 2 от 21.03.2023г.

Рецензент: Славин Б.М., заведующий кафедрой «Механика и инженерная графика», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2023

© Астраханский государственный  
технический университет, 2023

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                   |    |
|---------------------------------------------------|----|
| 1. Валы и оси.....                                | 4  |
| 2. Подшипники.....                                | 19 |
| 3. Пример расчета вала и подшипников качения..... | 39 |
| 4. Контрольные задания.....                       | 51 |
| Список литературы.....                            | 56 |
| Приложения.....                                   | 57 |

## 1. Валы и оси

*Вал* (см. рис. 1.1) – деталь машины или механизма предназначенная для передачи вращающего или крутящего момента вдоль своей осевой линии. Большинство валов – это вращающиеся (подвижные) детали механизмов, на которые устанавливают детали, непосредственно участвующие в передаче вращающего момента (зубчатые колёса, шкивы, звёздочки цепных передач и т.п.).

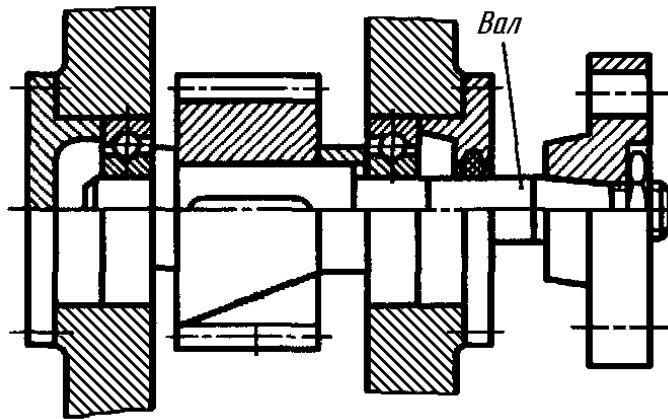


Рисунок 1.1 - Вал редуктора

*Ось* (см. рис. 1.2) – деталь машины или механизма, предназначенная для поддержания вращающихся частей и не участвующая в передаче вращающего момента. Ось может быть подвижной (вращающейся, рис. 1.2, а) или неподвижной (рис. 1.2, б).

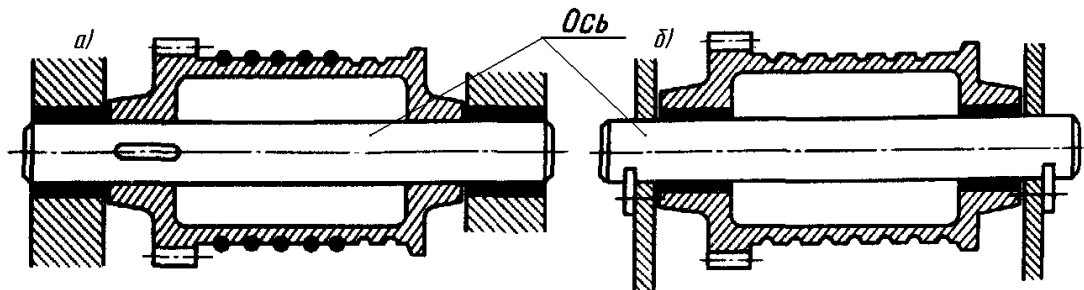


Рисунок 1.2 - Ось барабана лебёдки:  
а) вращающаяся; б) неподвижная

По форме продольной геометрической валы делят на:

- 1) прямые (продольная геометрическая ось – прямая линия), например, валы редукторов, валы коробок передач гусеничных и колёсных машин;
- 2) коленчатые (продольная геометрическая ось разделена на несколько отрезков, параллельных между собой смещённых друг относительно друга в радиальном направлении), например, коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания;
- 3) гибкие (продольная геометрическая ось является линией переменной кривизны, которая может меняться в процессе работы механизма или при монтажно-демонтажных мероприятиях), часто используются в приводе спидо-

метра автомобилей.

По функциональному назначению различают:

- 1) валы передач, они несут на себе элементы, передающие вращающий момент (зубчатые или червячные колёса, шкивы, звёздочки, муфты и т.п.) и в большинстве своём снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма;
- 2) трансмиссионные валы предназначены, как правило, для распределения мощности одного источника к нескольким потребителям;
- 3) коренные валы – валы, несущие на себе рабочие органы исполнительных механизмов (коренные валы станков, несущие на себе обрабатываемую деталь или инструмент называют шпинделями).

Прямые валы по форме исполнения и наружной поверхности различают:

- 1) гладкие валы имеют одинаковый диаметр по всей длине;
- 2) ступенчатые валы отличаются наличием участков, отличающихся друг от друга диаметрами;
- 3) полые валы снабжены сквозным или глухим отверстием, соосным наружной поверхности вала и простирающимся на большую часть длины вала;
- 4) шлицевые валы по внешней цилиндрической поверхности имеют продольные выступы – шлицы, равномерно расположенные по окружности и предназначенные для передачи моментной нагрузки от или к деталям, непосредственно участвующим в передаче вращающего момента;
- 5) валы, совмещённые с элементами, непосредственно участвующими в передаче вращающего момента (вал-шестерня, вал-червяк).

Конструктивные элементы валов представлены на рис. 1.3.

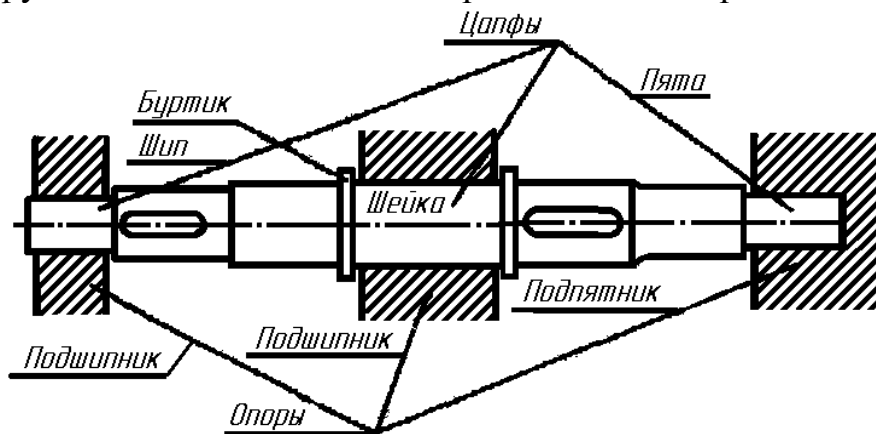


Рисунок 1.3 - Основные элементы вала.

Опорные части валов и осей, через которые действующие на них нагрузки передаются корпусным деталям, называются *цапфами*. Цапфу, расположенную в средней части вала, обычно называют *шейкой*. Концевую цапфу вала, передающую корпусным деталям только радиальную нагрузку или радиальную и осевую одновременно, называют *шипом*, а концевую цапфу, передающую только осевую нагрузку, называют *пятой*. С цапфами вала взаимодействуют элементы корпусных деталей, обеспечивающие возможность вращения вала, удерживающие его в необходимом для нормальной работы

положении и воспринимающие нагрузку со стороны вала. Соответственно элементы, воспринимающие радиальную нагрузку (а часто вместе с радиальной и осевую) называют подшипниками, а элементы, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки – подпятниками.

Кольцевое утолщение вала малой протяжённости, составляющее с ним одно целое и предназначенное для ограничения осевого перемещения самого вала или насаженных на него деталей, называют *буртиком*.

Переходная поверхность от меньшего диаметра вала к большему, служащая для опирания насаженных на вал деталей, называется *заплетником*.

Переходная поверхность от цилиндрической части вала к заплетнику, выполненная без удаления материала с цилиндрической и торцевой поверхности (рис. 1.4, б, в), называется *галтелью*. Галтель предназначена для снижения концентрации напряжений в переходной зоне, что в свою очередь ведёт к увеличению усталостной прочности вала. Чаще всего галтель выполняют в форме радиусной поверхности (рис. 1.4, б), однако в отдельных случаях галтель может быть выполнена в форме поверхности переменной двойной кривизны (рис. 1.4, в). Последняя форма галтели обеспечивает максимальное уменьшение концентрации напряжений, однако требует выполнения специальной фаски в отверстии насаживаемой детали.

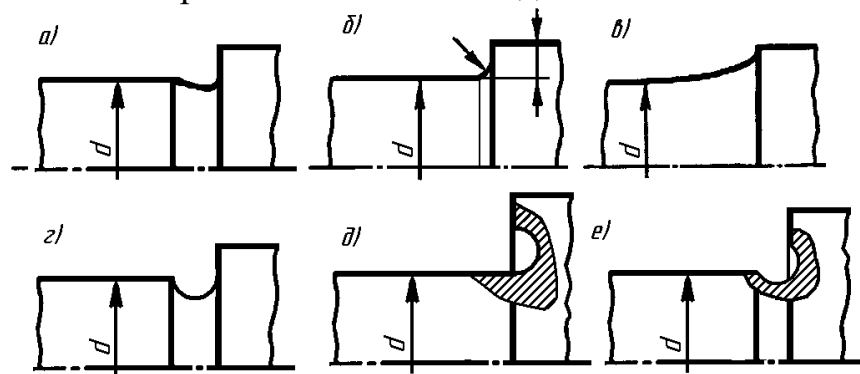


Рисунок 1.4 - Различные способы оформления переходной части между цилиндрической поверхностью и заплетником

Углубление малой протяжённости на цилиндрической поверхности вала, выполненное по радиусу к оси вала, называют *канавкой* (рис. 1.4, а, г, е). Канавка, также, как и галтель, очень часто используется для оформления перехода от цилиндрической поверхности вала к торцевой поверхности его заплетника. Наличие канавки в этом случае обеспечивает благоприятные условия для формирования цилиндрических посадочных поверхностей, так как канавка является пространством для выхода инструмента, формирующего цилиндрическую поверхность при механической обработке (резец, шлифовальный круг). Однако канавка не исключает возможности образования ступеньки на торцевой поверхности заплетника.

Углубление малой протяжённости на торцевой поверхности заплетника вала, выполненное вдоль оси вала, называют *поднутрением* (рис. 1.4, д). Поднутрение обеспечивает благоприятные условия для формирования торцевой опорной поверхности заплетника, так как является пространством для вы-

хода инструмента, формирующего эту поверхность при механической обработке (резец, шлифовальный круг), но не исключает возможности образования ступеньки на цилиндрической поверхности вала при её окончательной обработке.

Обе указанные проблемы решает введение в конструкцию вала наклонной канавки (рис. 1.4, *е*), которая совмещает достоинства, как цилиндрической канавки, так и поднутрения.

Цапфы валов могут иметь форму различных тел вращения (рис. 1.5): цилиндрическую, коническую или сферическую. Шейки и шипы чаще всего выполняют в форме цилиндра (рис. 1.5, *а*, *б*). Цапфы такой формы достаточно технологичны при изготовлении и ремонте и широко применяются как с подшипниками скольжения, так и с подшипниками качения. В форме конуса выполняют концевые цапфы валов (рис. 1.5, *в*), работающие, как правило, с подшипниками скольжения, с целью обеспечения возможности регулировки зазора и фиксации осевого положения вала. Конические шипы обеспечивают более точную фиксацию валов в радиальном направлении, что позволяет уменьшить биения вала при высоких частотах вращения. Недостатком конических шипов является склонность к заклиниванию при температурном расширении (увеличении длины) вала.

Сферические цапфы (рис. 1.5, *г*) хорошо компенсируют несоосности подшипников, а также снижают влияние изгиба валов под действием рабочих нагрузок на работу подшипников. Основным недостатком сферических цапф является повышенная сложность конструкции подшипников, что увеличивает стоимость изготовления и ремонта вала и его подшипника.

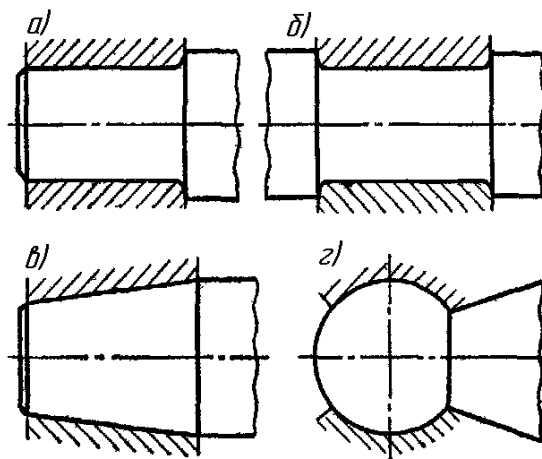


Рисунок 1.5 - Разновидности конфигурации цапф

Пяты (рис. 1.6) по форме и числу поверхностей трения можно разделить на сплошные, кольцевые, гребенчатые и сегментные.

Сплошная пята (рис. 1.6, *а*) наиболее проста в изготовлении, но характеризуется значительной неравномерностью распределения давления по опорной площади пяты, затруднительным выносом продуктов износа смазочными жидкостями и существенно неравномерным износом.

Кольцевая пята (рис. 1.6, б) с этой точки зрения более благоприятна, хотя и несколько сложнее в изготовлении. При подаче смазки в приосевую область её поток движется по поверхности трения в радиальном направлении, то есть перпендикулярно направлению скольжения, и таким образом отжимает трущиеся поверхности одна от другой, создавая благоприятные условия для относительного проскальзывания поверхностей.

Сегментная пята может быть получена из кольцевой посредством нанесения на рабочую поверхность последней нескольких неглубоких радиальных канавок, симметрично расположенных по кругу. Условия трения в такой пяте ещё более благоприятные по сравнению с вышеописанными. Наличие радиальных канавок способствует образованию жидкостного клина между трущимися поверхностями, что ведёт к их разделению при пониженных скоростях скольжения.

Гребенчатая пята (рис. 1.6, в) имеет несколько опорных поясков и предназначена для восприятия осевых нагрузок значительной величины, но в этой конструкции достаточно трудно обеспечить равномерность распределения нагрузки между гребнями (требуется высокая точность изготовления, как самой пяты, так и подпятника). Сборка узлов с такими подпятниками тоже достаточно сложна.

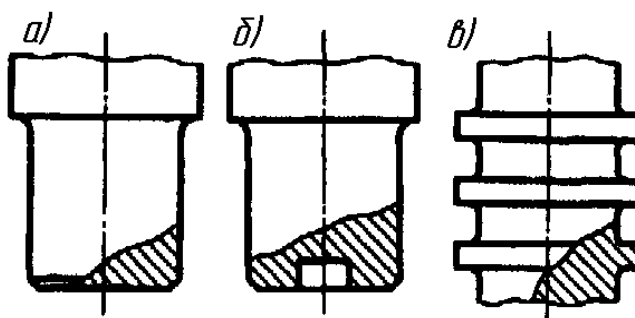


Рисунок 1.6 - Формы пят

Выходные концы валов (рис. 1.1, 1.7) обычно имеют цилиндрическую или коническую форму и снабжаются шпоночными пазами или шлицами для передачи вращающего момента.

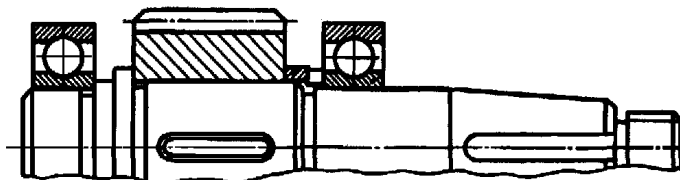


Рисунок 1.7 - Вал цилиндрической передачи в сборе с шестерней и подшипниками качения

Цилиндрические концы валов проще в изготовлении и особенно предпочтительны для нарезания шлицов. Конические концы лучше центрируют насаженные на них детали и в связи с этим более предпочтительны для высокоскоростных валов.

Материалы валов и осей должны быть прочными (хорошо противостоять знакопеременным нагрузкам), обладать высокой жесткостью (иметь вы-

сокий модуль упругости) и вместе с тем хорошо обрабатываться. Наиболее полно этим требованиям удовлетворяют углеродистые и легированные стали.

Для изготовления малонагруженных валов применяют углеродистые стали Ст5, Ст6, а для более ответственных - все три группы сталей, распространенных в машиностроении.

Качественные среднеуглеродистые стали марок 40, 45, 50 используются для изготовления валов стационарных машин и механизмов. Заготовку из таких сталей перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ( $HRC \leq 36$ ). Валы вытачивают на токарном станке с последующей шлифовкой посадочных мест и цапф на шлифовальном станке.

Среднеуглеродистые легированные стали марок 40X, 45X, 40XH, 40XНМА, 35ХГСА. Из этих сталей изготавливают валы для ответственных передач подвижных машин (валы коробок передач гусеничных машин). Улучшающей термообработке ( $HRC \leq 45$ ) чаще всего подвергают деталь уже после предварительной токарной обработки. Окончательно посадочные поверхности и цапфы шлифуют на шлифовальных станках, а в ремонтном производстве иногда на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГТ, 38Х2МЮА идут на изготовление валов высоконагруженных передач, работающих в реверсивном режиме (шлицевые валы коробок передач колёсных машин). Вал, изготовленный с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.), и закаливается до высокой поверхностной твердости ( $HRC 55...65$ ). Рабочие поверхности шлицов, посадочные поверхности и поверхности цапф шлифуются после термической обработки с целью получения необходимой точности.

Таблица 1.1. Механические характеристики материалов валов и осей

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм | Твердость, НВ (не менее) | Механические характеристики, МПа |            |          |               |             |
|-------------|-----------------------|--------------------------|----------------------------------|------------|----------|---------------|-------------|
|             |                       |                          | $\sigma_B$                       | $\sigma_T$ | $\tau_T$ | $\sigma_{-1}$ | $\tau_{-1}$ |
| 5           | любой                 | 190                      | 520                              | 280        | 150      | 220           | 130         |
| 45          | $\leq 120$            | 227                      | 820                              | 640        | 290      | 360           | 200         |
|             | $\leq 80$             | 260                      | 900                              | 650        | 390      | 410           | 230         |
| 40X         | $\leq 200$            | 240                      | 790                              | 640        | 380      | 370           | 210         |
|             | $\leq 120$            | 270                      | 980                              | 780        | 450      | 410           | 240         |
| 40XH        | $\leq 200$            | 270                      | 980                              | 750        | 450      | 420           | 230         |
| 20X         | $\leq 120$            | 197                      | 650                              | 400        | 240      | 310           | 170         |
| 12ХН3А      | $\leq 120$            | 260                      | 930                              | 685        | 490      | 430           | 240         |
| 18ХГТ       | $\leq 60$             | 330                      | 1180                             | 930        | 660      | 500           | 280         |

Вращающиеся валы и оси обычно нагружены со стороны элементов, непосредственно участвующих в передаче движения (шкивы, звёздочки, зубчатые колёса, барабаны и т.п.), силами, направление действия которых по отношению к опасным сечениям вала постоянно меняется из-за вращения самих этих сечений. Кроме того, поперечные сечения валов, как элементов, передающих крутящий момент, испытывают и касательные напряжения, которые при реверсировании движения тоже меняют своё направление. Чрезмерный изгиб валов в поперечном направлении приводит к нарушению нормальной работы элементов, непосредственно передающих движение, и, вследствие поворота поперечных сечений цапф, подшипниковых узлов. В силу этого основными критериями работоспособности валов и вращающихся осей являются усталостная прочность и жёсткость.

При расчете осей и валов их прочность оценивают по коэффициенту запаса усталостной прочности, а жёсткость – величиной прогиба под действием рабочих нагрузок, углом поворота отдельных сечений (чаще всего опорных сечений цапф) в плоскости осевого сечения и углом закручивания поперечных сечений под действием крутящего момента.

Таким образом, основными расчётными нагрузочными факторами являются крутящие  $T$  и изгибающие  $M$  моменты. Влияние на прочность вала растягивающих и сжимающих сил само по себе незначительно и в большинстве случаев не учитывается.

Расчёт вала должен, как правило, включать, по меньшей мере, три основных этапа: проектировочный расчёт, формирование расчетной схемы и проверочный расчёт. В некоторых случаях к этим трём этапам расчёта добавляются и другие, например, для быстроходных валов часто выполняют расчёт на колебания (расчёт вибрационной стойкости), для валов, работающих в широком температурном диапазоне, расчёт тепловых деформаций, теплостойкости и т.п.

Проектный расчёт валов производят только на статическую прочность по передаваемому крутящему моменту  $T$ . При этом расчёте определяется минимальный из всех диаметр вала (чаще всего таковым является диаметр выходного конца вала), а с целью компенсации неучтённых изгибных нагрузок и других факторов (концентраторов напряжений, шпоночных канавок и т.п.), влияющих на прочность вала, принимают заниженные значения допускаемых касательных напряжений  $[\tau_k] \approx (0,025 \dots 0,030) \cdot \sigma_B$ .

Диаметр вала определяют из условия прочности

$$\tau_k = \frac{T}{W_\rho} \leq [\tau_k]; \quad (1.1)$$

где  $\tau_k$  – максимальные касательные напряжения, действующие в наружных волокнах опасного сечения вала;

$T$  - крутящий момент;

$W_\rho$  – полярный момент сопротивления рассматриваемого сечения.

Учитывая, что большинство валов в машиностроении имеет круговое либо кольцевое (для полых валов) поперечное сечение, после представления

полярного момента сопротивления сечения через его диаметры из (1.1) получаем

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_k] \cdot (1 - \beta^4)}}; \quad (1.2)$$

где  $D$  – внешний диаметр вала;

$\beta = d/D$  – относительный диаметр осевого отверстия полого вала ( $d$  – абсолютное значение диаметра этого отверстия).

При этом можно отметить, что для  $\beta \leq 0,5$  расчёт полого вала как сплошного даёт погрешность менее 2,5% от диаметра вала, значительно перекрываемую за счёт занижения допускаемых напряжений. Отсюда следует возможность рассчитывать толстостенные валы как сплошные (выражение в скобках принять равным 1).

Полученный таким расчётом диаметр вала округляют до ближайшего большего значения из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-61. Диаметры других ступеней вала устанавливают из конструктивных соображений в процессе эскизного проектирования механизма.

Формирование расчётной схемы возможно только после полного конструктивного оформления вала на основе проектного расчёта, эскизного проектирования, подбора подшипников и расчёта конструктивных элементов, участвующих в передаче вращающего момента.

При формировании расчётной схемы вал обычно представляют в виде балки, лежащей на опорах (число опор обычно равно числу подшипников), одна из которых считается закреплённой в осевом направлении.

Если вал закреплён в корпусе посредством радиальных или сферических, шариковых либо роликовых подшипников, опору считают расположенной на геометрической оси вала в точке пересечения с поперечной осью симметрии подшипника.

При использовании радиально-упорных подшипников за точку опоры принимают точку продольной геометрической оси вала, лежащую на её пересечении с нормалью к поверхности качения, проведённой через центр тел качения.

Для подшипников скольжения, а также при установке сдвоенных подшипников качения за точку опоры принимают точку, лежащую на оси вращения и расположенную на расстоянии, равном 0,2...0,3 длины подшипника (суммарной длины пары подшипников качения) от его (их) внутренней кромки.

Силы, действующие на вал со стороны ступиц шкивов, зубчатых колес, звездочек и других подобных элементов, считают приложенными по середине ступицы, если последняя расположена между подшипниками, и на расстоянии 0,25...0,3 длины ступицы со стороны её внутреннего края, при её консольной установке (то есть на конце вала).

Величину и направление сил, действующих на вал со стороны элементов, непосредственно передающих вращательное движение, определяют по результатам расчёта соответствующей передачи, а величину сил от муфт,

возникающих вследствие несоосности валов, определяют по формулам, представленным в расчёте муфт выбранной конструкции. Направление поперечных сил, действующих на вал в плоскости его поперечного сечения со стороны муфт, может быть любым, поэтому при формировании расчётной схемы принимают наиболее неблагоприятное направление этих сил с точки зрения прочности вала. Так, например, при формировании расчётной схемы вала, представленного на рис. 1.7, если на его выходной конец будет установлена муфта, силу от муфты на этом конце следует направить в направлении, совпадающем с направлением окружной силы, действующей на зубья шестерни. Именно в этом случае нагружение вала поперечными силами будет наиболее неблагоприятным с точки зрения прочности и жёсткости вала.

Проверочный расчёт валов производится после формирования расчётной схемы и уточнения всех нагрузок, как по величине, так и по направлению. Этот вид расчёта предусматривает проверку вала на статическую прочность по наибольшей возможной кратковременной нагрузке и на усталостную прочность при переменных напряжениях. В последнем случае вычисляется коэффициент фактического запаса прочности в предположительно опасных сечениях, которые предварительно намечаются согласно эпюре моментов с учётом размеров поперечного сечения и зон концентрации напряжений.

