



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

Астрахань 2023

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.).

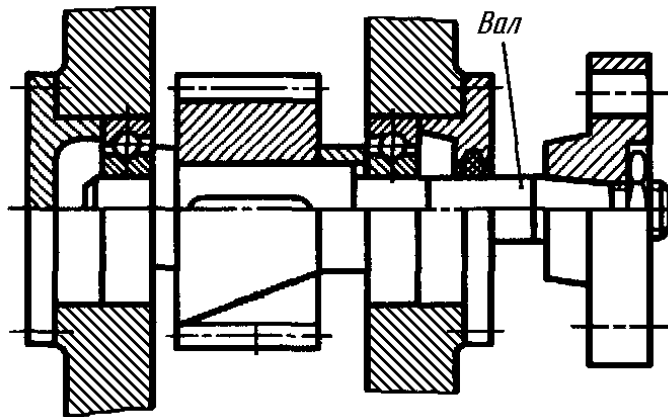


Рисунок 1.1 - Вал редуктора

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).

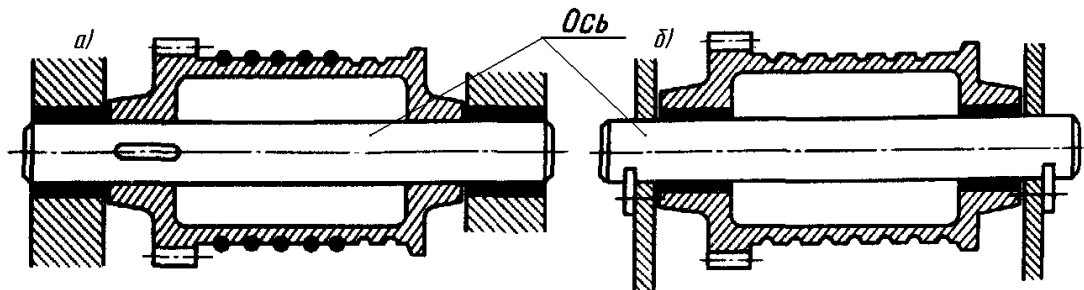


Рисунок 1.2 - Ось барабана лебёдки:
а) вращающаяся; б) неподвижная

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.