На статическую прочность валы рассчитывают по наибольшей возможной кратковременной нагрузке с учётом динамических и ударных воздействий. Для валов, работающих в условиях кручения и изгиба, продольными усилиями можно пренебречь. В этом случае эквивалентное напряжение в наружном волокне вала находят по третьей теории прочности (гипотезе наибольших касательных напряжений)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (1.3)$$

или

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W}. \quad (1.4)$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_u^2 + T^2}, \quad (1.5)$$

где  $M_u$  – суммарный изгибающий момент, учитывающий пространственную ориентацию внешних сил;

$T$  – вращающий (крутящий) момент;

$W$  – осевой момент сопротивления рассматриваемого сечения вала при изгибе.

Зная эквивалентные напряжения, можно проверить прочности вала в опасном сечении

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_u].$$

Учитывая, что  $W \approx 0,1d^3$ , при проектировании диаметр вала определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_u]}}. \quad (1.6)$$

Таблица 1.2. Допускаемые напряжения изгиба для валов и осей

| Источник концентрации напряжений          | Диаметр вала, мм | Допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma_u]$ , МПа                                          |                                                                                             |                                                                                                  |                                                                                                    |
|-------------------------------------------|------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                           |                  | для сталей 35, Ст5<br>$\sigma_B \geq 500 \text{ МПа}$<br>$\sigma_{-1} \geq 220 \text{ МПа}$ | для сталей 45, Ст6<br>$\sigma_B \geq 600 \text{ МПа}$<br>$\sigma_{-1} \geq 260 \text{ МПа}$ | для стали 45 с закалкой<br>$\sigma_B \geq 850 \text{ МПа}$<br>$\sigma_{-1} \geq 340 \text{ МПа}$ | Для стали 40Х с закалкой<br>$\sigma_B \geq 1000 \text{ МПа}$<br>$\sigma_{-1} \geq 400 \text{ МПа}$ |
| Деталь, посаженная с небольшим натягом    | 30               | 80                                                                                          | 85                                                                                          | 90                                                                                               | 95                                                                                                 |
|                                           | 50               | 65                                                                                          | 70                                                                                          | 75                                                                                               | 80                                                                                                 |
|                                           | 100              | 60                                                                                          | 65                                                                                          | 70                                                                                               | 75                                                                                                 |
| Напрессованная деталь (без усиления вала) | 30               | 58                                                                                          | 63                                                                                          | 67                                                                                               | 70                                                                                                 |
|                                           | 50               | 48                                                                                          | 50                                                                                          | 55                                                                                               | 60                                                                                                 |
|                                           | 100              | 45                                                                                          | 48                                                                                          | 50                                                                                               | 55                                                                                                 |
| Галтель                                   | 30               | 60                                                                                          | 70                                                                                          | 80                                                                                               | 90                                                                                                 |
|                                           | 50               | 55                                                                                          | 65                                                                                          | 75                                                                                               | 80                                                                                                 |
|                                           | 100              | 50                                                                                          | 55                                                                                          | 65                                                                                               | 70                                                                                                 |

Опасные сечения, в которых необходимо установить величину запаса прочности, определяются по максимальным изгибающим и крутящим моментам с учётом размеров сечений. Максимальные значения моментов находят после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов. При наличии сил, действующих на вал в разных плоскостях, эти силы проецируют на координатные оси и строят эпюры изгибающих моментов в координатных плоскостях, после чего выполняют геометрическое суммирование изгибающих моментов.

Проверочный расчёт на сопротивление усталости проводят по максимальной длительно действующей нагрузке без учёта кратковременных пиковых нагрузок (возникающих, например, во время пуска), слабо влияющих на возникновение усталостных разрушений, поскольку такие нагрузки занимают малое число циклов нагружения. Для каждого опасного сечения, установленного в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, определяют расчётный коэффициент запаса прочности  $s$  и сравнивают его с допускаемым  $[s]$  (обычно принимают  $[s] = 1,2 \dots 2,5$ ) по выражению

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (1.7)$$

где  $s_\sigma$  и  $s_\tau$  - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (1.8)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (1.9)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения;

$k_{\sigma}, k_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений;

$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$  – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v, \tau_v$  – амплитуды цикла нормальных и касательных напряжений;

$\sigma_m, \tau_m$  – средние напряжения цикла нормальных и касательных напряжений.

Пределы выносливости  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  для улучшенных или нормализованных углеродистых и углеродистых легированных сталей с известным пределом прочности  $\sigma_B$ , при симметричном цикле изгиба и кручения можно определить по эмпирическим зависимостям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &= 394 \ln(\sigma_B/318); \\ \tau_{-1} &= 214 \ln(\sigma_B/301); \end{aligned} \right\} \quad (1.10)$$

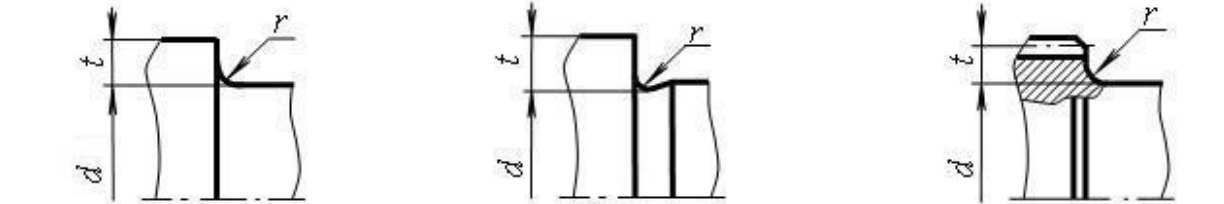
где все значения напряжений в МПа.

Таблица 1.3. Значения коэффициентов  $\varepsilon_{\sigma}$  и  $\varepsilon_{\tau}$

| Сталь              |                                                 | Диаметр вала $d$ , мм |      |      |      |      |      |
|--------------------|-------------------------------------------------|-----------------------|------|------|------|------|------|
|                    |                                                 | 20                    | 30   | 40   | 50   | 70   | 100  |
| Углеродистая сталь | $\varepsilon_{\sigma}$                          | 0,92                  | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,76 | 0,71 |
|                    | $\varepsilon_{\tau}$                            | 0,83                  | 0,77 | 0,73 | 0,7  | 0,65 | 0,59 |
| Легированная сталь | $\varepsilon_{\sigma},$<br>$\varepsilon_{\tau}$ | 0,83                  | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,65 | 0,59 |

Таблица 1.4. Значения  $k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$  и  $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$  в местах соединения деталей посадкой с натягом

| Диаметр вала $d$ , мм | $k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |      |      | $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |      |      |
|-----------------------|----------------------------------------------------------|------|------|------|------------------------------------------------------|------|------|------|
|                       | 500                                                      | 700  | 900  | 1200 | 500                                                  | 700  | 900  | 1200 |
| 30                    | 2,6                                                      | 3,3  | 4,0  | 5,1  | 1,5                                                  | 2,0  | 2,4  | 3,05 |
| 40                    | 2,75                                                     | 3,5  | 4,3  | 5,4  | 1,65                                                 | 2,1  | 2,6  | 3,25 |
| 50                    | 2,9                                                      | 3,7  | 4,5  | 5,7  | 1,75                                                 | 2,2  | 2,7  | 3,4  |
| 60                    | 3,0                                                      | 3,85 | 4,7  | 5,95 | 1,8                                                  | 2,3  | 2,8  | 3,55 |
| 70                    | 3,1                                                      | 4,0  | 4,85 | 6,15 | 1,85                                                 | 2,4  | 2,9  | 3,7  |
| 80                    | 3,2                                                      | 4,1  | 4,95 | 6,3  | 1,9                                                  | 2,45 | 3,0  | 3,8  |
| 90                    | 3,3                                                      | 4,2  | 5,1  | 6,45 | 1,95                                                 | 2,5  | 3,05 | 3,9  |
| 100                   | 3,35                                                     | 4,3  | 5,2  | 6,6  | 2,0                                                  | 2,55 | 3,1  | 3,95 |

Таблица 1.5. Значения коэффициентов  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  для ступенчатого перехода с галтелью


| $\frac{t}{r}$ | $\frac{r}{d}$ | $k_\sigma$ при $\sigma_B$ , МПа |      |      |      | $k_\tau$ при $\sigma_B$ , МПа |      |      |      |
|---------------|---------------|---------------------------------|------|------|------|-------------------------------|------|------|------|
|               |               | 500                             | 700  | 900  | 1200 | 500                           | 700  | 900  | 1200 |
| 2             | 0,01          | 1,55                            | 1,6  | 1,65 | 1,7  | 1,4                           | 1,4  | 1,45 | 1,45 |
|               | 0,02          | 1,8                             | 1,9  | 2,0  | 2,15 | 1,55                          | 1,6  | 1,65 | 1,7  |
|               | 0,03          | 1,8                             | 1,95 | 2,05 | 2,25 | 1,55                          | 1,6  | 1,65 | 1,7  |
|               | 0,05          | 1,75                            | 1,9  | 2,0  | 2,2  | 1,6                           | 1,6  | 1,65 | 1,75 |
| 3             | 0,01          | 1,9                             | 2,0  | 2,1  | 2,2  | 1,55                          | 1,6  | 1,65 | 1,75 |
|               | 0,02          | 1,95                            | 2,1  | 2,2  | 2,4  | 1,6                           | 1,7  | 1,75 | 1,85 |
|               | 0,03          | 1,95                            | 2,1  | 2,25 | 2,45 | 1,65                          | 1,75 | 1,75 | 1,9  |
| 5             | 0,01          | 2,1                             | 2,25 | 2,35 | 2,5  | 2,2                           | 2,3  | 2,4  | 2,6  |
|               | 0,02          | 2,15                            | 2,3  | 2,45 | 2,65 | 2,1                           | 2,15 | 2,25 | 2,5  |

Таблица 1.6. Значения коэффициентов  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  для шпоночного паза

| $\sigma_B$ , МПа | $k_\sigma$ при выполнении паза фрезой |          | $k_\tau$ |
|------------------|---------------------------------------|----------|----------|
|                  | концевой                              | дисковой |          |
| 500              | 1,8                                   | 1,5      | 1,4      |
| 700              | 2,0                                   | 1,55     | 1,7      |
| 900              | 2,2                                   | 1,7      | 2,05     |
| 1200             | 2,65                                  | 1,9      | 2,4      |

Таблица 1.7. Значения коэффициентов  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  для шлицевых и резьбовых участков валов

| $\sigma_B$ , МПа | $k_\sigma$ для |        | $k_\tau$ для шлицев |              | $k_\tau$ для резьбы |
|------------------|----------------|--------|---------------------|--------------|---------------------|
|                  | шлицев         | резьбы | прямоугольных       | эвольвентных |                     |
| 500              | 1,45           | 1,8    | 2,25                | 1,43         | 1,35                |
| 700              | 1,6            | 2,2    | 2,5                 | 1,49         | 1,7                 |
| 900              | 1,7            | 2,45   | 2,65                | 1,55         | 2,1                 |
| 1200             | 1,75           | 2,9    | 2,8                 | 1,6          | 2,35                |

Таблица 1.8. Значения коэффициентов  $\beta$ 

| Вид механической обработки | Параметр шероховатости $R_a$ , мкм | Изгиб                        |            | Кручение                     |            |
|----------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------|------------------------------|------------|
|                            |                                    | $\beta$ при $\sigma_B$ , МПа |            | $\beta$ при $\sigma_B$ , МПа |            |
|                            |                                    | $\leq 700$                   | $> 700$    | $\leq 700$                   | $> 700$    |
| Шлифование тонкое          | до 0,2                             | 1                            | 1          | 1                            | 1          |
| Обтачивание тонкое         | 0,2...0,8                          | 0,99..0,93                   | 0,99..0,91 | 0,99..0,96                   | 0,99..0,95 |
| Шлифование чистовое        | 0,8...1,6                          | 0,93..0,89                   | 0,91..0,86 | 0,96..0,94                   | 0,95..0,92 |
| Обтачивание чистовое       | 1,6...3,2                          | 0,89..0,86                   | 0,86..0,82 | 0,94..0,92                   | 0,92..0,89 |

Таблица 1.9. Моменты сопротивления сечений вала

| Тип сечения                                       | Момент сопротивления при изгибе $W$ , мм <sup>3</sup> | Момент сопротивления при кручении $W_\rho$ , мм <sup>3</sup> |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|
| Сплошное круглое                                  | $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$               | $W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$                 |
| Полое круглое                                     | $W = 0,1d^3 \left( 1 - \frac{d_o^4}{d^4} \right)$     | $W_\rho = 0,2d^3 \left( 1 - \frac{d_o^4}{d^4} \right)$       |
| С одним шпоночным пазом                           | $W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$   | $W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$     |
| С прямобоочными шлицами                           | $W = [\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2]/(32D)$                | $W_\rho = 2[\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2]/(32D)$                 |
| С эвольвентными шлицами или зубьями вала-шестерни | $W \approx \pi d^4 (1 - \frac{d_o^4}{d^4}) / (32d_a)$ | $W_\rho \approx \pi d^4 (1 - \frac{d_o^4}{d^4}) / (16d_a)$   |

Примечания:

1. В приведённых зависимостях для первых двух типов сечений  $d$  - диаметр вала в рассматриваемом сечении,  $d_o$  - диаметр отверстия в рассматриваемом сечении полого вала.
2. В зависимостях для сечения вала с одним шпоночным пазом  $b$  и  $t_1$  - ширина и глубина шпоночного паза для вала с диаметром  $d$  (см. Приложение 1).
3. В зависимостях для сечения вала с прямобоочными шлицами  $d$  и  $D$  - их внутренний и внешний диаметры, а  $b$  и  $z$  - ширина и число шлицев.
4. В зависимостях для сечения вала с эвольвентными шлицами или зубьями вала-шестерни  $d$  - диаметр делительной окружности зубьев (шлицов) вала,  $d_o$  - диаметр отверстия в рассматриваемом сечении полого вала (при его отсутствии  $d_o = 0$ ),  $d_a$  - диаметр окружности вершин зубьев шестерни, а сами зависимости справедливы для некоррегированных зубьев.
5. Формулы для сечения с зубьями вала-шестерни справедливы при нарезании зубьев шестерни без смещения

Амплитудные и средние значения циклов нормальных и касательных напряжений вычисляют согласно известным выражениям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_v &= 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}); & \sigma_m &= 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}); \\ \tau_v &= 0,5(\tau_{\max} - \tau_{\min}); & \tau_m &= 0,5(\tau_{\max} + \tau_{\min}); \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

где  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$ ,  $\tau_{\max}$  и  $\tau_{\min}$  - максимальные и минимальные значения нормальных и касательных напряжений в точках наружных волокон опасного сечения вала, которые, в свою очередь, вычисляются по соответствующим формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{u\max}}{W}; \quad \sigma_{\min} = \frac{M_{u\min}}{W}; \quad \tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_\rho}; \quad \tau_{\min} = \frac{T_{\min}}{W_\rho}. \quad (1.12)$$

Типичными являются такие условия нагружения, когда напряжения от изгиба валов имеют чисто симметричный характер, то есть максимальный и минимальный изгибающие моменты в данном сечении равны по величине и противоположны по направлению. Для таких условий, а средние напряжения за цикл  $\sigma_m = 0$ .

Изменения крутящих моментов во время установившейся работы во многих механизмах весьма незначительны и ими (при достаточном запасе прочности) можно пренебречь. Тогда можно принять

$$\tau_{min} = 0, \text{ а } \tau_v = \tau_m = \tau_{max} / 2.$$

Проверочный расчёт валов на жёсткость чаще всего выполняется по нескольким критериям, поскольку упругие перемещения валов и их элементов оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с валом соединений, подшипников, зубчатых колёс и других деталей – увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, понижают точность механизмов, увеличивают вибрации и т.п. Наиболее часто при этом виде расчёта определяются: 1) прогиб вала в определённых сечениях (например, под зубчатым или червячным колесом); 2) максимальный прогиб вала; 3) поворот отдельных сечений вала, вызванный его изгибом (чаще всего в местах установки подшипников); 4) закручивание вала под действием рабочих моментов. Исходя из изложенного, получаем следующие критерии жесткости вала:

- 1) прогиб под элементами зацепления:  $y \leq [y]$ ;
- 2) полная стрела прогиба:  $f \leq [f]$ ;
- 3) угол поворота сечения:  $\theta \leq [\theta]$ ;
- 4) удельный угол закручивания вала:  $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$ .

Допустимые значения прогибов и углов составляют:

- 1) предельный прогиб в месте установки зубчатых колёс при модуле зацепления  $m$ :

- цилиндрических

$$[y] = 0,01m;$$

- конических, гипоидных, глобоидных, червячных

$$[y] = 0,005m;$$

- 2) полная стрела прогиба

$$[f] = 3 \cdot 10^{-4}l,$$

где  $l$  – полная длина вала;

- 3) допустимый удельный угол закручивания вала принимают

$$0,025 \leq [\varphi_0] \leq 1,0 \text{ градус/м};$$

- 4) для осей полный прогиб

$$[f] \approx (2 \dots 3) \cdot 10^{-3}l,$$

где  $l$  – полная длина оси.

Проверку прогиба вала в заданных сечениях наиболее удобно выполнять методом перемножения эпюр Максвелла-Мора (само перемножение эпюр, в котором можно произвести способом Симпсона или способом Верещагина), согласно которому деформация от изгиба в заданном сечении равна

$$f = \int_0^l \frac{M_1(z) \cdot M_u(z)}{EI} dz; \quad (1.13)$$

где  $M_1(z)$  - изгибающий момент от единичной фиктивной нагрузки, приложенной в исследуемом сечении;

$M_u(z)$  - изгибающий момент от реально действующей нагрузки;

$E$  - модуль упругости материала вала;

$I$  - осевой момент инерции сечений вала;

$z$  - текущая координата сечений вдоль оси вала.

Если моменты равномерно изменяются на каждом участке по длине вала, а осевой момент инерции сечений вала  $I$  можно считать постоянным по его длине, то выражение (1.13) существенно упрощается.

В этом случае по способу Симпсона величина прогиба может быть подсчитана по следующей формуле:

$$f = \frac{1}{6EI} \sum l_i \cdot (m_{Li} \cdot M_{Li} + 4m_{Ci} \cdot M_{Ci} + m_{Pri} \cdot M_{Pri}), \quad (1.14)$$

где  $m$  и  $M$  - ординаты однородных участков (участков, на которых нет изломов и скачков) эпюр от единичной фиктивной и реальной нагрузок, а индексы "Л", "С" и "Пр" относятся к левому концу, середине и правому концу каждого участка соответственно. Формула Симпсона особенно удобна для определения прогибов валов, эпюры изгибающих моментов которых имеют линейный характер.

Способом Верещагина при вышеназванных условиях величина прогиба в исследуемом сечении определяется следующим образом:

$$f = \frac{1}{EI} \sum (A \cdot h_c), \quad (1.15)$$

где  $A$  - площади однородных участков эпюр изгибающих моментов;

$h_c$  - ординаты второй эпюры под центром тяжести этих площадей.

Причиной выхода из строя отдельных быстроходных валов могут быть колебания. Различают поперечные (изгибные) и крутильные колебания. Поперечные вызываются наличием несбалансированных масс - маховиков, шкивов, зубчатых колес и т.п. (рис. 1.8). Крутильные колебания возникают вследствие неравномерности вращательного движения валов, связанных с инерционными деталями, механизма.

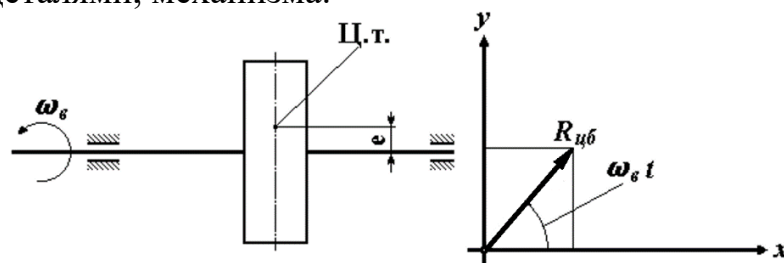


Рисунок 1.8 - Схема возникновения поперечной пульсирующей силы

В простейшем случае, когда вал соединен с одной неуравновешенной вращающейся массой - маховиком (массой и моментом инерции самого вала

в этом случае чаще всего можно пренебречь), деформацию вала при вынужденных колебаниях можно представить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} f &= \frac{P_a}{m \cdot (\omega_{0u}^2 - \omega_s^2)} \sin \omega_s t \\ \varphi &= \frac{M_a}{J \cdot (\omega_{0\kappa}^2 - \omega_s^2)} \sin \omega_s t \end{aligned} \right\}. \quad (1.16)$$

Верхнее равенство относится к изгибным колебаниям, нижнее – к крутильным. В этих равенствах  $f$  и  $\varphi$  – величина смещения (поперечного или углового) присоединенного маховика;  $P_a$  и  $M_a$  – возмущающий фактор (сила или момент);  $m$  и  $J$  – характеристика инерционности (масса или момент инерции маховика)  $\omega_{0u}$  и  $\omega_{0\kappa}$  – частоты собственных изгибных и крутильных колебаний системы, соответственно;  $\omega_s$  – частота действия возмущающего фактора. При этом частота собственных колебаний равна корню квадратному из отношения жесткости к характеристике инерции:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{0u} &= \sqrt{k/m} \\ \omega_{0\kappa} &= \sqrt{\kappa/J} \end{aligned} \right\}. \quad (1.17)$$

где  $k$  – изгибная жесткость вала (величина прогиба от действия единичной поперечной силы),

$\kappa$  – крутильная жесткость вала (величина угла закручивания от действия единичного крутящего момента).

В знаменатель обоих выражений (1.16) входит разность между собственной частотой вала и частотой действия вынуждающего фактора. При совпадении этих двух частот величина деформации устремляется в бесконечность, что эквивалентно разрушению. Явление совпадения вынуждающей и собственной частот называется резонансом. Если вынуждающая частота больше собственной, то, во-первых, деформация меняет знак (то есть по направлению становится противоположной вынуждающему фактору), во-вторых, с увеличением вынуждающей частоты величина деформации становится все меньше. Большинство валов передач работают в зарезонансном режиме ( $\omega_s \gg \omega_0$ ), и в таких случаях при разгоне и торможении машины вал проходит через область резонанса. Длительная работа вала в резонансном режиме ведёт к увеличению его деформаций, а, следовательно, и напряжений в нём, способствуя тем самым быстрому его разрушению. Следовательно, необходимо сокращать время разгона и торможения, чтобы амплитуда колебаний вала не достигла опасной величины.

## 2. Подшипники

*Подшипником принято называть часть опоры, непосредственно взаимодействующей с цапфой вала или оси.*

Качество конструкции подшипников, условия их смазки, защищённость от воздействия неблагоприятных факторов внешней среды в значительной

мере определяют работоспособность, долговечность и энергетическую эффективность машин.

По направлению силовой нагрузки, воспринимаемой подшипником, различают:

1) радиальные подшипники, предназначенные для восприятия нагрузок, направленных перпендикулярно оси вращения;

2) упорные подшипники, предназначенные для восприятия нагрузок, направленных вдоль оси вращения (упорные подшипники иногда называют подпятниками);

3) радиально-упорные подшипники, предназначенные для восприятия одновременно и радиальных, и осевых нагрузок, при этом величина радиальной нагрузки обычно существенно больше осевой;

4) упорно-радиальные подшипники, предназначенные для восприятия и радиальных, и осевых нагрузок, но величина радиальной нагрузки значительно меньше осевой.

В зависимости от вида трения различают подшипники качения и подшипники скольжения.

## 2.1. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения по конструктивным признакам делятся на неразъёмные и разъёмные.

Неразъёмные подшипники скольжения (рис. 2.1) находят широкое применение там, где нагрузки и скорости скольжения невелики ( $v_{ск} \leq 3$  м/с) – в приборах и механизмах управления.

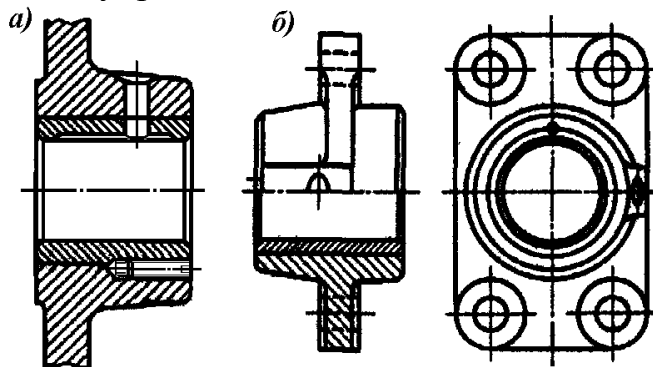


Рисунок 2.1 - Неразъёмные подшипники скольжения:  
а) встроенный в корпус; б) фланцевый

Разъёмные подшипники (рис. 2.2) основное применение находят там, где невозможна или нежелательна осевая сборка (шатунные шейки коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания), а также в тяжёлом машиностроении для крепления тяжело нагруженных валов.

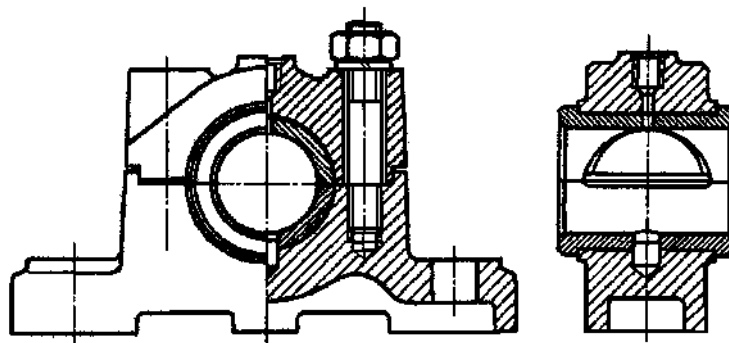


Рисунок 2.2 - Разъёмный подшипник скольжения

При большой длине цапф и в некоторых других случаях используют самоустанавливающиеся подшипники (рис. 2.3), которые способны менять в небольших пределах угловое положение продольной оси по отношению к поверхности основания, то есть отслеживать угловое положение поперечного сечения цапфы вала.

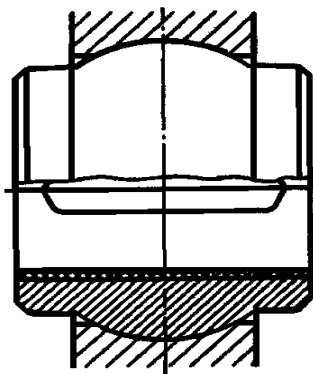


Рисунок 2.3 - Самоустанавливающийся подшипник

Подшипники скольжения обычно имеют прочный корпус, иногда совмещаемый с корпусом механизма (рис. 2.1, а) или другой детали, и вкладыш, выполненный в виде втулки (рис. 2.1, 2.3) или отдельных цилиндрических сегментов (рис. 2.2) и покрытый по поверхности, контактирующей с цапфой вала, антифрикционным материалом, обладающим малым коэффициентом трения в паре с материалом цапфы вала и достаточно высокой износостойкостью.

Достоинства подшипников скольжения:

- 1) малые габариты в радиальном направлении;
- 2) хорошая восприимчивость к динамическим (ударным и вибрационным) нагрузкам;
- 3) высокая точность сопряжения;
- 4) хорошая прирабатываемость;
- 5) высокая долговечность в условиях обильной жидкостной смазки;
- 6) возможность работы в водной, абразивной и коррозионно-активной среде (при соответствующем подборе материалов и изготовлении);
- 7) возможность сборки (в зависимости от конструкции) как в осевом, так и в

радиальном направлении;

8) простота конструкции и низкая стоимость.

Недостатки подшипников скольжения:

- 1) большие габариты в осевом направлении;
- 2) значительный расход смазочного материала;
- 3) необходимость следить за постоянным поступлением смазочного материала к рабочим поверхностям;
- 4) высокий пусковой момент и большой износ в период пуска;
- 5) необходимость использования в подшипнике дорогостоящих антифрикционных материалов.

Коэффициент потерь энергии в подшипниках скольжения при благоприятных условиях работы (обильная смазка, защита от попадания абразивных частиц, хорошее удаление продуктов износа, достаточный теплоотвод) невелик и лежит в пределах  $(0,5 \dots 5) \cdot 10^{-2}$ .

В качестве материала, контактирующего с цапфой вала, в подшипниках скольжения применяются:

- 1) при спокойной нагрузке, удельном давлении до 20 МПа и малых скоростях скольжения до 5 м/с антифрикционные чугуны с повышенным содержанием свободного графита (табл. 2.1);

Таблица 2.1. Режимы работы подшипников из антифрикционных чугунов

| Чугун<br>(марка) | $HB$ ,<br>10Н/мм <sup>2</sup> | Состояние<br>цапфы вала | Удельное<br>давление,<br>$p$<br>не более,<br>МПа | Скорость<br>скольжения,<br>$v$<br>не более,<br>м/с | $p \cdot v$ ,<br>не более,<br>МПа·м/с |
|------------------|-------------------------------|-------------------------|--------------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------------|
| АЧС-1            | 177-225                       | Термообработанная       | 8,8                                              | 2                                                  | 1,8                                   |
| АЧС-2            | 186-225                       | Термообработанная       | 5,9                                              | 3                                                  | 4,4                                   |
| АЧС-3            | 157-186                       | Сырая                   | 5,9                                              | 3                                                  | 4,4                                   |
| АЧВ-1            | 206-255                       | Термообработанная       | 11,8                                             | 5                                                  | 11,8                                  |
| АЧВ-2            | 164-193                       | Сырая                   | —                                                | —                                                  | —                                     |
| АЧК-1            | 193-213                       | Термообработанная       | 11,8                                             | 5                                                  | 11,8                                  |
| АЧК-2            | 164-193                       | Сырая                   | —                                                | —                                                  | —                                     |
| ЧМ-1,3           | 183-257                       | Термообработанная       | 19,6                                             | 1                                                  | 19,6                                  |
| ЧМ-1,8           | 203-257                       | Термообработанная       | 0,5                                              | 25                                                 | 12,5                                  |

2) бронзы оловянистые (БрОЦС5-5-5; БрОФ10-1 и др.), свинцовистые и оловянисто-свинцовистые (БрС-30; БрО5С25 и др.), безоловянистые (БрА9Ж3Л; БрА10Ж4Н4Л и др.) являются наиболее распространённым подшипниковым материалом при скоростях скольжения до 12 м/с и удельных давлениях до 25 МПа;

3) латуни (медноцинковые сплавы, например, ЛАЖМц52-5-2-1, ЛКС80-3-3 и др.) применяют для изготовления низкоскоростных подшипников при скоростях скольжения до 2 м/с и удельных давлениях до 12 МПа;

4) для изготовления высокоскоростных подшипников в условиях обильной

смазки и хорошего теплоотвода при скоростях скольжения до 15 м/с и удельных давлениях до 12 МПа; применяют оловянные, свинцово-оловянные и свинцовые баббиты, например, Б89 (89% олова, 9% сурьма, ост. медь), Б16 (16% олова, 16% сурьма, 1,8% медь, ост. свинец);

5) лёгкие сплавы на алюминиевой основе находят широкое применение, для изготовления поверхностей трения подшипников – для неответственных подшипников используют алюминиево-кремниевые сплавы (литейные АЛ3, АЛ4, АЛ5, деформируемые АК4, АК4-1), наиболее высокими антифрикционными качествами обладают алюминиево-оловянные композиты, получаемые спеканием порошковых материалов (например, АО20); по рабочим характеристикам эти материалы приближаются к баббитам при существенно меньшей цене и более высокой износостойкости;

6) неметаллические материалы (ДСП, текстолит, поликарбонаты, капрон, нейлон, фторопласты, резины) применяют для изготовления подшипников, работающих при скоростях скольжения до 5 м/с и удельных давлениях до 10 МПа, некоторые из этих материалов (ДСП, резины) допускают использование воды в качестве смазки;

7) металлокерамика (бронзографит, железографит) получается спеканием порошков при высокой температуре и применяется при скоростях скольжения до 3 м/с, удельных давлениях до 6 МПа и недостатке смазки, металлокерамика отличается высокой пористостью (поры занимают до 40% объёма), вследствие чего способна впитывать большие количества масла, этого запаса масла хватает обычно на несколько месяцев работы подшипника без смазки.

Для работы с большинством перечисленных антифрикционных материалов цапфы вала необходимо подвергать термической или химикотермической обработке с целью получения высокой твёрдости рабочей поверхности  $HRC > 50$ , а в некоторых случаях (железистые бронзы высокой твёрдости, алюминиевые сплавы)  $HRC > 55$ . При этом точность изготовления диаметральных размеров для большинства подшипников лежит в пределах 6...7 квалитетов ЕСДП (единая система допусков и посадок), а шероховатость поверхности  $Ra = 2,5...0,25$  мкм. Более высокая гладкость поверхности цапфы нежелательна вследствие слабого удержания на ней смазки.

В зависимости от количества смазочного материала в подшипнике скольжения различают следующие виды трения:

1) жидкостное трение обеспечивает полное разделение твёрдых поверхностей цапфы и подшипника слоем смазки (коэффициент трения, а, следовательно, и коэффициент потерь энергии в подшипнике при этом виде трения минимальны);

2) полужидкостное трение – основная часть взаимодействующих поверхностей разделена слоем смазочной жидкости, а поверхности подшипника и цапфы контактируют только вершинами микронеровностей;

3) полусухое (граничное) трение – поверхности цапфы вала и подшипника почти постоянно контактируют между собой, однако между ними имеется некоторое количество смазочного материала;

4) сухое трение – в зазоре между поверхностями цапфы вала и подшипника смазочный материал отсутствует полностью, вследствие чего эти поверхности находятся в состоянии непрерывного контакта.

Для смазывания подшипников скольжения применяются самые разнообразные материалы, которые по степени консистентности (по густоте, по твёрдости) можно условно разделить на твёрдую - графит, дисульфид молибдена, некоторые обволакивающие металлы, например, индий; пластичную (консистентную, то есть не обладающую свойством каплепадения) – солидол, консталин, литол, некоторые смазки ЦИАТИМ; жидкую – органические и минеральные масла, иногда вода и другие жидкости, и газообразные – воздух, азот, инертные газы, в первую очередь аргон. Чем выше вязкость смазочного материала, тем труднее он выдавливается из рабочего зазора подшипника и, следовательно, тем более толстым может быть его слой между цапфой и поверхностью подшипника в процессе их совместной работы. Наибольшее распространение в промышленных условиях получили жидкая и консистентная смазки.

При использовании жидкостной смазки в зависимости от способа подачи смазки в рабочий зазор подшипника и разделения твёрдых поверхностей слоем жидкой смазки различают гидростатический и гидродинамический способы смазывания.

Гидростатический способ основан на разделении трущихся поверхностей за счёт статического напора подводимой к подшипнику смазочной жидкости, то есть за счёт давления, создаваемого внешним источником (насосом). Поэтому при гидростатическом способе смазывания смазочная жидкость подаётся навстречу основным нагрузкам (рис. 2.4), действующим на цапфу вала, а давление насоса выбирается таким, чтобы цапфа вала всплывала на слое смазки. Применяется этот способ подачи смазки для смазывания подшипников тихоходных тяжело нагруженных валов (например, для смазки подшипников валов прокатных станов), для гидростатической центровки валов в прецизионных машинах, а также в периоды разгона до достижения гидродинамического режима смазывания.

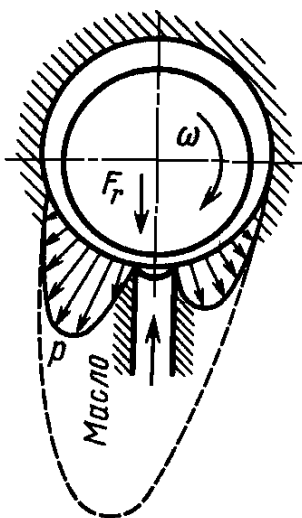


Рисунок 2.4 - Гидростатическая смазка подшипника скольжения

Гидродинамическое смазывание реализуется только в процессе вращения цапфы в подшипнике после достижения определённой (критической) скорости вращения (рис. 2.5). Первоначально цапфа неподвижного вала лежит на поверхности подшипника (рис. 2.5, а), и потому начальный период вращения вала характеризуется режимом граничного трения. По мере увеличения угловой скорости цапфы частицы смазочного масла за счёт налипания на её поверхность втягиваются в клиновой зазор между поверхностями цапфы и подшипника. Давление масла в этом зазоре повышается и при достижении критической скорости вращения цапфа вала, всплывая, оторвётся от поверхности подшипника, произойдёт полное разделение трущихся поверхностей. Среднее давление, развивающееся в клиновом зазоре, прямо пропорционально динамической вязкости масла, частоте вращения вала и обратно пропорционально толщине масляного слоя. Последнее свойство способствует саморегулированию толщины смазочного слоя в соответствии с действующей на цапфу вала нагрузкой – увеличение нагрузки ведёт к снижению толщины слоя смазки и наоборот. Давление в клиновом слое может достигать больших величин, и поэтому подача масла производится в зону разрежения, что не требует больших затрат мощности на смазывание и системы смазки (насосы, фильтры, радиаторы, трубопроводы и т.п.) высокого давления.

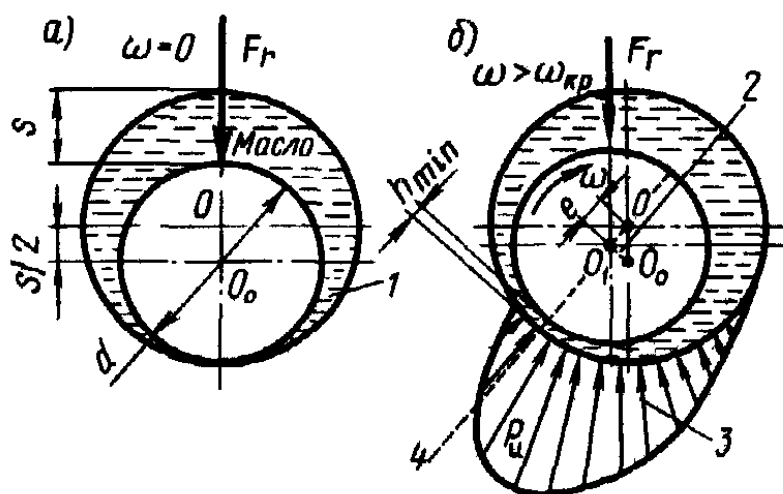


Рисунок 2.5 - Гидродинамическая смазка подшипника скольжения

Коэффициент трения при жидкостном разделении трущихся поверхностей составляет  $(1...3) \cdot 10^{-3}$ , в то время как при граничном трении коэффициент трения для разных материалов колеблется от  $1 \cdot 10^{-2}$  (оловянистые баббиты) до  $8 \cdot 10^{-2}$  (антифрикционные чугуны).

Из изложенного ясно, что максимальный износ подшипников в нормальных условиях работы механизмов должен происходить при граничном трении, то есть в периоды их разгона (в периоды запуска механизмов). Однако интенсивное изнашивание во многих случаях наблюдается и вследствие многих других причин (тяжёлые условия работы, небрежное обслуживание и т.п.). В практике эксплуатации подшипников скольжения можно наблюдать

следующие виды потери их работоспособности: 1) абразивное изнашивание (происходит при попадании твёрдых частиц в рабочий зазор подшипника); 2) усталостное выкрашивание при действии пульсирующих нагрузок; 3) перегрев, являющийся следствием сухого трения и приводящий в конечном итоге к заеданию цапфы в подшипнике, появлению задиров или к выплавлению антифрикционного слоя материала.

Таким образом, основным критерием работоспособности подшипника, работающего на принципе трения скольжения, следует считать износоустойчивость трущейся пары.

Поэтому проектный расчёт подшипника (определение основных габаритных размеров) ведут, как правило, ориентируясь на возможность граничного трения, а величину зазора в трущейся паре, интенсивность подачи смазки при принудительном циркуляционном смазывании определяют по условию обеспечения режима гидродинамической смазки трущихся поверхностей. Расчёты подшипников на обеспечение гидродинамического режима смазки в настоящем курсе лекций не рассматриваются.

При проектном расчёте принимается допущение: удельное давление считается распределённым равномерно как по диаметру цапфы, так и по её длине. В этом случае условие износостойкости по среднему давлению  $p$  между контактирующими поверхностями цапфы вала и подшипника будет

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]; \quad (2.1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка, действующая на цапфу вала;

$d$  – диаметр цапфы;

$l$  – рабочая длина подшипника;

$p$  – величина действующего среднего давления в подшипнике;

$[p]$  – допустимая величина давления.

При проектном расчёте обычно задаются величиной коэффициента длины подшипника  $\varphi = \frac{d}{l}$ , величина которого зависит от конструкции опор и их

расположения относительно вала. Так для самоустанавливающихся опор с целью уменьшения неравномерности давления по длине подшипника рекомендуют принимать  $\varphi = 0,4..1,2$  (в отечественной технике чаще всего  $\varphi = 0,6..0,9$ ). При этом следует учитывать, что из короткого подшипника легче и быстрее удаляется смазочная жидкость, что, в свою очередь, ведёт к повышенному расходу смазочного материала, но и к более интенсивному охлаждению подшипника. Применение самоустанавливающегося подшипника позволяет увеличить коэффициент длины до  $\varphi = 1,5..2,5$ . При заданном коэффициенте длины подшипника его диаметр может быть найден по соотношению

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{[p] \cdot \varphi}}. \quad (2.2)$$

Величину энерговыделения в работающем подшипнике характеризует

произведение среднего давления  $p$  на скорость скольжения  $v$ . С целью предотвращения перегрева подшипника со всеми неприятными последствиями этого явления производится проверка подшипника и по этому критерию. Выражая скорость скольжения через параметры вращательного движения

$$v = \omega \cdot r = \pi \cdot d \cdot n / 60$$

( $\omega$  и  $n$  – угловая скорость и частота вращения цапфы вала,  $r$  – её радиус) и среднее давление по зависимости (2.1), критерий работоспособности подшипника по условию перегрева можно записать следующим образом

$$pv = \frac{\pi \cdot F_r \cdot n}{60 \cdot l} \leq [pv]. \quad (2.3)$$

Исходя из последнего выражения, при известных материалах трущейся пары цапфа-вкладыш подшипника длина подшипника может быть найдена следующим образом

$$l \geq \frac{\pi \cdot F_r \cdot n}{60 \cdot [pv]}. \quad (2.4)$$

Далее по выражению (2.1) можно вычислить необходимый диаметр цапфы

$$d \geq \frac{F_r}{l \cdot [p]}. \quad (2.5)$$

Приведённый вид расчёта обычно используется при проектировании опор с необеспеченным жидкостным трением либо является предварительным при проектировании опор жидкостного гидродинамического трения, параметры которых уточняются в последующем в процессе гидродинамического расчёта подшипника скольжения.

При расчете подшипника с жидкостным трением обычно известны диаметр цапфы  $d$ , нагрузка  $F_r$  и частота вращения  $n$ .

Большинством из неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника на жидкостное трение.

Длину цапфы определяют, приняв рекомендованные значения коэффициента  $\phi$ . Величину  $l$  проверяют по  $[p]$  и  $[pv]$ .

Далее в зависимости от давления  $p$  и окружной скорости цапфы  $v$  выбирают относительный зазор  $\Psi = \frac{S}{d}$  (см. рис. 2.5, а). Для валов диаметром до 250 мм зазор желательно согласовать с одной из стандартных посадок с зазором.

Далее задаются сортом масла и его средней рабочей температурой и определяют расчетную вязкость масла  $\mu$  по  $t_{ср}$ .

Определяют коэффициент нагруженности подшипника

$$\Phi = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}. \quad (2.6)$$

Находят относительный эксцентриситет цапфы  $\chi$  по графическим зависимостям и определяют минимальную толщину масляного слоя

$$h_{\min} = 0,5(1 - \chi) \psi d . \quad (2.7)$$

Проверяют, обеспечен ли в рассчитываемом подшипнике режим жидкостного трения

$$k = \frac{h_{\min}}{R_{Z\psi} + R_{Z\delta}} \geq [k], \quad (2.8)$$

где  $k$  и  $[k]$  - действительный и допускаемый коэффициенты запаса надежности жидкостного трения;

$R_{Z\psi}$  и  $R_{Z\delta}$  - шероховатости поверхностей вала и вкладыша.

В наиболее ответственных случаях приближенный расчет дополняют тепловым расчетом и расчетом режима смазки.

Тепловой расчет подшипника производят на основе составления уравнения теплового баланса, т.е. приравнивания теплообразования в подшипнике к его теплоотдаче.

При стационарном режиме условие теплового баланса имеет вид

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (2.9)$$

где  $Q_1$  - количество тепла, отводимое от подшипника маслом:

$$Q_1 = cV\rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}); \quad (2.10)$$

где  $c$  - удельная теплоемкость масла  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$\rho$  - плотность.

$V$  - объем масла, протекающего через подшипник.

$Q_2$  - количество тепла, отводимое поверхностью корпуса площадью  $A$ :

$$Q_2 = kA (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) \quad (2.11)$$

$Q$  - количество тепла, выделяемого в подшипнике в результате потерь на трение.

$$Q = F_r f v, \quad (2.12)$$

где  $f$  - коэффициент трения.

Из баланса

$$T_{\text{м}} = t_{\text{вх}} + 0,5(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) \leq [t_{\text{м}}] \quad (2.13)$$

## 2.2. Подшипники качения

Наряду с подшипниками скольжения в технических устройствах находят широкое применение подшипники качения, работающие по принципу трения качения.

Подшипник качения имеет, как правило, более сложную конструкцию в сравнении с подшипником скольжения и, в подавляющем большинстве случаев, является готовым (то есть изготовленным на специализированном предприятии) изделием, устанавливаемым в механизм или машину без какой-либо дополнительной доработки.

Конструктивно подшипник качения (рис. 2.6), как правило, включает четыре основных элемента: 1) наружное кольцо, обычно устанавливаемое в корпусе, и потому неподвижное; 2) внутреннее кольцо, обычно насаживае-

мое на цапфу вала, и вращающееся вместе с ней; 3) тела качения (шарики, ролики или другие), перекатывающиеся при работе подшипника по дорожкам качения наружного и внутреннего колец, и 4) сепаратор, предотвращающий в процессе работы подшипника набегание тел качения друг на друга. В отдельных случаях применяются подшипники, как более простой конструкции (например, без одного из колец), так и более сложной (например, с составными кольцами).

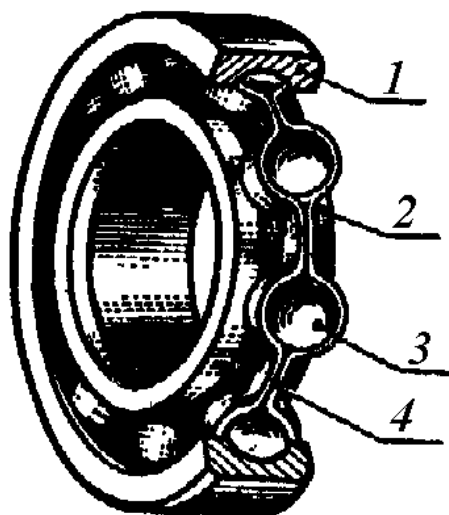


Рисунок 2.6 - Конструкция подшипника качения

Подшипники качения широко применяются в стационарных и подвижных машинах многих отраслей машиностроения. В силу этого они стандартизованы, выпускаются в массовом количестве на специализированных предприятиях с высокой степенью автоматизации производства, что гарантирует их относительно невысокую стоимость.

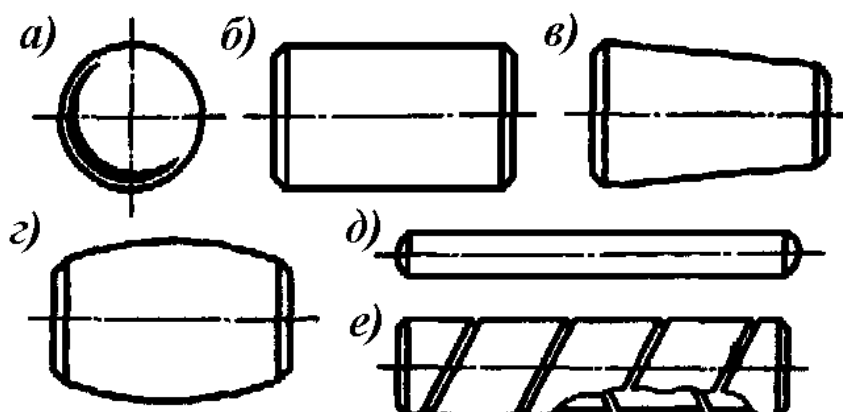


Рисунок 2.7 - Основные формы тел качения, применяемые в подшипниках:  
 а) шарик; б) цилиндрический ролик; в) конический ролик; г) бочкообразный ролик;  
 д) игольчатый ролик; е) витой ролик

Достоинства подшипников качения:

1) малые потери на трение (приведенный к цапфе вала коэффициент трения подшипников качения в зависимости от типа подшипника и других его ха-

рактических характеристик составляет  $f = 1,5 \cdot 10^{-3} \dots 6 \cdot 10^{-3}$ );

- 2) малые габариты в осевом направлении;
- 3) низкая стоимость при высокой степени взаимозаменяемости;
- 4) малый пусковой момент сопротивления, практически одинаковый с моментом, действующим в процессе установившегося движения;
- 5) малый расход смазочных материалов и, следовательно, малый объём работ по обслуживанию;
- 6) пониженные требования к материалу и качеству обработки цапф.

Недостатки подшипников качения:

- 1) высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие малых площадей контакта между телами качения и беговыми дорожками колец подшипника;
- 2) большие габариты в радиальном направлении;
- 3) малая надёжность в высокоскоростных приводах.

Классификация подшипников качения:

- 1) по форме тел качения (рис. 2.7) – шариковые, роликовые с цилиндрическими, коническими или бочкообразными роликами, игольчатые;
- 2) по количеству рядов тел качения – однорядные, двухрядные, трёх- и более рядные;
- 3) по направлению воспринимаемой нагрузки – радиальные, предназначенные для восприятия нагрузки, перпендикулярной оси вращения, радиально-упорные (радиальная и осевая нагрузки, причём радиальная нагрузка больше осевой), упорно-радиальные (радиальная и осевая нагрузки, но радиальная нагрузка меньше осевой), упорные (только под осевую нагрузку), комбинированные (радиальная и осевая нагрузки воспринимаются разными телами качения);
- 4) по самоустанавливаемости – самоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся;
- 5) по габаритным размерам (серии диаметров и ширин, рис. 2.9) – особо лёгкая, лёгкая, лёгкая широкая, средняя, средняя широкая, тяжёлая серии;
- 6) по точности изготовления – для подшипников качения стандартом (ГОСТ 520-71) предусмотрены 5 классов точности (P0, P6, P5, P4, P2); класс точности указывается перед номером подшипника, при этом буква «Р» может опускаться (P4-205 или 4-205), а нулевой класс (подшипники общего назначения) может не указываться вообще;
- 7) по конструктивным особенностям – с защитными шайбами, с упорным бортом на наружном кольце, с канавкой на наружном кольце, с составными кольцами и др.

Условные обозначения (маркировка, паспорт) подшипников качения (рис. 2.8) являются в основном цифровыми и наносятся на торцовые поверхности колец. Основное обозначение подшипника может включать от двух до семи цифр (нули на левой стороне обозначения, то есть в начале цифры, не проставляются).

|                |     |             |                                 |   |                |                 |                          |   |                                           |
|----------------|-----|-------------|---------------------------------|---|----------------|-----------------|--------------------------|---|-------------------------------------------|
| 9              | 8   | 7           | 6                               | 5 | 4              | 3               | 2                        | 1 |                                           |
| ×              | —   | ×           | ×                               | × | ×              | ×               | ×                        | × | ×                                         |
| Класс точности | Тип | Серия ширин | Конструктивная<br>разновидность |   | Тип подшипника | Серия диаметров | Диаметр<br>отверстия / 5 |   | Специальные<br>буквенные обо-<br>значения |

Рисунок 2.8 - Схема построения условного обозначения подшипника качения

Две последние цифры справа обозначают диаметр отверстия во внутреннем кольце (диаметр цапфы вала), делённый на 5, за исключением следующих четырёх размеров: диаметр отверстия 10 мм обозначается цифрами 00; 12 мм – 01; 15 мм – 02, и 17 мм – 03. Так, например, подшипник с диаметром отверстия внутреннего кольца 20 мм будет иметь две последние цифры обозначения 04, с диаметром 75 мм – 15, с диаметром 495 мм – 99 и т.д. Из этого следует, что для большей части подшипников диаметр отверстия внутреннего кольца изменяется с шагом 5 мм.

Третья цифра справа соответствует серии диаметров наружных колец (наружных диаметров подшипника): сверхлёгкая серия – 8 или 9; особолёгкая – 1; лёгкая – 2; средняя – 3; тяжёлая – 4 (см. рис. 2.9).

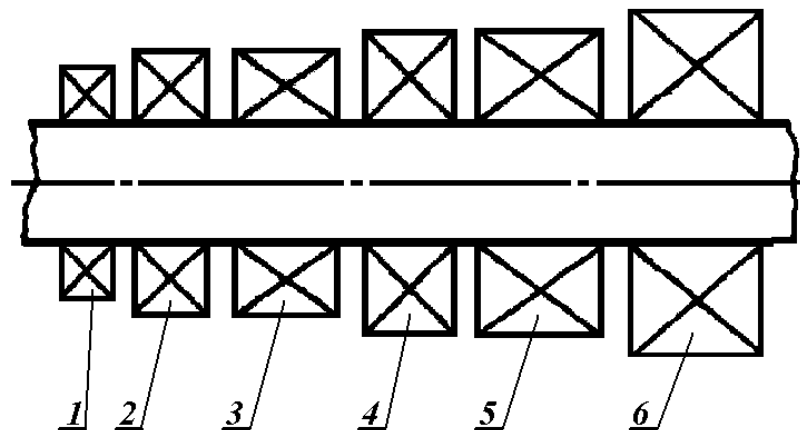


Рисунок 2.9 - Серии диаметров и ширин подшипников качения:

1) особо лёгкая; 2) лёгкая; 3) лёгкая широкая; 4) средняя; 5) средняя широкая; 6) тяжёлая

Четвёртой цифрой справа обозначается тип подшипника: шариковый радиальный – 0; шариковый сферический – 1; роликовый радиальный – 2; роликовый сферический – 3; игольчатый – 4; роликовый с витыми роликами – 5; шариковый радиально-упорный – 6; роликовый радиально-упорный – 7; шариковый упорный – 8; роликовый упорный – 9 (см. рис. 2.10).

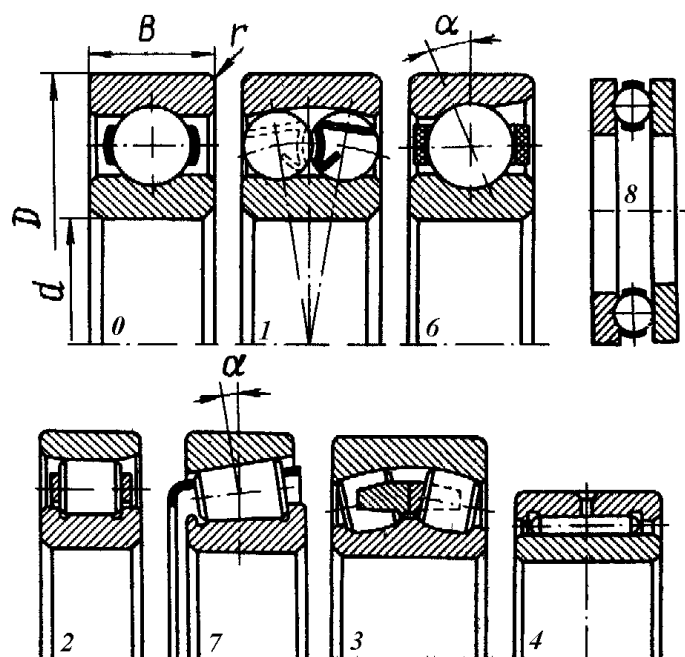


Рисунок 2.10 - Некоторые типы подшипников качения:  
верхний ряд – шариковые; нижний ряд – роликовые (тип подшипника указан цифрой)

Пятая и шестая цифры отведены для обозначения конструктивной разновидности подшипника.

Седьмой цифрой обозначается серия ширин (цифры от 0 до 9), лёгкой серии обычно соответствует 0 или 1.

Кольца подшипников качения и их тела качения (шарики, ролики) изготавливают из специальных высокохромистых легированных сталей (ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 20ХН4А и др.) с улучшающей термообработкой до HRC 61...67 при неоднородности твёрдости не более 3 HRC для каждого из колец и для всех тел качения. Сепараторы чаще всего выполняют штампованными из стальной (мягкая малоуглеродистая сталь) ленты. Сепараторы скоростных подшипников выполняют из антифрикционных материалов (латуни, бронзы, алюминиевых сплавов, текстолита и некоторых других пластмасс).

Подшипники качения могут терять работоспособность по следующим причинам.

Усталостное выкрашивание – отслаивание частичек металла с рабочих поверхностей и появление на них раковин является, в конечном итоге, следствием циклического нагружения контактных поверхностей тел качения и дорожек качения колец.

Смятие (пластическая деформация) поверхности тел качения и дорожек качения на кольцах возникает вследствие чрезмерных статических нагрузок или при действии однократных ударных нагрузок. Характерный признак: для тел качения – нарушение геометрической формы; для колец – наличие на дорожках местных углублений, по форме повторяющих поверхность тел качения (наиболее характерно для внутреннего кольца).

Разрушение тел качения или колец под воздействием чрезмерных ударных нагрузок, возникающих вследствие неправильного монтажа или нару-

шения правил эксплуатации (раскалывание тел качения или колец, скалывание бортов колец и т.п.).

Абразивное изнашивание происходит при попадании в подшипник частиц высокой твёрдости через нарушенные уплотнительные элементы.

Разрушение сепараторов происходит, как правило, из-за изнашивания их за счёт трения тел качения при недостаточной смазке, от воздействия тел качения на них при наличии центробежных сил большой величины (при больших скоростях вращения) и некоторых других причин.

Внешними признаками потери работоспособности подшипниками качения являются повышенный шум при работе механизма, перегрев подшипникового узла (увеличение потерь мощности в подшипниковом узле), излишние люфты, то есть потеря точности вращения валов. Внешними признаками усталостного выкрашивания являются появление зеркальных частичек в смазочной жидкости, повышенная шумность в процессе работы механизма, чрезмерная вибрация валов при вращении.

Таким образом, в качестве основных критериев работоспособности подшипника качения следует считать износостойкость поверхностей качения, сопротивляемость пластическим деформациям и, в конечном итоге, долговечность подшипника.

Так как подшипники качения в подавляющем большинстве являются стандартизованными изделиями, при разработке подшипникового узла их проектный расчёт заменяется процедурой подбора подшипника.

Выбор подшипника качения (и установление необходимого паспорта подшипника) определяются следующими основными показателями:

- 1) характером нагрузки (постоянная, переменная, ударная), её величиной и направлением действия;
- 2) диаметром цапф вала и частотой его вращения;
- 3) необходимой долговечностью подшипникового узла;
- 4) нагрузочной способностью подшипника (статическая и динамическая грузоподъёмность).

Долговечность – количество миллионов оборотов ( $L$ ) одного кольца подшипника относительно другого либо число моточасов работы ( $L_h$ ) до появления усталостного разрушения.

Поскольку в силу разных причин (различия в прочности исходных материалов, колебания технологических режимов обработки и т.п.) однотипные подшипники качения могут несколько отличаться по долговечности, то в расчётах широко используется понятие базовой долговечности, под которой понимают долговечность большинства из одновременно испытанных подшипников. В общем машиностроении и при стандартных испытаниях подшипников обычно используется 90% базовая долговечность  $L_{10}$ , то есть долговечность, которую имеют не менее 90 % участвующих в испытаниях подшипников (90 %-ная надёжность подшипников). При более жёстких требованиях к надёжности подшипникового узла в расчётах используется 95 %-ная базовая долговечность  $L_5$ , а иногда и 97 %-ная –  $L_3$ .

Базовая долговечность обеспечивается при базовой динамической грузоподъемности. Динамическая грузоподъемность  $C$  – радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников или осевая для упорных и упорно-радиальных нагрузка, которую выдерживает подшипник в течении расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов. В стандартах для каждого конкретного подшипника указывается динамическая грузоподъемность  $C$  и статическая грузоподъемность  $C_0$ . Под статической грузоподъемностью понимают такую статическую силу, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

В реальных механизмах действующие в подшипнике нагрузки часто одновременно имеют как радиальную, так и осевую составляющие, а испытания подшипников производятся, как правило, под действием однонаправленной нагрузки. Поэтому для возможности сравнения долговечности подшипника под действием реальной и испытательной нагрузок введено понятие эквивалентной нагрузки. Эквивалентная динамическая нагрузка – постоянная однонаправленная нагрузка, при которой подшипник имеет такую же долговечность, как и в реальных условиях работы. Использование в расчётах эквивалентной нагрузки позволяет учесть не только характер и направление действующих сил, но и некоторые другие факторы, действующие на подшипниковый узел в реальных условиях его работы. Эквивалентная нагрузка  $P_{\Sigma}$  подшипника качения может быть вычислена по выражению

$$P_{\Sigma} = (X \cdot V \cdot P_r + Y \cdot P_a) \cdot K_B \cdot K_T; \quad (2.14)$$

где  $P_r$  и  $P_a$  – радиальная и осевая составляющие нагрузки, действующей на вращающееся кольцо подшипника,  $X$  и  $Y$  – коэффициенты влияния радиальной и осевой нагрузок, соответственно;  $V$  – коэффициент вращающегося кольца (если относительно действующей нагрузки вращается внутреннее кольцо, то  $V = 1$ , если наружное –  $V = 1,2$ );  $K_B$  – динамический коэффициент безопасности, учитывающий действие динамических перегрузок на долговечность подшипника (для редукторов общего применения  $K_B = 1,3 \dots 1,5$ );  $K_T$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры подшипникового узла на долговечность подшипника. При рабочей температуре подшипникового узла  $t^{\circ} \leq 100^{\circ} \text{C}$ , принимают  $K_T = 1$ , а для температур  $100 < t^{\circ} \leq 250^{\circ} \text{C}$  температурный коэффициент можно определить по эмпирической зависимости

$$K_T = 0,7891 \cdot \exp(t^{\circ} / 435). \quad (2.15)$$

Для радиальных подшипников, неспособных воспринимать осевую нагрузку (например, для роликовых цилиндрических),  $P_a = 0$  и  $X = 1$ ; для упорных –  $P_r = 0$  и  $Y = 1$ . Для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных (конических) подшипников в стандарте указывается величина « $e$ », зависящая в основном от угла наклона беговой дорожки к оси вращения. Если для внешних сил, действующих на подшипник,  $P_a / V P_r \leq e$ , то  $X = 1$ , а  $Y = 0$ . В противном случае, когда  $P_a / V P_r > e$ ,  $X$  и  $Y$  определяются по каталогу для данного типа подшипников (табл. 2.2).

Таблица 2.2. Значение коэффициентов радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузок для однорядных подшипников

| Тип подшипника              | Угол контакта, $\alpha^\circ$ | $\frac{P_a}{C_o}$ | $\frac{P_a}{VP_r} \leq e$ |     | $\frac{P_a}{VP_r} > e$ |                      | $e$                  |
|-----------------------------|-------------------------------|-------------------|---------------------------|-----|------------------------|----------------------|----------------------|
|                             |                               |                   | $X$                       | $Y$ | $X$                    | $Y$                  |                      |
| Шариковые радиальные        | 0                             | 0,014             | 1                         | 0   | 0,56                   | 2,30                 | 0,19                 |
|                             |                               | 0,028             |                           |     |                        | 1,99                 | 0,22                 |
|                             |                               | 0,056             |                           |     |                        | 1,71                 | 0,26                 |
|                             |                               | 0,084             |                           |     |                        | 1,55                 | 0,28                 |
|                             |                               | 0,11              |                           |     |                        | 1,45                 |                      |
|                             |                               | 0,17              |                           |     |                        | 1,31                 | 0,34                 |
|                             |                               | 0,28              |                           |     |                        | 1,15                 | 0,38                 |
|                             |                               | 0,42              |                           |     |                        | 1,04                 | 0,42                 |
|                             |                               | 0,56              |                           |     |                        | 1,00                 | 0,44                 |
| Роликовые конические        | —                             | —                 | 1                         | 0   | 0,4                    | $0,4\text{tg}\alpha$ | $1,5\text{tg}\alpha$ |
| Шариковые упорно-радиальные | 45                            | —                 | —                         | —   | 0,66                   | 1,00                 | 1,25                 |
|                             | 60                            |                   |                           |     | 0,92                   | 1,00                 | 2,17                 |
|                             | 75                            |                   |                           |     | 1,66                   | 1,00                 | 4,67                 |
| Роликовые упорно-радиальные | —                             | —                 | —                         | —   | —                      | 1,00                 | $1,5\text{tg}\alpha$ |
| Шариковые радиально-упорные | 12                            | 0,014             | 1                         | 0   | 0,45                   | 1,81                 | 0,30                 |
|                             |                               | 0,029             |                           |     |                        | 1,63                 | 0,34                 |
|                             |                               | 0,057             |                           |     |                        | 1,46                 | 0,37                 |
|                             |                               | 0,086             |                           |     |                        | 1,34                 | 0,41                 |
|                             |                               | 0,11              |                           |     |                        | 1,22                 | 0,45                 |
|                             |                               | 0,17              |                           |     |                        | 1,13                 | 0,48                 |
|                             |                               | 0,29              |                           |     |                        | 1,04                 | 0,52                 |
|                             |                               | 0,43              |                           |     |                        | 1,01                 | 0,54                 |
|                             |                               | 0,57              |                           |     |                        | 1,00                 | 0,54                 |
| Шариковые радиально-упорные | 18-20                         | —                 | 1                         | 0   | 0,43                   | 1,00                 | 0,57                 |
|                             | 24-26                         |                   |                           |     | 0,41                   | 0,87                 | 0,68                 |
|                             | 30                            |                   |                           |     | 0,39                   | 0,76                 | 0,80                 |
|                             | 35-36                         |                   |                           |     | 0,37                   | 0,66                 | 0,95                 |
|                             | 40                            |                   |                           |     | 0,35                   | 0,57                 | 1,14                 |

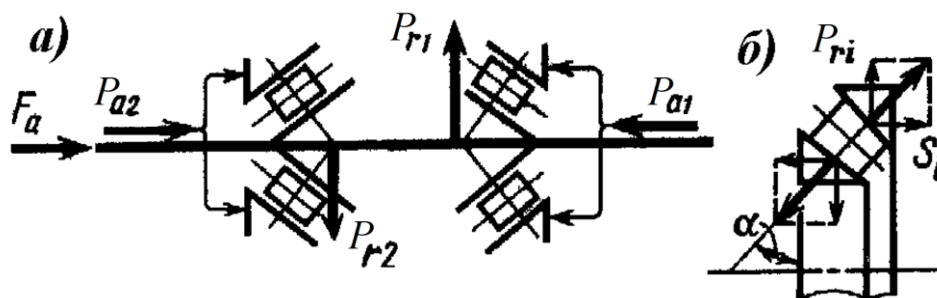


Рисунок 2.11 - Схема к определению сил, действующих на радиально-упорные подшипники

При нагружении радиально-упорных подшипников радиальной нагрузкой наклон контактной линии между внешним кольцом и телом качения на угол  $\alpha$  к торцовой плоскости подшипника вызывает появление горизонтальной составляющей  $S_i$  (рис. 2.11, б). Для шариковых радиально-упорных подшипников эта сила  $S_i = e \cdot P_{ri}$ , для роликовых конических –  $S_i = 0,83 \cdot e \cdot P_{ri}$ . Осевые силы  $P_{ai}$ , действующие на каждый из подшипников вала, в существенной степени зависят от  $S_i$ . Так на расчётной схеме, представленной на рис. 2.11,  $S_2$  совпадает по направлению с внешней осевой нагрузкой  $F_a$ , действующей на вал, а  $S_1$  направлена ей навстречу. Если при этом суммарная нагрузка  $F_a + S_2 > S_1$ , то  $P_{a1} = F_a + S_2$ , а  $P_{a2} = S_2$ ; если же  $F_a + S_2 < S_1$ , то  $P_{a1} = S_1$ , а  $P_{a2} = S_2 - F_a$  (табл. 2.3).

Таблица 2.3. Формулы для расчета осевых нагрузок

| Условия нагружения              | Осевые нагрузки                    |
|---------------------------------|------------------------------------|
| $S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$      | $P_{a1} = S_1; P_{a2} = S_1 + F_a$ |
| $S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$ | $P_{a1} = S_1; P_{a2} = S_1 + F_a$ |
| $S_1 < S_2; F_a \leq S_2 - S_1$ | $P_{a1} = S_2 - F_a; P_{a2} = S_2$ |

Долговечность подшипника, его базовая динамическая грузоподъёмность и эквивалентная динамическая нагрузка связаны соотношением

$$L = \left( \frac{C}{P_g} \right)^p; \quad L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P_g} \right)^p; \quad (2.16)$$

где  $L$  – долговечность в миллионах оборотов вращающегося кольца;

$L_h$  – долговечность в моточасах работы подшипника;

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

$p$  – показатель степени кривой усталости (для шариковых подшипников  $p=3$ , для роликовых –  $p=10/3$ ).

Обычно в техническом задании на разработку механизма указывается и срок его службы. Принимая долговечность подшипника равной этому сроку (предпочтительный вариант) или при назначении замен подшипников в процессе эксплуатации (вариант с текущим ремонтом) некоторой части этого срока и используя зависимость (2.16), нетрудно установить необходимую динамическую грузоподъёмность подшипника

$$C_{mp} = P_{\Sigma} \cdot (60 \cdot n \cdot L_h \cdot 10^{-6})^{1/p}; \quad (2.17)$$

где величина  $p$  в показателе степени у скобок зависит от типа подшипника (см. выше). По известной требуемой величине грузоподъемности подшипник может быть выбран из соответствующего каталога, при этом грузоподъемность выбранного подшипника должна быть не меньше требуемой.

Подшипники качения обладают полной взаимозаменяемостью. Присоединительными размерами этих подшипников являются наружный диаметр  $D$ , внутренний диаметр  $d$  и ширина кольца  $B$ . Допуски на изготовление посадочных поверхностей подшипника не совпадают с допусками по квалитетам, установленными для гладких поверхностей.

На рис. 2.12 представлены схемы расположения полей допусков для посадочных диаметров колец подшипника и поля допусков сопрягаемых с ними поверхностей для подшипника класса точности  $P0$  в соответствии с данными табл. 2.4.

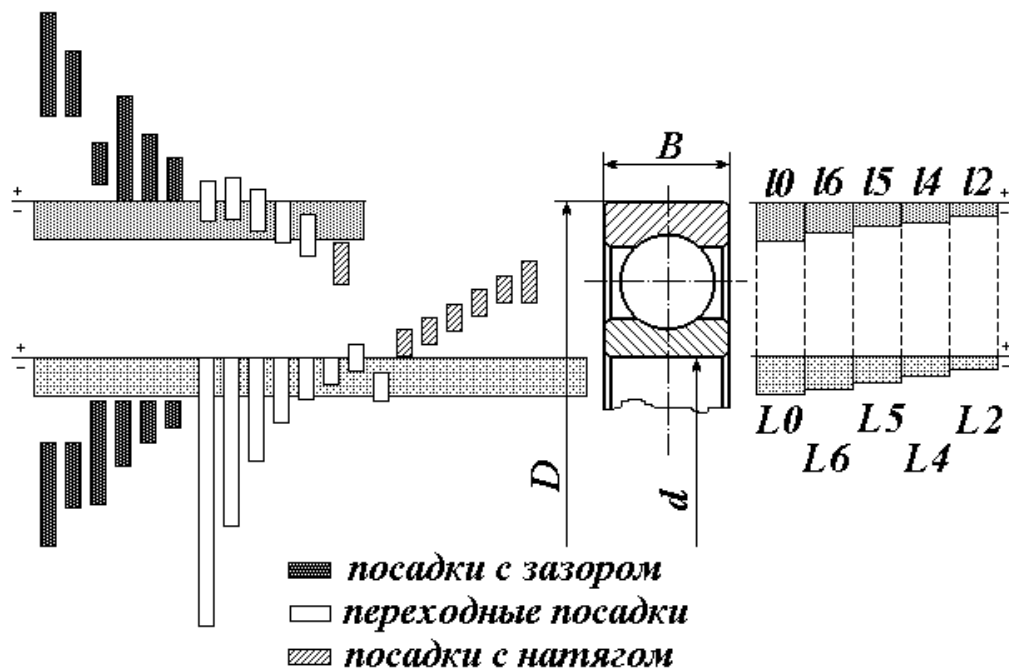


Рисунок 2.12 - Схема расположения полей допусков для посадочных диаметров подшипника и сопрягаемых с ними поверхностей (вал и корпус)

Стандартом установлены следующие обозначения полей допусков по классам точности подшипников: для внутренних колец (отверстия)  $L0$ ,  $L6$ ,  $L5$ ,  $L4$ ,  $L2$ ; для наружных колец (валы)  $l0$ ,  $l6$ ,  $l5$ ,  $l4$ ,  $l2$  (рис. 2.12). При этом допуски на отверстия внутренних колец перевернуты относительно нулевой линии, то есть поле допуска расположено не в тело кольца, как это принято для рядовых деталей, а из тела. Вследствие перевернутости поля допуска  $L$  все посадки внутреннего кольца сдвигаются в сторону больших натягов - переходные посадки  $n$ ,  $t$  и  $k$  становятся посадками с натягом, причем величина натяга в таких посадках несколько меньше по сравнению с нормальными по-

садками с натягом (от  $p$  до  $zc$ ), а посадки с зазором  $h$  переходят в группу переходных посадок (рис. 2.12).

Таблица 2.4 Поля допусков посадочных поверхностей, сопрягаемых с подшипниками качения по ГОСТ 3325-85

| Класс<br>точно-<br>сти<br>под-<br>шипни-<br>ка | Поля допусков посадочных поверхностей |                                                          |              |                                |                                                                 |                           |
|------------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------------------|--------------|--------------------------------|-----------------------------------------------------------------|---------------------------|
|                                                | отверстий корпусов<br>для посадок     |                                                          |              | валов для посадок              |                                                                 |                           |
|                                                | с зазором                             | переход-<br>ных                                          | с<br>натягом | с<br>зазором                   | переходных                                                      | с натягом                 |
| 0 и 6                                          | (E9), E8,<br>G7, (H9),<br>H8, H7      | J <sub>s</sub> 7, (J7),<br>K7, M7,<br>N7                 | P7           | (e9), e8,<br>f8, f9,<br>f7, f6 | h11, (h10),<br>h9, h8, h7,<br>h6, j <sub>s</sub> 6, (j6),<br>g6 | r7, r6, p6,<br>n6, m6, k6 |
| 5 и 4                                          | G6, H6                                | J <sub>s</sub> 6, (J6),<br>K6, M6                        | P6, N6       | g5                             | j <sub>s</sub> 5, (j5), h5                                      | p5, n5,<br>m5, k5         |
| 2                                              | G4, H4,<br>G5, H5                     | J <sub>s</sub> 4, J <sub>s</sub> 5,<br>K4, M4,<br>K5, M5 | N5           | g4                             | j <sub>s</sub> 3, j <sub>s</sub> 4, h3,<br>h4                   | n4, m4, k4                |

Режим работы подшипника определяется по отношению динамической эквивалентной нагрузки  $P_{\Sigma}$  к динамической грузоподъемности  $C$ : легкий режим –  $P_{\Sigma}/C \leq 0,07$ ; нормальный режим –  $0,07 < P_{\Sigma}/C \leq 0,15$ ; тяжелый режим –  $P_{\Sigma}/C > 0,15$ .

При назначении посадок следует учитывать:

- 1) тип подшипника;
- 2) частоту вращения;
- 3) характер (постоянная или переменная по величине и направлению, спокойная или ударная) и величину нагрузки на подшипник;
- 4) жёсткость вала и корпуса;
- 5) характер температурных деформаций подшипникового узла (изменение плотности посадки при достижении рабочей температуры);
- 6) способ крепления подшипника (с затяжкой или без неё);
- 7) удобство монтажа и разборки подшипникового узла.

Посадки вращающихся колец с натягом предотвращают проворачивание колец на посадочных поверхностях, смятие и фрикционную коррозию этих поверхностей.

Посадки невращающихся колец подшипников с минимальным зазором обеспечивают равномерность износа дорожек качения на этих кольцах за счёт их чрезвычайно медленного проворачивания в сторону вращения подвижного кольца.

Цапфы валов должны иметь качественную обработку поверхности во избежание смятия и среза местных выступов (шероховатостей) при запрес-

совке и эксплуатации подшипников. При установке подшипников весьма желательно применение тепловой сборки (нагрев подшипника в масляной ванне с одновременным охлаждением вала твердой углекислотой или жидким азотом), а демонтаж подшипников необходимо выполнять с применением специализированного инструмента (съемников). Применяемая обычно в ремонтном производстве силовая сборка резко снижает срок жизни подшипника из-за взаимного перекоса колец после сборки. Обычно для тяжёлых условий работы назначаются более плотные посадки.

Перед установкой подшипников посадочные поверхности необходимо смазать жидкой или консистентной смазкой.

Вид смазывающего материала и способ его подачи к поверхностям трения зависит от условий работы подшипника (нагрузка, защищённость от действия неблагоприятных факторов внешней среды, возможность и периодичность обслуживания и т.п.) и скорости относительного движения подвижного и неподвижного колец подшипника, которую однозначно характеризует произведение внутреннего диаметра подшипника  $d_n$  на частоту вращения подвижного кольца  $n$ . В первом приближении характер смазки можно выбрать в соответствии с табл. 2.5.

Таблица 2.5. Назначение смазки и, выбор уплотнительных элементов для разных условий работы подшипников

| $d_n \times n$ ,<br>$10^6$<br>мм×об/мин | Смазка                                                                      | Уплотнение                                                         |
|-----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| $\leq 0,55$                             | Консистентная                                                               | Сальник, лабиринт                                                  |
| $\leq 0,60$                             | Жидкая погружением                                                          | Резиновая манжета, маслосгонная канавка                            |
| $\leq 0,75$                             | Жидкая фитильная и капельная – 5...10 капель в час.                         |                                                                    |
| $\leq 1,70$                             | Жидкая масляным туманом                                                     | Металлические кольца, полиамидная манжета, центробежное уплотнение |
| $> 2,0$                                 | Жидкая струйная под углом 15-20° к оси подшипника, охлаждение потоком масла |                                                                    |

В дальнейшем условия смазки подшипников согласуются с выбранной схемой смазывания агрегата, в котором эти подшипники установлены.

### 3. Пример расчета вала и подшипников качения

#### Задание

Выполнить расчет ведомого вала конического редуктора III, входящего в состав привода, схема которого представлена на рис. 3.1. Схема вала изображена рис. 3.2. Направление сил, действующих на зубчатое колесо, определяется расположением сопряженной шестерни, показанной на рисунке тонкими линиями. Линия центров звездочек цепной передачи расположена горизонтально.

Подобрать подшипники 3 и 4 и проверить их на долговечность.

Исходные данные для расчета:

- вращающий момент на валу  $T_2=407,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- средний делительный диаметр колеса  $d_2=305,2 \text{ мм}$ ;
- размеры вала  $c=64\text{мм}$ ,  $f=140 \text{ мм}$ ,  $l=81\text{мм}$ ;
- консольная нагрузка на вал со стороны цепной передачи  $F_B=4705\text{Н}$ .
- частота вращения вала  $n_2=243 \text{ об/мин}$ ;
- передаточное число конической прямозубой передачи  $u=4$ .

Материал вала – сталь 45.

Допускаемый коэффициент запаса выносливости  $[s]=2,5$ .

Требуемый рабочий ресурс подшипников  $[L_h]=10000 \text{ ч}$ .

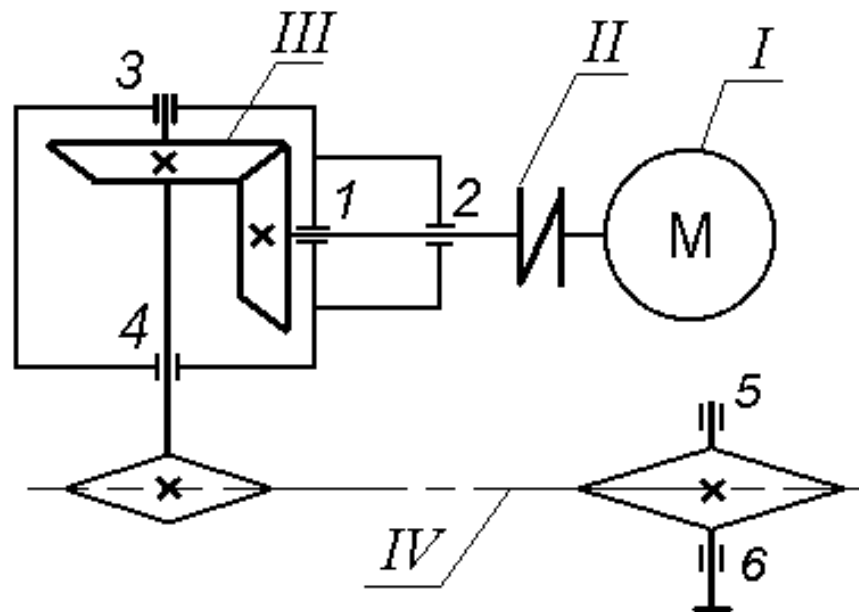


Рисунок 3.1 - Схема привода:

I – электродвигатель, II – упругая муфта, III – конический редуктор, IV – цепная передача;  
1,2,3,4,5,6 – подшипниковые опоры

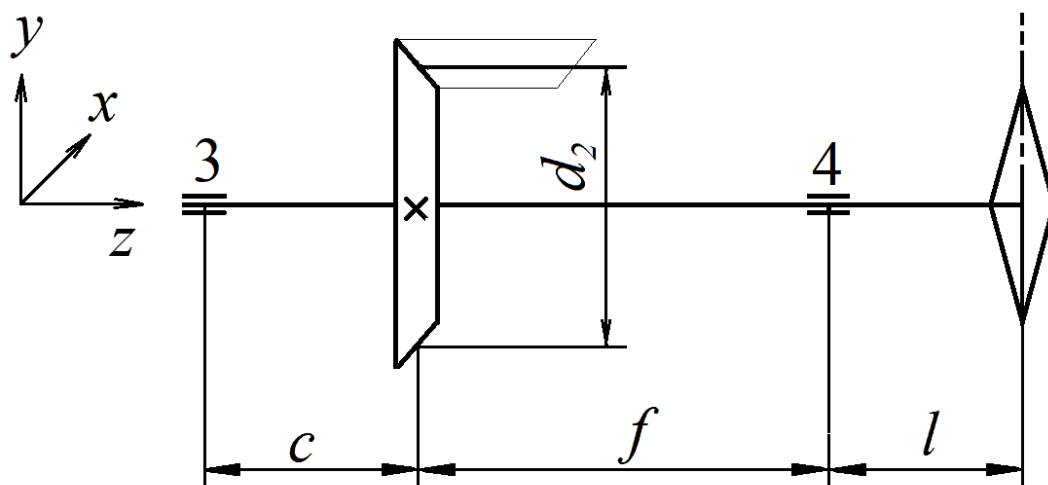


Рисунок 3.2 - Схема ведомого вала конического редуктора

## Решение

Угол делительного конуса колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4 = 75^\circ 58'.$$

Окружная сила в зацеплении конической прямозубой передачи

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 407,75 \cdot 10^3}{305,2} = 2672 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 2672 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 75^\circ 58' = 943,5 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2672 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 75^\circ 58' = 235,6 \text{ Н.}$$

Определяем реакции опор в плоскости YZ.

Для определения реакции  $R_{y3}$  составим уравнение моментов сил, действующих относительно опоры 4 в плоскости YZ:

$$M_4^{YZ} = 0.$$

$$F_B \cdot l + F_{r2} \cdot f - R_{y3} \cdot (c + f) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0.$$

Откуда

$$\begin{aligned} R_{y3} &= \frac{F_B \cdot l + F_{r2} \cdot f + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{(f + c)} = \\ &= \frac{4705 \cdot 0,081 + 235,6 \cdot 0,14 + 943,5 \cdot \frac{0,3052}{2}}{0,14 + 0,064} = 2735,6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Для определения реакции  $R_{y4}$  составим уравнение моментов сил, действующих относительно опоры 3 в плоскости YZ:

$$M_3^{YZ} = 0.$$

$$F_B \cdot (l + c + f) - F_{r2} \cdot c + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - R_{y4} \cdot (c + f) = 0.$$

Откуда

$$\begin{aligned} R_{y4} &= \frac{-F_{r2} \cdot c + F_B \cdot (c + f + l) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{(f + c)} = \\ &= \frac{-235,6 \cdot 0,064 + 4705 \cdot (0,14 + 0,081 + 0,064) + 943,5 \cdot \frac{0,3052}{2}}{0,14 + 0,064} = 7205 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Проверка:

$$\sum F_y = -R_{y4} - F_{r2} + R_{y3} + F_B = -7205 - 235,6 + 2735,6 + 4705 = 0.$$

Реакции определены верно.

Определяем реакции опор в плоскости XZ.

Для определения реакции  $R_{x3}$  составим уравнение моментов сил, действующих относительно опоры 4 в плоскости XZ:

$$\begin{aligned} M_4^{XZ} &= 0. \\ -R_{x3} \cdot (f + c) + F_t \cdot f &= 0. \end{aligned}$$

Откуда

$$R_{x3} = \frac{F_t \cdot f}{f + c} = \frac{2672 \cdot 0,14}{0,14 + 0,064} = 1833,7 \text{ Н.}$$

Для определения реакции  $R_{x4}$  составим уравнение моментов сил, действующих относительно опоры 3 в плоскости XZ:

$$\begin{aligned} M_3^{XZ} &= 0. \\ -R_{x4} \cdot (f + c) + F_t \cdot c &= 0. \end{aligned}$$

Откуда

$$R_{x4} = \frac{F_t \cdot c}{f + c} = \frac{2672 \cdot 0,064}{0,14 + 0,064} = 838,3 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_x = R_{x4} + R_{x3} - F_t = 1833,7 + 838,3 - 2672 = 0.$$

Реакции определены верно.

Изгибающие моменты в сечении А-А:

$$\begin{aligned} M_{x1}^{A-A} &= R_{y3} \cdot c = 2735,6 \cdot 0,064 = 175,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ M_{x2}^{A-A} &= R_{y3} \cdot c - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 2735,6 \cdot 0,064 - 943,5 \cdot \frac{0,3052}{2} = 31,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ M_y^{A-A} &= R_{x3} \cdot c = 1833,7 \cdot 0,064 = 117,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Изгибающие моменты в сечении Б-Б

$$\begin{aligned} M_x^{B-B} &= F_g \cdot l = 4705 \cdot 0,081 = 381,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ M_y^{B-B} &= 0. \end{aligned}$$

По найденным значениям строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (см. рис. 3.4 и рис. 3.5).

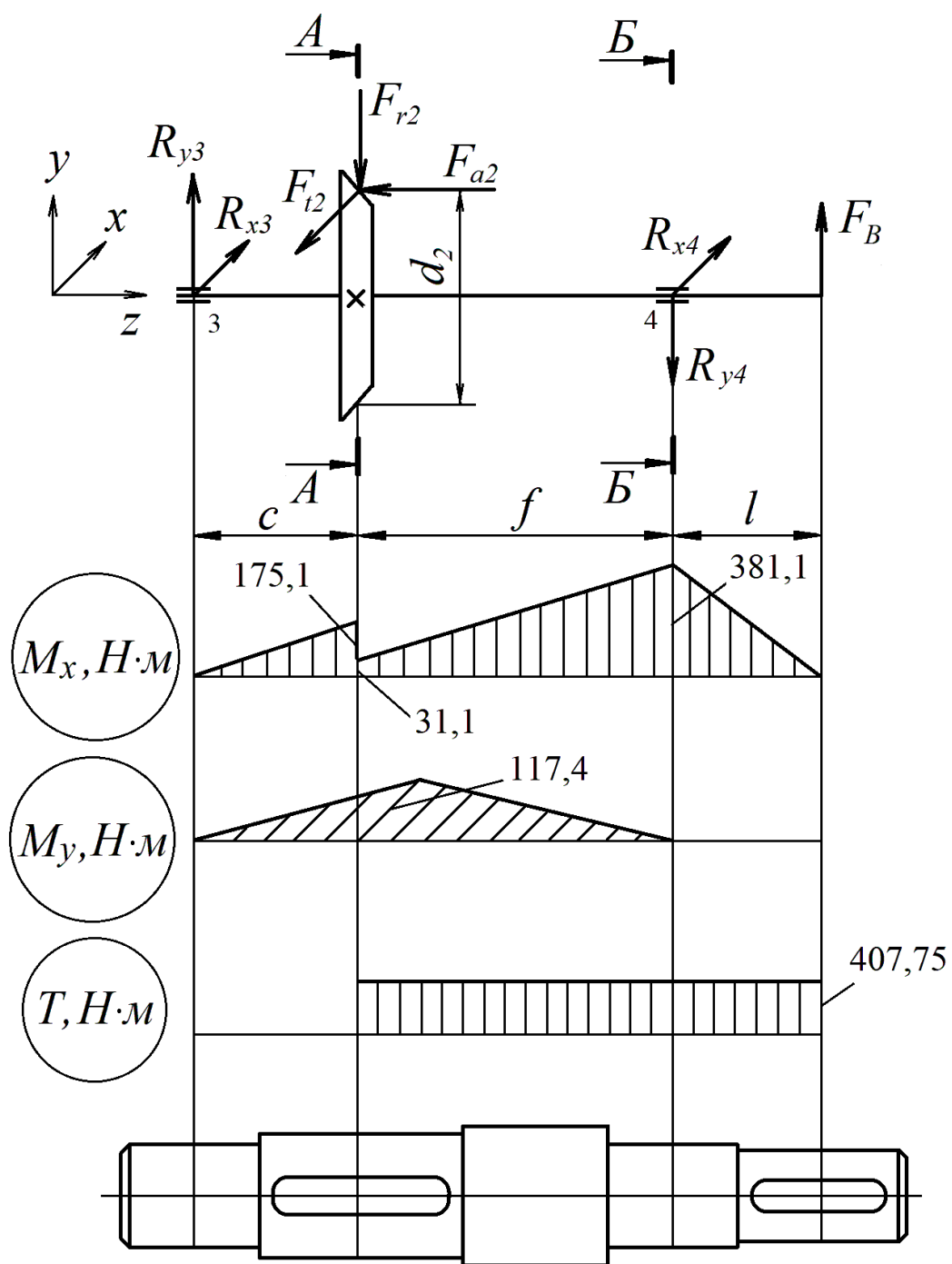


Рисунок 3.3 - Расчетная схема вала и эпюры изгибающих и крутящего моментов (горизонтальная проекция)

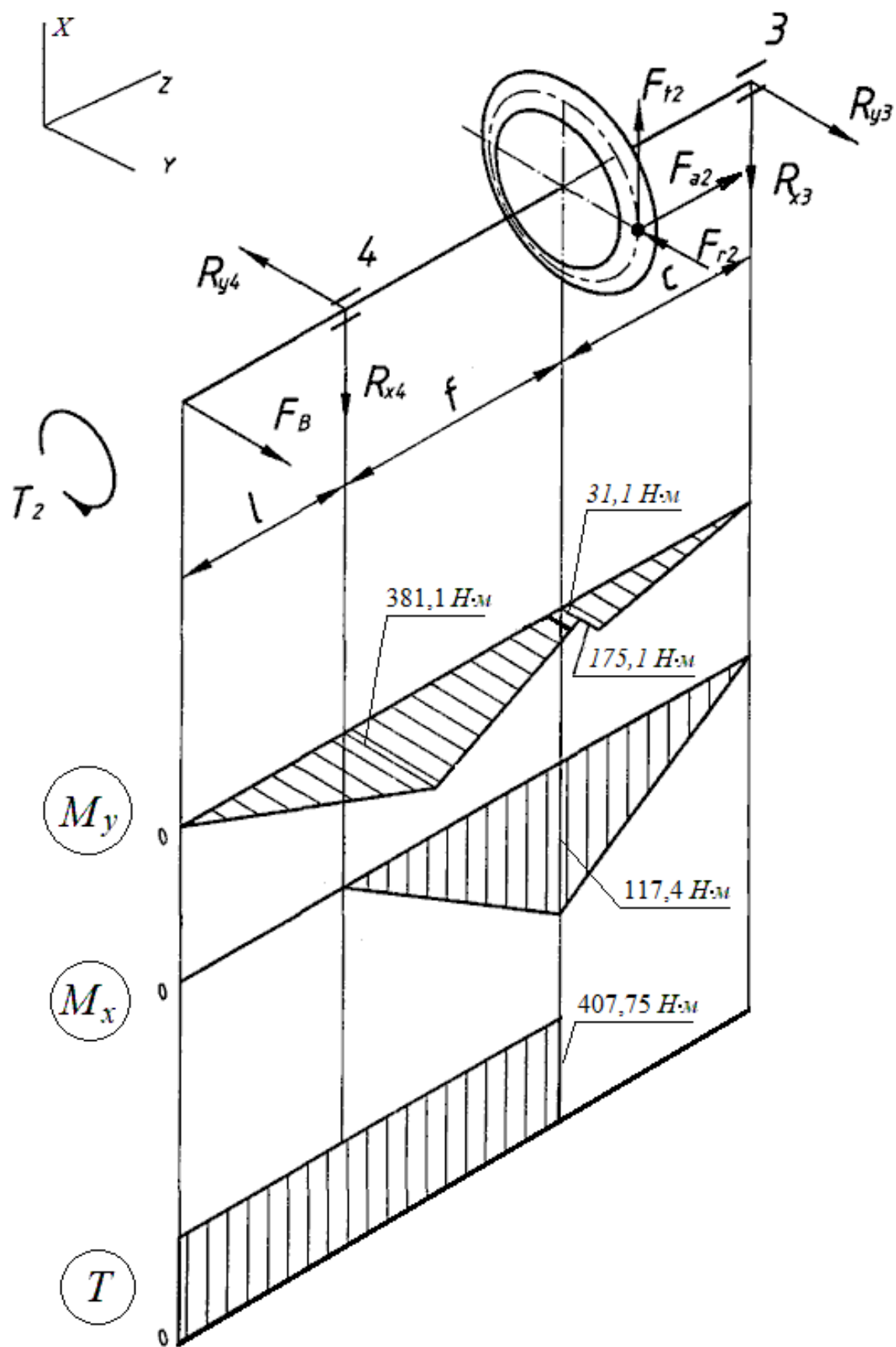


Рисунок 3.4 - Расчетная схема вала и эпюры изгибающих и крутящего моментов (изометрическая проекция)

Определяем эквивалентные моменты в предположительно опасных сечениях вала по третьей теории прочности

$$M_{\text{экв}}^{A-A} = \sqrt{(M_{x1}^{A-A})^2 + (M_y^{A-A})^2 + T_2^2} = \sqrt{175,1^2 + 117,4^2 + 407,75^2} = 459 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{экв}}^{B-B} = \sqrt{(M_x^{B-B})^2 + (M_y^{B-B})^2 + T_2^2} = \sqrt{381,1^2 + 0^2 + 407,75^2} = 558,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем допускаемое напряжение на изгиб для материала вала  $[\sigma_u] = 60 \text{ МПа}$  (табл. 1.2).

Диаметр вала под колесом из условия прочности при совместном действии изгиба и кручения

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}^{A-A}}{0,1[\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{459 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 42,5 \text{ мм}$$

Диаметр вала под подшипником из условия прочности при совместном действии изгиба и кручения

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}^{B-B}}{0,1[\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{558,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 45,3 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр цапфы вала  $d_n = 50 \text{ мм}$ , диаметр посадочной поверхности вала под колесом  $d_k = d_n + 5 = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$ , диаметр выходного конца  $d_g = 45 \text{ мм}$ , диаметр свободного участка  $d_c = 60 \text{ мм}$ .

Конструкция вала изображена на рис. 3.5.

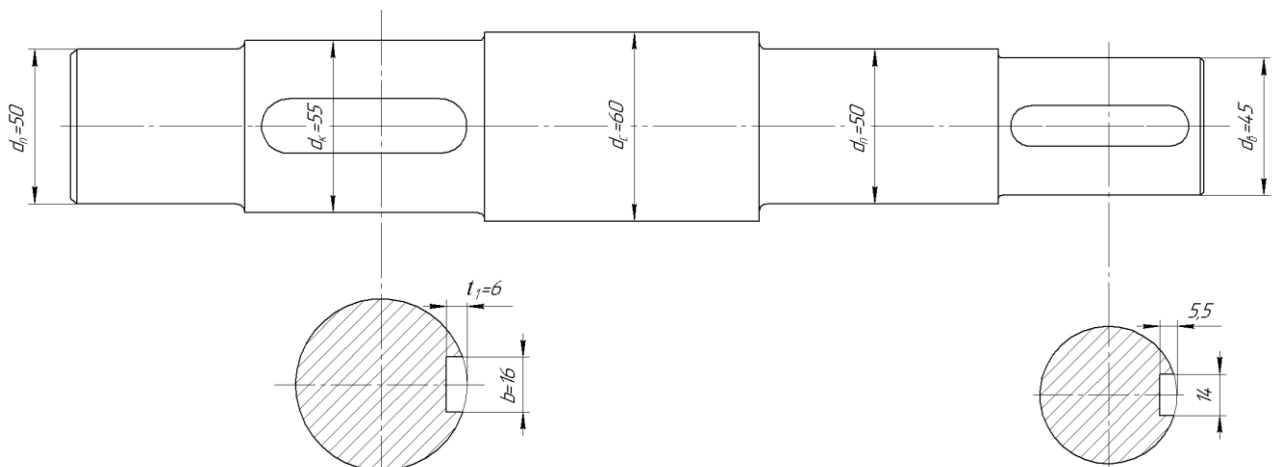


Рисунок 3.5 - Конструкция вала

Проверим вал на сопротивление усталости. Примем циклы напряжений симметричным для нормальных напряжений изгиба и пульсационным для касательных напряжений кручения.

Расчет на сопротивление усталости состоит в определении коэффициентов запаса выносливости  $s$  для опасных сечений и сравнении их с допускаемым значением  $[s] = 2,5$ . Выносливость обеспечена, если  $s \geq [s]$ .

Коэффициент запаса выносливости в опасном сечении определяем по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

В этой формуле коэффициент запаса выносливости по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m},$$

коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m},$$

где  $k_\sigma, k_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v, \tau_v$  – амплитуды цикла нормальных и касательных напряжений;

$\sigma_m, \tau_m$  – средние напряжения цикла нормальных и касательных напряжений.

Для материала вала предел прочности  $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$  (табл.1.1).

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа}.$$

Предел выносливости при отнулевом цикле касательных напряжений:

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

У данного вала проверим выносливость в сечениях под подшипником и под колесом. В обоих этих сечениях действует крутящий момент  $T_2 = 407,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Проверяем сечение под колесом (сечение  $A-A$ ). Диаметр вала в этом сечении  $d_k = 55 \text{ мм}$ .

Концентрация напряжений в сечении  $A-A$  обусловлена наличием шпоночной канавки с размерами  $b = 16 \text{ мм}$ ,  $t_1 = 6 \text{ мм}$  (см. рис.3.5).

Под колесом изгибающий момент равен

$$M_{\text{и}}^{A-A} = \sqrt{(M_{x1}^{A-A})^2 + (M_y^{A-A})^2} = \sqrt{175,1^2 + 117,4^2} = 211 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для рассматриваемого сечения вала принимаем:

$$k_\sigma = 1,87, k_\tau = 1,5 \text{ (табл. 1.6);}$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,8, \varepsilon_\tau = 0,69 \text{ (табл. 1.3);}$$

$$\beta = 0,95 \text{ (табл. 1.8), } \psi_\sigma = 0,15, \psi_\tau = 0,1.$$

Осовой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d_k^3}{32} - \frac{b t_1 (d_k - t_1)^2}{2 d_k} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 14238 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_u^{A-A}}{W} = \frac{211 \cdot 10^3}{14238} = 14,8 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$ .

Полярный момент сопротивления

$$W_\rho = \frac{\pi d_\kappa^3}{16} - \frac{b t_1 (d_\kappa - t_1)^2}{2 d_\kappa} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 30572 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2 W_\rho} = \frac{407,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 30572} = 6,67 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{245}{\frac{1,87}{0,8 \cdot 0,95} \cdot 14,8 + 0,15 \cdot 0} = 6,73.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,5}{0,69 \cdot 0,95} \cdot 6,67 + 0,1 \cdot 6,67} = 8,93.$$

Резльтирующий коэффициент запаса прочности сечения

$$s = \frac{6,73 \cdot 8,93}{\sqrt{6,73^2 + 8,93^2}} = 5,4,$$

что больше допускаемого значения  $[s]=2,5$ . Сопротивление усталости в сечении  $A-A$  обеспечено.

Проверяем сечение под подшипником (сечение  $B-B$ ). Диаметр вала в этом сечении  $d_n = 50 \text{ мм}$ .

Концентрация напряжений в сечении  $B-B$  вызвана напрессовкой внутреннего кольца подшипника на вал.

Под подшипником изгибающий момент равен

$$M_{\text{и}}^{B-B} = \sqrt{(M_x^{B-B})^2 + (M_y^{B-B})^2} = \sqrt{381,1^2 + 0^2} = 381,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для рассматриваемого сечения вала принимаем:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,18, \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1,91 \text{ (табл. 1.4);}$$

$$\beta = 1 \text{ (табл. 1.8), } \psi_\sigma = 0,15, \psi_\tau = 0,1.$$

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12266 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_u^{B-B}}{W} = \frac{381,1 \cdot 10^3}{12266} = 31,1 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$ .

Полярный момент сопротивления

$$W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24531 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2W_\rho} = \frac{407,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 24531} = 8,31 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{245}{\frac{3,18}{1} \cdot 31,1 + 0,15 \cdot 0} = 2,48.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,91}{1} \cdot 8,31 + 0,1 \cdot 8,31} = 8,51.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности сечения

$$s = \frac{2,48 \cdot 8,51}{\sqrt{2,48^2 + 8,51^2}} = 2,38,$$

что меньше допускаемого значения  $[s]=2,5$ . Сопротивление усталости в сечении *Б-Б* не обеспечено.

Увеличиваем диаметры посадочных поверхностей вала.

Принимаем диаметр цапфы вала  $d_n = 55$  мм, диаметр посадочной поверхности вала под колесом  $d_k = d_n + 5 = 55 + 5 = 60$  мм, диаметр выходного конца  $d_g = 50$  мм, диаметр свободного участка  $d_c = 65$  мм.

Конструкция вала с увеличенными диаметрами изображена на рис. 3.6.

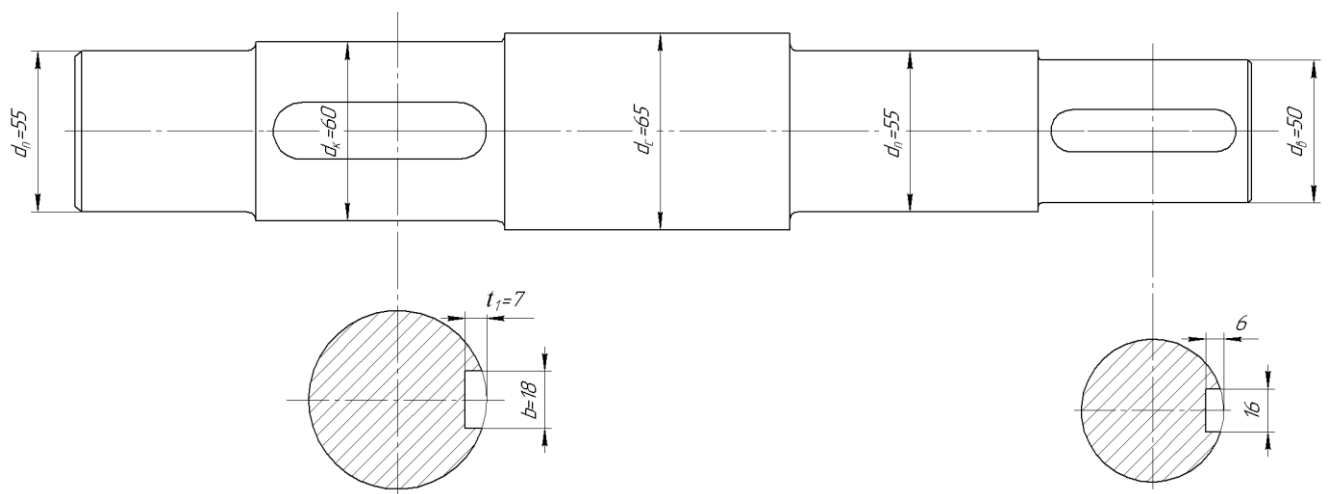


Рисунок 3.6 - Конструкция вала с увеличенными размерами сечений

Проверяем сечение под колесом (сечение *А-А*). Диаметр вала в этом сечении  $d_k = 60$  мм.

Концентрация напряжений в сечении  $A-A$  обусловлена наличием шпоночной канавки с размерами  $b = 18$  мм,  $t_1 = 7$  мм (см. рис.3.6).

Под колесом изгибающий момент равен  $M_{\text{и}}^{A-A} = 211 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Для рассматриваемого сечения вала принимаем:

$$k_{\sigma} = 1,87, \quad k_{\tau} = 1,5 \quad (\text{табл. 1.6});$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,785, \quad \varepsilon_{\tau} = 0,675 \quad (\text{табл. 1.3});$$

$$\beta = 0,95 \quad (\text{табл. 1.8}), \quad \psi_{\sigma} = 0,15, \quad \psi_{\tau} = 0,1.$$

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d_{\kappa}^3}{32} - \frac{b t_1 (d_{\kappa} - t_1)^2}{2 d_{\kappa}} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 18256 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_u^{A-A}}{W} = \frac{211 \cdot 10^3}{18256} = 11,5 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$ .

Полярный момент сопротивления

$$W_{\rho} = \frac{\pi d_{\kappa}^3}{16} - \frac{b t_1 (d_{\kappa} - t_1)^2}{2 d_{\kappa}} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 39462 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2 W_{\rho}} = \frac{407,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 39462} = 5,17 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{245}{\frac{1,87}{0,785 \cdot 0,95} \cdot 11,5 + 0,15 \cdot 0} = 8,46.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,5}{0,675 \cdot 0,95} \cdot 5,17 + 0,1 \cdot 5,17} = 11,28.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности сечения

$$s = \frac{8,46 \cdot 11,28}{\sqrt{8,46^2 + 11,28^2}} = 6,8,$$

что больше допускаемого значения  $[s] = 2,5$ . Сопротивление усталости в сечении  $A-A$  обеспечено.

Проверяем сечение под подшипником (сечение  $B-B$ ). Диаметр вала в этом сечении  $d_n = 55$  мм.

Концентрация напряжений в сечении  $B-B$  вызвана напрессовкой внутреннего кольца подшипника на вал.

Под подшипником изгибающий момент равен  $M_{\text{и}}^{B-B} = 381,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

$$\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 3,24, \quad \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1,95 \text{ (табл. 1.4).}$$

$$\beta = 1 \text{ (табл. 1.8), } \psi_{\sigma} = 0,15, \psi_{\tau} = 0,1$$

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16326 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_u^{B-B}}{W} = \frac{381,1 \cdot 10^3}{16326} = 23,3 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений  $\sigma_m = 0$ .

Полярный момент сопротивления

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 32651 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2W_{\rho}} = \frac{407,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 32651} = 6,24 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{245}{\frac{3,24}{1} \cdot 23,3 + 0,15 \cdot 0} = 3,24.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,95}{1} \cdot 6,24 + 0,1 \cdot 6,24} = 11,11.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности сечения

$$s = \frac{3,24 \cdot 11,11}{\sqrt{3,24^2 + 11,11^2}} = 3,11,$$

что больше допускаемого значения  $[s] = 2,5$ . Сопротивление усталости в сечении *В-В* обеспечено.

Окончательно принимаем диаметры вала, изображенные на рис. 3.6.

Определяем суммарные реакции:

$$R_{r3} = \sqrt{(R_{x3})^2 + (R_{y3})^2} = \sqrt{1833,7^2 + 2735,6^2} = 3293,3 \text{ Н}$$

$$R_{r4} = \sqrt{(R_{x4})^2 + (R_{y4})^2} = \sqrt{838,3^2 + 7205^2} = 7253,6 \text{ Н.}$$

Намечаем конические роликоподшипники особолегкой серии 2007111 с параметрами:  $d = 55 \text{ мм}$ ,  $D = 90 \text{ мм}$ ,  $T = 23 \text{ мм}$ ,  $C = 57 \text{ кН}$ ,  $C_0 = 45,2 \text{ кН}$ ,  $\alpha = 12,3^\circ$ .

Осевые составляющие радиальных реакций конических роликоподшипников:

$$S_3 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r3} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 3293,3 = 902 \text{ Н,}$$

$$S_4 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r4} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 7253,6 = 1986,8 \text{ Н.}$$

Здесь для подшипников 2007111 параметр осевого нагружения  $e=0,33$ .  
Осевые нагрузки подшипников при  $S_3 < S_4$  и  $F_a < S_4 - S_3 = 1986,8 - 902 = 1084,8 \text{ Н}$ :

$$P_{a3} = S_4 - F_a = 1986,8 - 943,5 = 1043,3 \text{ Н};$$

$$P_{a4} = S_4 = 1986,8 \text{ Н}.$$

Рассмотрим подшипник 3.

Отношение

$$\frac{P_{a3}}{P_{r3}} = \frac{1043,3}{3293,3} = 0,32 < e = 0,33$$

Принимаем  $X=1$ ,  $Y=0$ ,  $V = 1$ ,  $K_B=1,2$ ,  $K_T = 1$ .

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\Sigma 3} = (X \cdot V \cdot P_{r3} + Y \cdot P_{a3}) \cdot K_T \cdot K_B = (1 \cdot 1 \cdot 3293,3 + 0 \cdot 1043,3) \cdot 1 \cdot 1,2 = 3952 \text{ Н}.$$

Рассмотрим подшипник 4.

Отношение

$$\frac{P_{a4}}{P_{r4}} = \frac{1986,8}{7253,6} = 0,27 < e = 0,33$$

Принимаем  $X=1$ ,  $Y=0$ ,  $V = 1$ ,  $K_B=1,2$ ,  $K_T = 1$ .

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\Sigma 4} = (X \cdot V \cdot P_{r4} + Y \cdot P_{a4}) \cdot K_T \cdot K_B = (1 \cdot 1 \cdot 7253,6 + 0 \cdot 1986,8) \cdot 1 \cdot 1,2 = 8704,3 \text{ Н}.$$

Определяем долговечность наиболее нагруженной опоры 4.

Расчётная долговечность в млн.об.:

$$L = \left( \frac{C}{P_{\Sigma 2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left( \frac{57000}{8704,3} \right)^{\frac{10}{3}} = 525,4 \text{ млн. об.}$$

Расчётная долговечность в часах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{525,4 \cdot 10^6}{60 \cdot 243} = 36034 \text{ ч},$$

что больше требуемого срока службы  $[L_h]=10000 \text{ ч}$ .

#### 4. Контрольные задания

По заданным геометрическим параметрам вала (рис. 4), крутящему моменту, размеру зубчатых колес требуется выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость, а также подобрать подшипники качения. Направление сил, действующих на вал, определяется расположением сопряженных зубчатых колес, показанных на рисунках тонкими линиями.

Решение задачи следует начинать с проектировочного расчета вала на статическую прочность при совместном действии изгиба и кручения. По результатам расчета принять диаметры посадочных поверхностей вала и разработать конструкцию вала. Произвести проверочный расчет вала выбранной конструкции на выносливость по одному-двум сечениям, приняв допускаемый коэффициент запаса выносливости  $[s]=2,5$ .

При расчете на выносливость циклы напряжений принять симметричным для напряжения изгиба и пульсационным для напряжений кручения. По диаметру вала в месте установки подшипников по каталогу (см. Приложение 2) подобрать подшипники качения и проверить их на долговечность, приняв частоту вращения вала  $n=300$  об/мин, а требуемый рабочий ресурс подшипников 10000 ч. Материал вала – сталь 45.

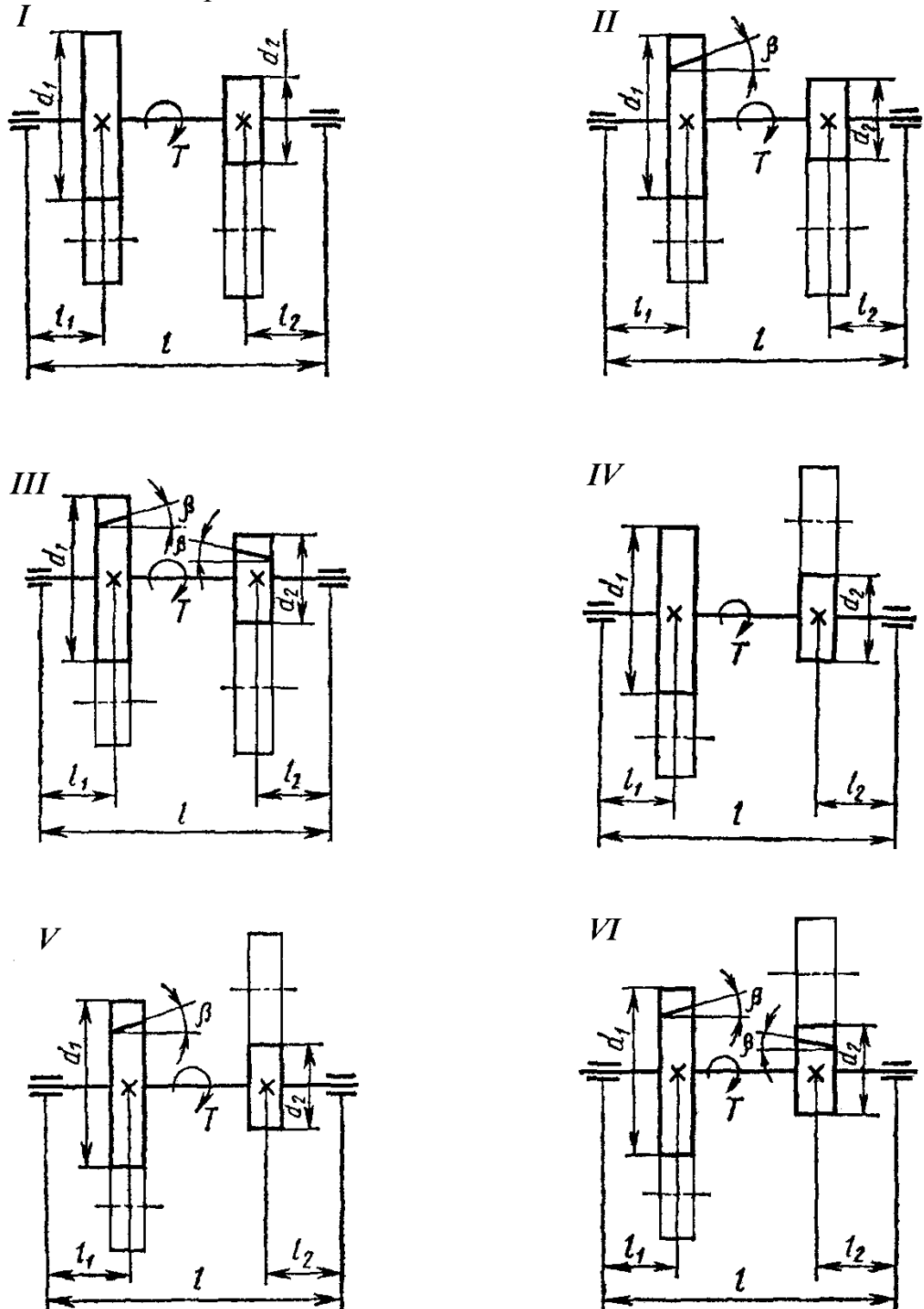


Рисунок 4. Схемы валов

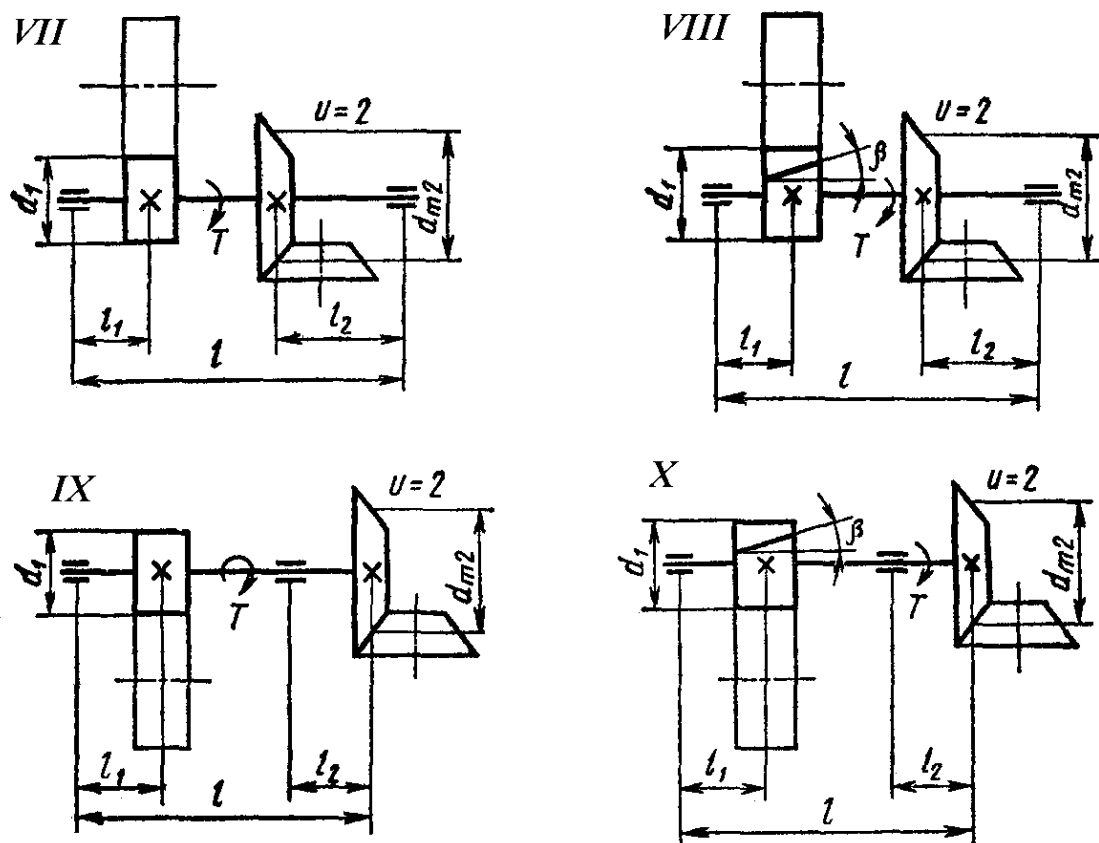


Рисунок 4. Схемы валов (продолжение)

Таблица 4.I

| Величина   | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|            | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| $T$ , Н·м  | 240      | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 | 310 | 320 | 330 |
| $d_1$ , мм | 100      | 100 | 110 | 110 | 120 | 120 | 130 | 130 | 140 | 140 |
| $d_2$ , мм | 50       | 50  | 55  | 55  | 60  | 60  | 65  | 65  | 70  | 70  |
| $l_1$ , мм | 40       | 40  | 40  | 45  | 45  | 45  | 50  | 50  | 50  | 50  |
| $l_2$ , мм | 50       | 50  | 50  | 55  | 55  | 50  | 60  | 60  | 60  | 60  |
| $l$ , мм   | 180      | 180 | 180 | 190 | 190 | 190 | 200 | 200 | 200 | 200 |

Таблица 4.II

| Величина      | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|---------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|               | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T$ , Н·м     | 250      | 255      | 260      | 265      | 270      | 275      | 280      | 285      | 290      | 295      |
| $d_1$ , мм    | 90       | 95       | 100      | 105      | 110      | 115      | 120      | 125      | 130      | 135      |
| $d_2$ , мм    | 50       | 50       | 55       | 55       | 60       | 60       | 65       | 65       | 70       | 70       |
| $l_1$ , мм    | 45       | 45       | 45       | 50       | 50       | 50       | 55       | 55       | 55       | 55       |
| $l_2$ , мм    | 55       | 55       | 55       | 60       | 60       | 60       | 65       | 65       | 65       | 65       |
| $l$ , мм      | 185      | 185      | 185      | 190      | 190      | 190      | 195      | 195      | 195      | 195      |
| $\beta$ , рад | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

Таблица 4.III

| Величина      | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|---------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|               | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T$ , Н·м     | 250      | 260      | 270      | 280      | 290      | 300      | 310      | 320      | 330      | 340      |
| $d_1$ , мм    | 100      | 105      | 110      | 115      | 120      | 125      | 130      | 135      | 140      | 145      |
| $d_2$ , мм    | 60       | 60       | 60       | 70       | 70       | 70       | 80       | 80       | 80       | 80       |
| $l_1$ , мм    | 50       | 50       | 50       | 55       | 55       | 55       | 60       | 60       | 60       | 60       |
| $l_2$ , мм    | 55       | 55       | 60       | 60       | 65       | 65       | 70       | 70       | 75       | 75       |
| $l$ , мм      | 190      | 190      | 200      | 200      | 210      | 210      | 220      | 220      | 230      | 230      |
| $\beta$ , рад | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

Таблица 4.IV

| Величина   | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|            | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| $T$ , Н·м  | 260      | 270 | 280 | 290 | 300 | 310 | 320 | 330 | 340 | 350 |
| $d_1$ , мм | 110      | 110 | 110 | 120 | 120 | 120 | 130 | 130 | 130 | 130 |
| $d_2$ , мм | 60       | 60  | 70  | 70  | 80  | 80  | 90  | 90  | 100 | 100 |
| $l_1$ , мм | 50       | 50  | 50  | 60  | 60  | 60  | 70  | 70  | 70  | 70  |
| $l_2$ , мм | 60       | 60  | 60  | 70  | 70  | 70  | 80  | 80  | 80  | 80  |
| $l$ , мм   | 200      | 200 | 200 | 210 | 210 | 210 | 220 | 220 | 230 | 230 |

Таблица 4.V

| Величина      | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|---------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|               | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T$ , Н·м     | 260      | 270      | 280      | 290      | 300      | 310      | 320      | 330      | 340      | 350      |
| $d_1$ , мм    | 100      | 100      | 100      | 110      | 110      | 110      | 120      | 120      | 130      | 130      |
| $d_2$ , мм    | 60       | 65       | 70       | 75       | 80       | 85       | 90       | 95       | 100      | 105      |
| $l_1$ , мм    | 45       | 45       | 50       | 50       | 55       | 55       | 60       | 60       | 65       | 65       |
| $l_2$ , мм    | 55       | 55       | 60       | 60       | 65       | 65       | 70       | 70       | 75       | 75       |
| $l$ , мм      | 190      | 195      | 200      | 205      | 210      | 215      | 220      | 225      | 230      | 235      |
| $\beta$ , рад | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

Таблица 4.VI

| Величина      | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|---------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|               | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T$ , Н·м     | 245      | 250      | 255      | 260      | 265      | 270      | 275      | 280      | 285      | 290      |
| $d_1$ , мм    | 90       | 90       | 100      | 100      | 110      | 110      | 120      | 120      | 130      | 135      |
| $d_2$ , мм    | 60       | 60       | 70       | 70       | 80       | 80       | 90       | 90       | 100      | 100      |
| $l_1$ , мм    | 50       | 50       | 50       | 55       | 55       | 55       | 60       | 60       | 60       | 60       |
| $l_2$ , мм    | 60       | 60       | 60       | 65       | 65       | 65       | 70       | 70       | 70       | 70       |
| $l$ , мм      | 190      | 190      | 200      | 200      | 210      | 210      | 220      | 220      | 230      | 230      |
| $\beta$ , рад | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

Таблица 4.VII

| Величина                   | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|----------------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                            | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| $T, \text{Н}\cdot\text{м}$ | 210      | 220 | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 |
| $d_1, \text{мм}$           | 60       | 60  | 65  | 65  | 70  | 70  | 75  | 75  | 80  | 80  |
| $d_{m2}, \text{мм}$        | 160      | 160 | 170 | 170 | 180 | 180 | 190 | 190 | 200 | 200 |
| $l_1, \text{мм}$           | 45       | 45  | 45  | 50  | 50  | 50  | 55  | 55  | 55  | 55  |
| $l_2, \text{мм}$           | 90       | 90  | 90  | 95  | 95  | 95  | 100 | 100 | 100 | 100 |
| $l, \text{мм}$             | 190      | 190 | 190 | 195 | 195 | 195 | 200 | 200 | 200 | 200 |

Таблица 4.VIII

| Величина                   | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                            | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T, \text{Н}\cdot\text{м}$ | 200      | 210      | 220      | 230      | 240      | 250      | 260      | 270      | 280      | 290      |
| $d_1, \text{мм}$           | 60       | 60       | 65       | 65       | 70       | 70       | 75       | 75       | 80       | 80       |
| $d_{m2}, \text{мм}$        | 150      | 150      | 160      | 160      | 170      | 170      | 180      | 180      | 190      | 190      |
| $l_1, \text{мм}$           | 45       | 45       | 50       | 50       | 55       | 55       | 60       | 60       | 65       | 65       |
| $l_2, \text{мм}$           | 90       | 90       | 90       | 95       | 95       | 95       | 100      | 100      | 100      | 100      |
| $l, \text{мм}$             | 195      | 195      | 195      | 200      | 200      | 200      | 205      | 205      | 210      | 210      |
| $\beta, \text{рад}$        | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

Таблица 4.IX

| Величина                   | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|----------------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                            | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| $T, \text{Н}\cdot\text{м}$ | 200      | 210 | 220 | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 |
| $d_1, \text{мм}$           | 60       | 60  | 65  | 65  | 70  | 70  | 75  | 75  | 80  | 80  |
| $d_{m2}, \text{мм}$        | 140      | 140 | 150 | 150 | 160 | 160 | 170 | 170 | 180 | 180 |
| $l_1, \text{мм}$           | 50       | 50  | 50  | 55  | 55  | 55  | 60  | 60  | 60  | 60  |
| $l_2, \text{мм}$           | 40       | 40  | 40  | 45  | 45  | 45  | 50  | 50  | 50  | 50  |
| $l, \text{мм}$             | 160      | 160 | 160 | 170 | 170 | 170 | 180 | 180 | 180 | 180 |

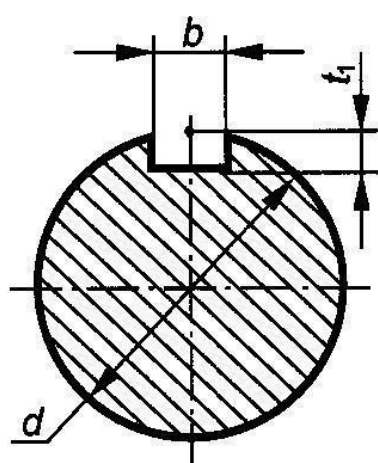
Таблица 4.X

| Величина                   | Варианты |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                            | 1        | 2        | 3        | 4        | 5        | 6        | 7        | 8        | 9        | 10       |
| $T, \text{Н}\cdot\text{м}$ | 210      | 220      | 230      | 240      | 250      | 260      | 270      | 280      | 290      | 300      |
| $d_1, \text{мм}$           | 60       | 60       | 65       | 65       | 70       | 70       | 75       | 75       | 80       | 80       |
| $d_{m2}, \text{мм}$        | 140      | 140      | 150      | 150      | 160      | 160      | 170      | 170      | 180      | 180      |
| $l_1, \text{мм}$           | 55       | 55       | 55       | 60       | 60       | 60       | 65       | 65       | 65       | 65       |
| $l_2, \text{мм}$           | 45       | 45       | 45       | 50       | 50       | 50       | 55       | 55       | 55       | 55       |
| $l, \text{мм}$             | 160      | 160      | 160      | 170      | 170      | 170      | 180      | 180      | 180      | 180      |
| $\beta, \text{рад}$        | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ | $\pi/20$ |

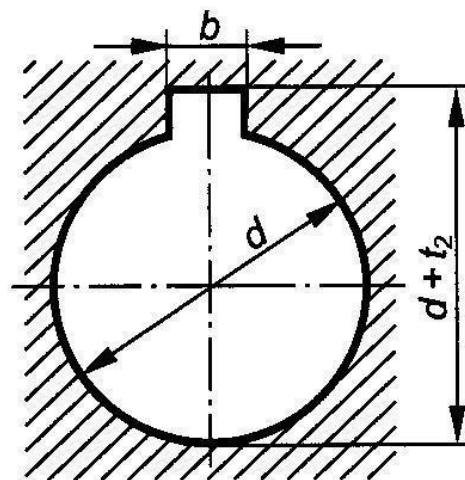
## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гилета В.П. Детали машин. Расчет и проектирование механических передач. – Новосибирск: Изд-во НГТУ. – 2017 – 116с.
2. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2013. – 416 с.
3. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно–методическое пособие. М: Высшая школа 2005. – 308с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для сред. спец. учеб. заведений/ под ред. Д.В. Чернавского. – М.: Альянс, 2005. – 415с.
5. Тюняев А. В., Звездаков В. П., Вагнер В. А. Детали машин. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2013. – 736 с.

**Размеры призматических шпонок и  
шпоночных пазов по ГОСТ 23360-78**



**Вал**



**Ступица**

| Диаметр<br>вала<br>$d$ , мм | Сечение шпонки |          | Глубина паза, мм |                  | Длина<br>$l$ , мм |
|-----------------------------|----------------|----------|------------------|------------------|-------------------|
|                             | $b$ , мм       | $h$ , мм | вала<br>$t_1$    | ступицы<br>$t_2$ |                   |
| Св. 12 до 17                | 5              | 5        | 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        | 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       | 7,5              | 4,9              | 56...220          |
| » 75 » 85                   | 22             | 14       | 9                | 5,4              | 63...250          |
| » 85 » 95                   | 25             | 14       | 9                | 5,4              | 70...280          |

**Примечания**

1. Длину  $l$  (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

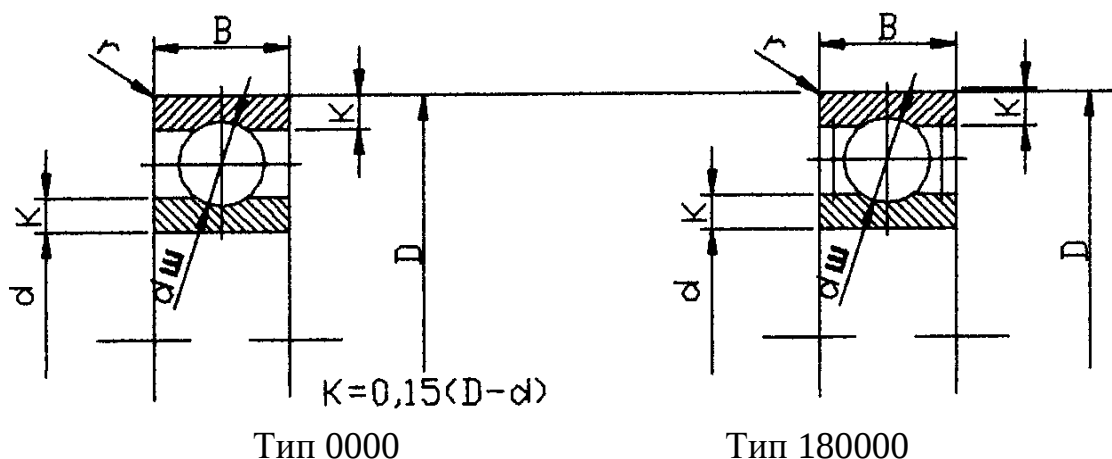
2. Пример обозначения шпонки с размерами  $b=18$  мм,  $h=11$  мм,  $l=80$  мм:

*Шпонка 18 × 11 × 80 ГОСТ 23360—78.*

**Шарикоподшипники радиальные однорядные**

**по ГОСТ 8338-75**

**по ГОСТ 8882-75**



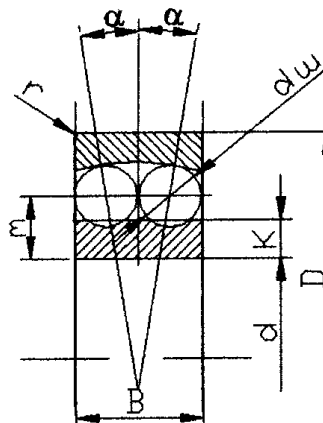
Пример обозначения подшипника по ГОСТ 8882-75 с параметрами  $d=35\text{мм}$ ,  $D=80\text{мм}$ ,  $B=21\text{мм}$ , средней серии:

*Подшипник 180307 ГОСТ 8882-75*

| Условное обозначение подшипника | $d$ , мм | $D$ , мм | $B$ , мм | $r$ , мм | $d_{\text{ш}}$ , мм | Динамическая грузоподъемность $C$ , Н | Статическая грузоподъемность $C_0$ , Н |
|---------------------------------|----------|----------|----------|----------|---------------------|---------------------------------------|----------------------------------------|
| Легкая серия                    |          |          |          |          |                     |                                       |                                        |
| 204 и 180204                    | 20       | 47       | 14       | 1,5      | 7,9                 | 9810                                  | 6180                                   |
| 205 и 180205                    | 25       | 52       | 15       | 1,5      | 7,9                 | 10800                                 | 6950                                   |
| 206 и 180206                    | 30       | 62       | 16       | 1,5      | 9,5                 | 15000                                 | 10000                                  |
| 207 и 180207                    | 35       | 72       | 17       | 2        | 11,1                | 19700                                 | 13500                                  |
| 208 и 180208                    | 40       | 80       | 18       | 2        | 12,7                | 25100                                 | 17800                                  |
| 209 и 180209                    | 45       | 85       | 19       | 2        | 12,7                | 25200                                 | 17800                                  |
| 210 и 180210                    | 50       | 90       | 20       | 2        | 12,7                | 27000                                 | 19700                                  |
| 211 и 180211                    | 55       | 100      | 21       | 2,5      | 12,7                | 33300                                 | 25000                                  |
| 212 и 180212                    | 60       | 110      | 22       | 2,5      | 15,9                | 40800                                 | 30900                                  |
| 213 и 180213                    | 65       | 120      | 23       | 2,5      | 16,7                | 44000                                 | 34000                                  |
| 214 и 180214                    | 70       | 125      | 24       | 2,5      | 17,5                | 47900                                 | 37400                                  |
| 215                             | 75       | 130      | 25       | 2,5      | 17,5                | 50900                                 | 41100                                  |
| 216                             | 80       | 140      | 26       | 3        | 19                  | 55900                                 | 44500                                  |
| Средняя серия                   |          |          |          |          |                     |                                       |                                        |
| 304 и 180304                    | 20       | 52       | 15       | 2        | 9,5                 | 12300                                 | 77900                                  |
| 305 и 180305                    | 25       | 62       | 17       | 2        | 11,5                | 17300                                 | 11400                                  |
| 306 и 180306                    | 30       | 72       | 19       | 2        | 12,3                | 21600                                 | 14800                                  |

|               |    |     |    |     |      |        |        |
|---------------|----|-----|----|-----|------|--------|--------|
| 307 и 180307  | 35 | 80  | 21 | 2,5 | 14,3 | 25700  | 17600  |
| 308 и 180308  | 40 | 90  | 21 | 2,5 | 15,1 | 31300  | 22300  |
| 309 и 180309  | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 17,5 | 37100  | 25200  |
| 310 и 180310  | 50 | 110 | 27 | 3   | 19,0 | 47600  | 35600  |
| 311 и 180311  | 55 | 120 | 29 | 3   | 20,6 | 54900  | 41800  |
| 312 и 180312  | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 22,2 | 62900  | 48400  |
| 313 и 180313  | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 23,8 | 71300  | 55600  |
| 314 и 180314  | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 25,4 | 80100  | 63300  |
| 315           | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 27   | 87300  | 71400  |
| 316           | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 28,6 | 94600  | 80100  |
| Тяжёлая серия |    |     |    |     |      |        |        |
| 405           | 25 | 80  | 21 | 2,5 | 16,7 | 28600  | 20400  |
| 406           | 30 | 90  | 23 | 2,5 | 19,0 | 36500  | 26700  |
| 407           | 35 | 100 | 25 | 2,5 | 20,6 | 42800  | 31300  |
| 408           | 40 | 110 | 27 | 3   | 22,2 | 49300  | 36300  |
| 409           | 45 | 120 | 29 | 3   | 23,0 | 59200  | 45500  |
| 410           | 50 | 130 | 31 | 3,5 | 25,4 | 67200  | 53000  |
| 411           | 55 | 140 | 33 | 3,5 | 27,0 | 77200  | 62500  |
| 412           | 60 | 150 | 35 | 3,5 | 28,6 | 83900  | 70000  |
| 413           | 65 | 160 | 37 | 3,5 | 30,1 | 90800  | 78100  |
| 414           | 70 | 180 | 42 | 4   | 35   | 111000 | 105000 |

**Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные  
(по ГОСТ 28428 – 90)**



$$k=0,17(D-d);$$

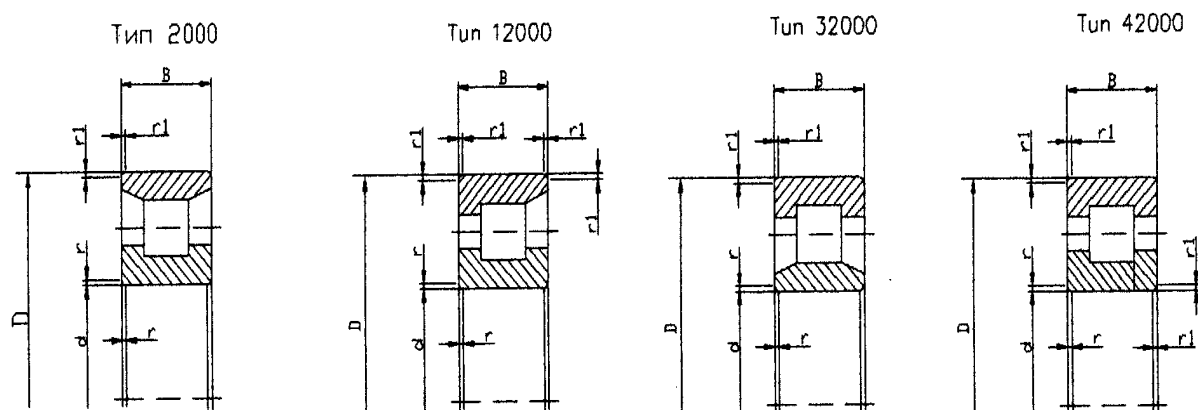
$$m=0,25(D-d)$$

Пример обозначения подшипника средней серии с параметрами  $d=35\text{мм}$ ,  $D=80\text{мм}$  и  $B=21\text{мм}$ :

*Подшипник 1307 ГОСТ 28428 – 90*

| Условное<br>обозначение<br>подшипника | $d$ ,<br>мм | $D$ ,<br>мм | $B$ ,<br>мм | $\alpha$ ,<br>град. | $d_{ш}$ ,<br>мм | $r$ ,<br>мм | Динами-<br>ческая<br>грузо-<br>подъем-<br>ность<br>$C$ , Н | Статиче-<br>ская гру-<br>зоподъ-<br>емность<br>$C_0$ , Н |
|---------------------------------------|-------------|-------------|-------------|---------------------|-----------------|-------------|------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| Легкая серия                          |             |             |             |                     |                 |             |                                                            |                                                          |
| 1204                                  | 20          | 47          | 14          | 10                  | 6,3             | 1,5         | 7570                                                       | 3180                                                     |
| 1205                                  | 25          | 52          | 15          | 10                  | 7,1             | 1,5         | 9260                                                       | 4020                                                     |
| 1206                                  | 30          | 62          | 16          | 9                   | 8               | 2           | 12000                                                      | 5810                                                     |
| 1207                                  | 35          | 72          | 17          | 9                   | 8               | 2           | 12100                                                      | 6650                                                     |
| 1208                                  | 40          | 80          | 18          | 8                   | 8,7             | 2           | 14800                                                      | 8550                                                     |
| 1209                                  | 45          | 85          | 19          | 8                   | 9,5             | 2           | 16700                                                      | 9580                                                     |
| 1210                                  | 50          | 90          | 20          | 8                   | 9,5             | 2           | 17400                                                      | 10800                                                    |
| 1211                                  | 55          | 100         | 21          | 7                   | 10,3            | 2,5         | 20600                                                      | 13300                                                    |
| 1212                                  | 60          | 110         | 22          | 7                   | 11,1            | 2,5         | 23300                                                      | 15500                                                    |
| 1213                                  | 65          | 120         | 23          | 6                   | 11,1            | 2,5         | 23900                                                      | 17200                                                    |
| 1214                                  | 70          | 125         | 24          | 7                   | 11,9            | 2,5         | 26500                                                      | 18700                                                    |
| 1215                                  | 75          | 130         | 25          | 7                   | 12,7            | 3           | 29900                                                      | 21400                                                    |
| 1216                                  | 80          | 140         | 26          | 6                   | 12,7            | 3           | 30800                                                      | 23500                                                    |
| Средняя серия                         |             |             |             |                     |                 |             |                                                            |                                                          |
| 1304                                  | 20          | 52          | 15          | 11                  | 7,1             | 2           | 9570                                                       | 4000                                                     |
| 1305                                  | 25          | 62          | 17          | 11                  | 8,7             | 2           | 13800                                                      | 6000                                                     |
| 1306                                  | 30          | 72          | 19          | 10                  | 9,5             | 2           | 16500                                                      | 7750                                                     |
| 1307                                  | 35          | 80          | 21          | 9                   | 10,3            | 2           | 19600                                                      | 9810                                                     |
| 1308                                  | 40          | 90          | 23          | 10                  | 11,1            | 2,5         | 22800                                                      | 12200                                                    |
| 1309                                  | 45          | 100         | 25          | 9                   | 12,7            | 2,5         | 29400                                                      | 15900                                                    |
| 1310                                  | 50          | 110         | 27          | 9                   | 14,3            | 2,5         | 33400                                                      | 17500                                                    |
| 1311                                  | 55          | 120         | 29          | 9                   | 15,1            | 3           | 40900                                                      | 22400                                                    |
| 1312                                  | 60          | 130         | 31          | 9                   | 15,9            | 3           | 44900                                                      | 26600                                                    |
| 1313                                  | 65          | 140         | 33          | 9                   | 16,7            | 3,5         | 48300                                                      | 29300                                                    |
| 1314                                  | 70          | 150         | 36          | 8                   | 18,3            | 3,5         | 57500                                                      | 35200                                                    |
| 1315                                  | 75          | 160         | 37          | 8                   | 19,1            | 3,5         | 61200                                                      | 38400                                                    |
| 1316                                  | 80          | 170         | 39          | 8                   | 20,6            | 3,5         | 68600                                                      | 42200                                                    |

**Роликоподшипники радиальные однорядные  
с короткими цилиндрическими роликами (по ГОСТ 8328-75)**



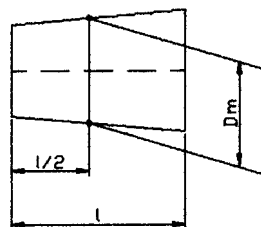
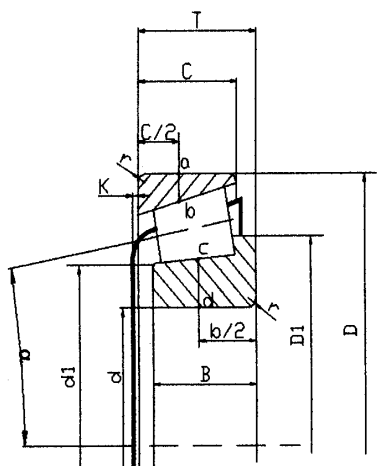
Пример обозначения подшипника типа 2000 с  $d=40$ мм,  $D=90$ мм,  $B=23$ мм:

*Подшипник 2308 ГОСТ 8328-75*

| Условное обозначение<br>подшипников по типам |       |       |       | $d$ , мм | $D$ , мм | $B$ , мм | $r$ ,<br>мм | $d_p$ ,<br>мм | $l$ ,<br>мм | Динамиче-<br>ская гру-<br>зоподъем-<br>ность<br>$C$ , Н | Статиче-<br>ская гру-<br>зоподъем-<br>ность<br>$C_0$ , Н |
|----------------------------------------------|-------|-------|-------|----------|----------|----------|-------------|---------------|-------------|---------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| 2000                                         | 12000 | 32000 | 42000 |          |          |          |             |               |             |                                                         |                                                          |
| Легкая серия                                 |       |       |       |          |          |          |             |               |             |                                                         |                                                          |
| 2204                                         | 12204 | 32204 | 42204 | 20       | 47       | 14       | 1,5         | 5,5           | 5,5         | 11680                                                   | 7240                                                     |
| 2205                                         | -     | 32205 | 42205 | 25       | 52       | 15       | 1,5         | 6,5           | 6,5         | 13120                                                   | 8450                                                     |
| 2206                                         | -     | 32206 | 42206 | 30       | 62       | 16       | 1,5         | 7,5           | 7,5         | 16950                                                   | 11100                                                    |
| 2207                                         | 12207 | 32207 | 42207 | 35       | 72       | 17       | 2           | 9             | 9           | 25500                                                   | 17200                                                    |
| 2208                                         | 12208 | 32208 | 42208 | 40       | 80       | 18       | 2           | 10            | 10          | 33100                                                   | 23500                                                    |
| 2209                                         | -     | 32209 | 42209 | 45       | 85       | 19       | 2           | 10            | 10          | 34600                                                   | 25200                                                    |
| 2210                                         | 12210 | 32210 | 42210 | 50       | 90       | 20       | 2           | 10            | 10          | 38000                                                   | 28600                                                    |
| 2211                                         | 12211 | 32211 | 42211 | 55       | 100      | 21       | 2,5         | 11            | 11          | 42800                                                   | 32300                                                    |
| 2212                                         | 12212 | 32212 | 42212 | 60       | 110      | 22       | 2,5         | 12            | 12          | 53700                                                   | 42000                                                    |
| 2213                                         | 12213 | 32213 | 42213 | 65       | 120      | 23       | 2,5         | 13            | 13          | 61000                                                   | 47600                                                    |
| 2214                                         | -     | 32214 | -     | 70       | 125      | 24       | 2,5         | 13            | 13          | 61600                                                   | 47600                                                    |
| 2215                                         | -     | 32215 | 42215 | 75       | 130      | 25       | 2,5         | 14            | 14          | 74000                                                   | 50800                                                    |
| 2216                                         | -     | 32216 | 42216 | 80       | 140      | 26       | 3           | 15            | 15          | 77200                                                   | 62800                                                    |
| Средняя серия                                |       |       |       |          |          |          |             |               |             |                                                         |                                                          |
| 2305                                         | 12305 | -     | 42305 | 25       | 62       | 17       | 2           | 9             | 9           | 22200                                                   | 14500                                                    |
| 2306                                         | -     | 32306 | 42306 | 30       | 72       | 19       | 2           | 10            | 10          | 29600                                                   | 20200                                                    |
| 2307                                         | 12307 | -     | 42307 | 35       | 80       | 21       | 2,5         | 11            | 11          | 33400                                                   | 22800                                                    |
| 2308                                         | 12308 | 32308 | 42308 | 40       | 90       | 23       | 2,5         | 12            | 12          | 40200                                                   | 27900                                                    |
| 2309                                         | 12309 | 32309 | -     | 45       | 100      | 25       | 2,5         | 14            | 14          | 55400                                                   | 39900                                                    |
| 2310                                         | 12310 | 32310 | 42310 | 50       | 110      | 27       | 3,0         | 15            | 15          | 63900                                                   | 46600                                                    |
| 2311                                         | 12311 | 32311 | 42311 | 55       | 120      | 29       | 3,0         | 17            | 17          | 82400                                                   | 61600                                                    |

|               |       |       |       |    |     |    |     |    |    |        |        |
|---------------|-------|-------|-------|----|-----|----|-----|----|----|--------|--------|
| 2312          | 12312 | 32312 | 42312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 18 | 18 | 98100  | 75700  |
| 2313          | -     | 32313 | 42313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 19 | 19 | 103000 | 78900  |
| 2214          | -     | 32314 | 42314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 20 | 20 | 120700 | 95500  |
| 2215          | -     | 32315 | 42315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 22 | 22 | 139300 | 109900 |
| 2216          | -     | 32316 | 42316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 22 | 22 | 147200 | 118700 |
| Тяжелая серия |       |       |       |    |     |    |     |    |    |        |        |
| -             | -     | -     | 42408 | 40 | 110 | 27 | 3   | 17 | 17 | 76500  | 56500  |
| -             | -     | -     | 42409 | 45 | 120 | 29 | 3   | 18 | 18 | 92100  | 70000  |
| -             | -     | 32410 | 42410 | 50 | 130 | 31 | 3,5 | 20 | 20 | 100000 | 75000  |
| 2411          | -     | -     | 42411 | 55 | 140 | 33 | 3,5 | 20 | 20 | 107800 | 81800  |
| -             | -     | 32412 | 42412 | 60 | 150 | 35 | 3,5 | 22 | 22 | 128300 | 101000 |
| 2413          | -     | 31413 | 42413 | 65 | 160 | 37 | 3,5 | 23 | 23 | 143100 | 118800 |
| -             | -     | 32414 | -     | 70 | 180 | 42 | 4   | 26 | 26 | 183800 | 147100 |
| -             | -     | -     | 42415 | 75 | 190 | 45 | 4   | 28 | 28 | 211900 | 172600 |
| 2416          | -     | 32416 | -     | 80 | 200 | 48 | 4   | 30 | 30 | 243300 | 200100 |

**Роликоподшипники конические однорядные  
(по ГОСТ 333-79)**



$D_m$  -средний диаметр конического ролика

Обозначение роликоподшипника радиально-упорного конического средней серии с параметрами  $d=40$ мм,  $D=90$  мм,  $T=25,5$  мм:

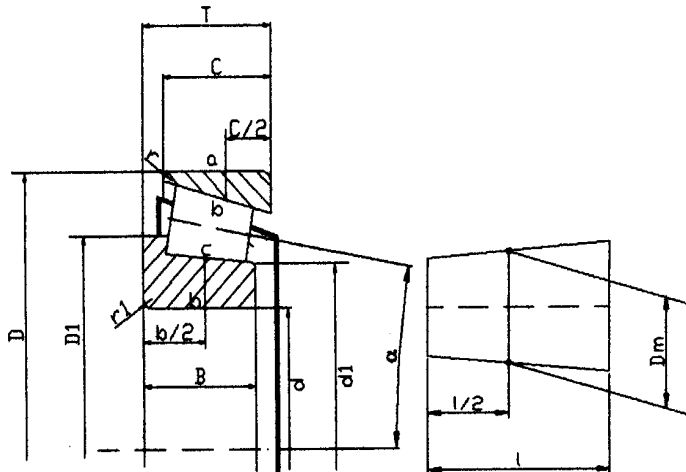
*Подшипник 7308 ГОСТ 333-79*

| Условное обозначение подшипника | $d$ , мм | $D$ , мм | $B$ , мм | $C$ , мм | $T_m$ , мм | $r$ , мм | $r_1$ , мм | $\alpha$ , град | $d_1$ , мм | $D_m$ , мм | $l$ , мм | Динамическая грузоподъемность $C$ , Н | Статическая грузоподъемность $C_0$ , Н |
|---------------------------------|----------|----------|----------|----------|------------|----------|------------|-----------------|------------|------------|----------|---------------------------------------|----------------------------------------|
| Лёгкая серия                    |          |          |          |          |            |          |            |                 |            |            |          |                                       |                                        |
| 7202                            | 15       | 35       | 11       | 9        | 12         | 1        | 0,3        | 17              | 21         | 9,9        | 6,4      | 8780                                  | 6140                                   |
| 7203                            | 17       | 40       | 12       | 11       | 13,5       | 1,5      | 0,5        | 12              | 23         | 5,7        | 7        | 13800                                 | 9390                                   |

|                      |    |     |      |    |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
|----------------------|----|-----|------|----|------|-----|-----|----|-----|------|------|--------|--------|
| 7204                 | 20 | 47  | 14   | 12 | 15,5 | 1,5 | 0,5 | 14 | 27  | 6,7  | 8,5  | 19100  | 13300  |
| 7205                 | 25 | 52  | 15   | 13 | 16,5 | 1,5 | 0,5 | 14 | 32  | 6,7  | 8,5  | 23900  | 17900  |
| 7206                 | 30 | 62  | 16   | 14 | 17,5 | 1,5 | 0,5 | 14 | 38  | 8    | 10,2 | 29800  | 22300  |
| 7207                 | 35 | 72  | 17   | 15 | 18,5 | 2,0 | 0,8 | 14 | 44  | 9,2  | 10,5 | 35200  | 26300  |
| 7208                 | 40 | 80  | 20   | 16 | 20   | 2,0 | 0,8 | 14 | 50  | 9,9  | 12,2 | 42400  | 32700  |
| 7209                 | 45 | 85  | 19   | 16 | 21   | 2,0 | 0,8 | 15 | 54  | 9,9  | 12,2 | 42700  | 33400  |
| 7210                 | 50 | 90  | 21   | 17 | 22   | 2,0 | 0,8 | 14 | 60  | 11,7 | 14,8 | 52900  | 40600  |
| 7211                 | 55 | 100 | 21   | 18 | 23   | 2,5 | 0,8 | 15 | 67  | 11,7 | 14,8 | 57900  | 46100  |
| 7212                 | 60 | 110 | 23   | 19 | 24   | 2,5 | 0,8 | 13 | 72  | 13,1 | 14,2 | 72200  | 58400  |
| 7214                 | 70 | 125 | 26   | 21 | 26,5 | 2,5 | 0,8 | 14 | 82  | 14,2 | 17,4 | 95900  | 82100  |
| 7215                 | 75 | 130 | 26   | 22 | 27,5 | 2,5 | 0,8 | 15 | 88  | 14,2 | 17,4 | 97600  | 84500  |
| 7216                 | 80 | 140 | 26   | 22 | 29,5 | 3,0 | 1,0 | 16 | 95  | 14,2 | 17,4 | 106000 | 95200  |
| 7217                 | 85 | 150 | 28   | 24 | 31   | 3,0 | 1,0 | 16 | 100 | 16,7 | 17,0 | 109000 | 91400  |
| Легкая широкая серия |    |     |      |    |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
| 7506                 | 30 | 62  | 20,5 | 17 | 21,5 | 1,5 | 0,5 | 14 | 38  | 7,9  | 13   | 34900  | 27500  |
| 7507                 | 35 | 72  | 23   | 20 | 24,5 | 2,0 | 0,8 | 13 | 45  | 9,7  | 14,7 | 50200  | 40300  |
| 7508                 | 40 | 80  | 23,5 | 20 | 25,0 | 2,0 | 0,8 | 14 | 50  | 9,7  | 14,7 | 53900  | 44800  |
| 7509                 | 45 | 85  | 23,5 | 20 | 25,0 | 2,0 | 0,8 | 16 | 55  | 9,7  | 14,7 | 51600  | 42600  |
| 7510                 | 50 | 90  | 23,5 | 20 | 25,0 | 2,0 | 0,8 | 16 | 60  | 8,9  | 16,7 | 59800  | 54500  |
| 7511                 | 55 | 100 | 25   | 21 | 27   | 2,5 | 0,8 | 15 | 67  | 11,5 | 17,4 | 72200  | 61600  |
| 7512                 | 60 | 110 | 28   | 24 | 30   | 2,5 | 0,8 | 15 | 72  | 11,5 | 18,5 | 84000  | 75600  |
| 7513                 | 65 | 120 | 31   | 27 | 33   | 2,5 | 0,8 | 14 | 78  | 13,4 | 22   | 109000 | 98900  |
| 7514                 | 70 | 125 | 31   | 27 | 33,5 | 2,5 | 0,8 | 15 | 82  | 13,4 | 22   | 110000 | 101000 |
| 7515                 | 75 | 130 | 31   | 27 | 33,5 | 2,5 | 0,8 | 15 | 87  | 13,4 | 22   | 115000 | 108000 |
| 7516                 | 80 | 140 | 33   | 28 | 33,5 | 3   | 1   | 15 | 95  | 14,7 | 23,4 | 133000 | 126000 |
| 7517                 | 85 | 150 | 36   | 30 | 39   | 3   | 1   | 15 | 100 | 15,5 | 25,7 | 151000 | 141000 |
| Средняя серия        |    |     |      |    |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
| 7304                 | 20 | 52  | 16   | 13 | 16,5 | 2,0 | 0,8 | 11 | 28  | 8    | 10,2 | 25000  | 17700  |
| 7305                 | 25 | 62  | 17   | 15 | 18,5 | 2,0 | 0,8 | 14 | 35  | 9,5  | 10   | 29500  | 20900  |
| 7306                 | 30 | 72  | 19   | 17 | 21   | 2,0 | 0,8 | 14 | 40  | 9,9  | 12,7 | 40000  | 29900  |
| 7307                 | 35 | 80  | 21   | 18 | 23   | 2,5 | 0,8 | 12 | 46  | 11,7 | 14,8 | 48100  | 35300  |
| 7308                 | 40 | 90  | 23   | 20 | 25,5 | 2,5 | 0,8 | 11 | 52  | 13,1 | 14,2 | 61000  | 46000  |
| 7309                 | 45 | 100 | 26   | 22 | 27,5 | 2,5 | 0,8 | 11 | 58  | 14,3 | 16   | 76100  | 59300  |
| 7310                 | 50 | 110 | 29   | 23 | 29,5 | 3   | 1   | 12 | 65  | 16,7 | 19,4 | 96600  | 75900  |
| 7311                 | 55 | 120 | 29   | 25 | 32   | 3   | 1   | 13 | 70  | 16,7 | 19,4 | 102000 | 81500  |
| 7312                 | 60 | 130 | 31   | 27 | 34   | 3,5 | 1,2 | 12 | 75  | 17,5 | 20   | 118000 | 96300  |
| 7313                 | 65 | 140 | 33   | 28 | 38,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 85  | 18,7 | 21   | 134000 | 111000 |
| 7314                 | 70 | 150 | 37   | 30 | 38,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 88  | 22,8 | 24,6 | 168000 | 137000 |
| 7315                 | 75 | 160 | 37   | 31 | 40,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 90  | 22,8 | 24,6 | 178000 | 148000 |

|                       |     |     |      |      |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
|-----------------------|-----|-----|------|------|------|-----|-----|----|-----|------|------|--------|--------|
| 7317                  | 85  | 180 | 41   | 35   | 45   | 4   | 1,5 | 12 | 102 | 23,4 | 27,3 | 221000 | 195000 |
| 7318                  | 90  | 190 | 43   | 36   | 47   | 4   | 1,5 | 12 | 115 | 22,7 | 27,3 | 240000 | 201000 |
| 7320                  | 100 | 215 | 47   | 39   | 52   | 4   | 1,5 | 12 | 125 | 29   | 32   | 290000 | 270000 |
| Средняя широкая серия |     |     |      |      |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
| 7604                  | 20  | 52  | 21   | 18,5 | 22,5 | 2   | 0,8 | 11 | 28  | 7,9  | 13   | 29500  | 22000  |
| 7605                  | 25  | 62  | 24   | 21   | 25,5 | 2   | 0,8 | 11 | 35  | 8,9  | 16,7 | 45500  | 26600  |
| 7606                  | 30  | 72  | 29   | 23   | 29   | 2   | 0,8 | 12 | 40  | 10,2 | 20,4 | 61300  | 51000  |
| 7607                  | 35  | 80  | 31   | 27   | 33   | 2,5 | 0,8 | 11 | 46  | 10,5 | 22   | 71600  | 61500  |
| 7608                  | 40  | 90  | 33   | 28,5 | 35,5 | 2,5 | 0,8 | 11 | 52  | 12   | 23,4 | 80000  | 67200  |
| 7609                  | 45  | 100 | 36   | 31   | 38,5 | 2,5 | 0,8 | 11 | 58  | 13,7 | 24,4 | 104000 | 90500  |
| 7610                  | 50  | 110 | 40   | 34   | 42,5 | 3   | 1   | 11 | 65  | 14,8 | 28   | 122000 | 108000 |
| 7611                  | 55  | 120 | 44,5 | 36,5 | 46   | 3   | 1   | 12 | 70  | 14,8 | 28   | 148000 | 140000 |
| 7612                  | 60  | 130 | 47,5 | 39   | 49   | 3,5 | 1,2 | 12 | 75  | 17   | 33   | 171000 | 157000 |
| 7613                  | 65  | 140 | 48   | 41   | 51,5 | 3,5 | 1,2 | 12 | 85  | 17   | 33   | 178000 | 168000 |
| 7614                  | 70  | 150 | 51   | 43   | 54,5 | 3,5 | 1,2 | 13 | 88  | 19,8 | 35   | 204000 | 186000 |
| 7615                  | 75  | 160 | 55   | 46,5 | 58,5 | 3,5 | 1,2 | 11 | 90  | 21,2 | 40   | 249000 | 235000 |
| 7616                  | 80  | 170 | 59,5 | 49   | 62   | 3,5 | 1,2 | 11 | 95  | 19,4 | 43   | 294000 | 291000 |

**Роликоподшипники радиально-упорные конические  
с большим углом конусности (26°) (по ГОСТ 1260-81)**



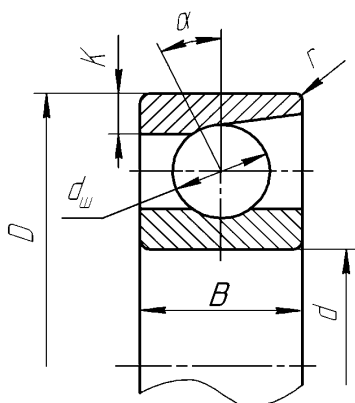
Обозначение роликоподшипника радиально-упорного конического  
средней серии с параметрами  $d=40\text{мм}$ ,  $D=90\text{мм}$ ,  $T=25,5\text{мм}$ :

*Подшипник 27308 ГОСТ 1260-81*

| Условное<br>обозначение<br>подшипника | $d$ ,<br>мм | $D$ ,<br>мм | $B$ ,<br>мм | $C$ ,<br>мм | $T_m$ ,<br>мм | $r$ ,<br>мм | $r_1$ ,<br>мм | $\alpha$ ,<br>град. | $d_1$ ,<br>мм | $D_m$ ,<br>мм | $l$ , мм | Динамическая<br>грузоподъемность<br>$C$ , Н | Статическая<br>грузоподъемность<br>$C_0$ , Н |
|---------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---------------|-------------|---------------|---------------------|---------------|---------------|----------|---------------------------------------------|----------------------------------------------|
| 27306                                 | 30          | 72          | 19          | 14          | 21            | 2           | 0,8           | 26                  | 40            | 9,6           | 11       | 30000                                       | 21000                                        |
| 27307                                 | 35          | 80          | 21          | 15          | 23            | 2,5         | 0,8           | 28                  | 46            | 10            | 13,1     | 39400                                       | 29500                                        |

|       |     |     |    |    |      |     |     |    |     |      |      |        |        |
|-------|-----|-----|----|----|------|-----|-----|----|-----|------|------|--------|--------|
| 27308 | 40  | 90  | 23 | 17 | 25,5 | 2,5 | 0,8 | 28 | 55  | 11,1 | 14,6 | 48400  | 37100  |
| 27310 | 50  | 110 | 29 | 19 | 29,5 | 3   | 1   | 28 | 66  | 13,7 | 17,2 | 69300  | 52400  |
| 27311 | 55  | 120 | 29 | 21 | 32   | 3   | 1   | 28 | 72  | 16   | 18,5 | 72500  | 58900  |
| 27312 | 60  | 130 | 31 | 22 | 34   | 3,5 | 1,2 | 27 | 76  | 16   | 16,9 | 80500  | 62000  |
| 27313 | 65  | 140 | 33 | 23 | 36,5 | 3,5 | 1,2 | 27 | 85  | 15,9 | 18,5 | 89000  | 71400  |
| 27315 | 75  | 160 | 37 | 26 | 40,5 | 3,5 | 1,2 | 29 | 92  | 20,6 | 23,2 | 119000 | 95100  |
| 27317 | 85  | 180 | 41 | 30 | 45   | 4   | 1,5 | 27 | 105 | 19,8 | 25,2 | 145000 | 146000 |
| 27320 | 100 | 215 | 51 | 37 | 57   | 4   | 1,5 | 25 | 128 | 25,6 | 30,8 | 238000 | 210000 |

### Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831-75)



$\alpha$ - угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника;

$\alpha=12^\circ$  тип 36000

$\alpha=26^\circ$  тип 46000;

$\alpha=36^\circ$  тип 66000;

$$K=0,15(D-d); d_{III} = \frac{D-d}{3}.$$

Пример обозначения подшипника средней серии с параметрами  $d=40$  мм,  $D=90$  мм,  $B=23$  мм, и  $\alpha=26^\circ$ :

#### Подшипник 46308 ГОСТ 831-75

| 36000        | 46000 | 66000 | d,<br>мм | D,<br>мм | B,<br>мм | d <sub>ш</sub> ,<br>мм | r,<br>мм | Динамическая<br>грузоподъемность<br>C, Н |       |       | Статическая гру-<br>зоподъемность<br>C <sub>0</sub> , Н |       |       |
|--------------|-------|-------|----------|----------|----------|------------------------|----------|------------------------------------------|-------|-------|---------------------------------------------------------|-------|-------|
|              |       |       |          |          |          |                        |          | 36000                                    | 46000 | 66000 | 36000                                                   | 46000 | 66000 |
| Легкая серия |       |       |          |          |          |                        |          |                                          |       |       |                                                         |       |       |
| 36204        | 46204 | -     | 20       | 47       | 14       | 7,9                    | 1,5      | 12100                                    | 11400 | -     | 8310                                                    | 7640  | -     |
| 36205        | 46205 | -     | 25       | 52       | 15       | 7,9                    | 1,5      | 12800                                    | 12200 | -     | 9060                                                    | 8340  | -     |
| 36206        | 46206 | -     | 30       | 62       | 16       | 9,5                    | 1,5      | 17800                                    | 16900 | -     | 13000                                                   | 12000 | -     |
| 36207        | 46207 | -     | 35       | 72       | 17       | 11,5                   | 2        | 23500                                    | 22300 | -     | 17800                                                   | 16300 | -     |
| 36208        | 46208 | -     | 40       | 80       | 18       | 12,7                   | 2        | 30000                                    | 28300 | -     | 23200                                                   | 20600 | -     |
| 36209        | 46209 | -     | 45       | 85       | 19       | 12,7                   | 2        | 31700                                    | 29800 | -     | 24900                                                   | 23100 | -     |
| 36210        | 46210 | -     | 50       | 90       | 20       | 12,7                   | 2        | 33200                                    | 31100 | -     | 27100                                                   | 24300 | -     |
| 36211        | 46211 | -     | 55       | 100      | 21       | 14,3                   | 2,5      | 41000                                    | 38600 | -     | 34200                                                   | 31500 | -     |
| 36212        | 46212 | -     | 60       | 110      | 22       | 15,9                   | 2,5      | 47300                                    | 44500 | -     | 39800                                                   | 36100 | -     |
| -            | 46213 | -     | 65       | 120      | 23       | 15,7                   | 2,5      | -                                        | 53300 | -     | -                                                       | 46000 | -     |
| 36214        | 46214 | -     | 70       | 125      | 24       | 17,5                   | 2,5      | 61800                                    | 58000 | -     | 54800                                                   | 50400 | -     |
| -            | 46215 | -     | 75       | 130      | 25       | 17,5                   | 2,5      | -                                        | 60300 | -     | -                                                       | 53700 | -     |

|               |       |       |    |     |    |      |     |       |       |        |       |       |        |
|---------------|-------|-------|----|-----|----|------|-----|-------|-------|--------|-------|-------|--------|
| 32216         | 46216 | -     | 80 | 140 | 25 | 19,0 | 3   | 72100 | 67600 | -      | 65300 | 60000 | -      |
| Средняя серия |       |       |    |     |    |      |     |       |       |        |       |       |        |
| -             | 46304 | -     | 20 | 52  | 15 | 9,5  | 2   | -     | 13700 | -      | -     | 8990  | -      |
| -             | 46305 | -     | 25 | 62  | 17 | 11,5 | 2   | -     | 20700 | -      | -     | 14600 | -      |
| -             | 46306 | -     | 30 | 72  | 19 | 12,3 | 2   | -     | 25100 | -      | -     | 18300 | -      |
| -             | 46307 | -     | 35 | 80  | 21 | 14,3 | 2,5 | -     | 32800 | -      | -     | 24700 | -      |
| -             | 46308 | -     | 40 | 90  | 23 | 15,1 | 2,5 | -     | 38400 | -      | -     | 30100 | -      |
| -             | 46309 | -     | 45 | 100 | 25 | 17,5 | 2,5 | -     | 47200 | -      | -     | 37000 | -      |
| -             | 46310 | -     | 50 | 110 | 27 | 19,1 | 3   | -     | 55200 | -      | -     | 43900 | -      |
| -             | 46311 | 66311 | 55 | 120 | 29 | 20,6 | 3   | -     | 67600 | 60000  | -     | 56300 | 47000  |
| -             | 46312 | -     | 60 | 130 | 31 | 22,2 | 3,5 | -     | 77300 | -      | -     | 65300 | -      |
| -             | 46313 | -     | 65 | 140 | 33 | 23,8 | 3,5 | -     | 87300 | -      | -     | 74000 | -      |
| -             | 46314 | -     | 70 | 150 | 35 | 25,4 | 3,5 | -     | 98100 | 91500  | -     | 85300 | 77000  |
| Тяжелая серия |       |       |    |     |    |      |     |       |       |        |       |       |        |
| -             | -     | 66406 | 30 | 90  | 23 | 16,7 | 2,5 | -     | -     | 37700  | -     | -     | 27600  |
| -             | -     | 66407 | 35 | 100 | 25 | 18,3 | 2,5 | -     | -     | 44500  | -     | -     | 33100  |
| -             | -     | 66408 | 40 | 110 | 27 | 20,6 | 3   | -     | -     | 51700  | -     | -     | 38100  |
| -             | -     | 66409 | 45 | 120 | 29 | 23,0 | 3   | -     | -     | 62800  | -     | -     | 47300  |
| -             | -     | 66410 | 50 | 130 | 31 | 24,6 | 3,5 | -     | -     | 72100  | -     | -     | 60000  |
| -             | -     | 66412 | 60 | 150 | 35 | 16,7 | 2,5 | -     | -     | 96100  | -     | -     | 79500  |
| -             | -     | 66414 | 70 | 180 | 42 | 36,5 | 4   | -     | -     | 116100 | -     | -     | 108900 |



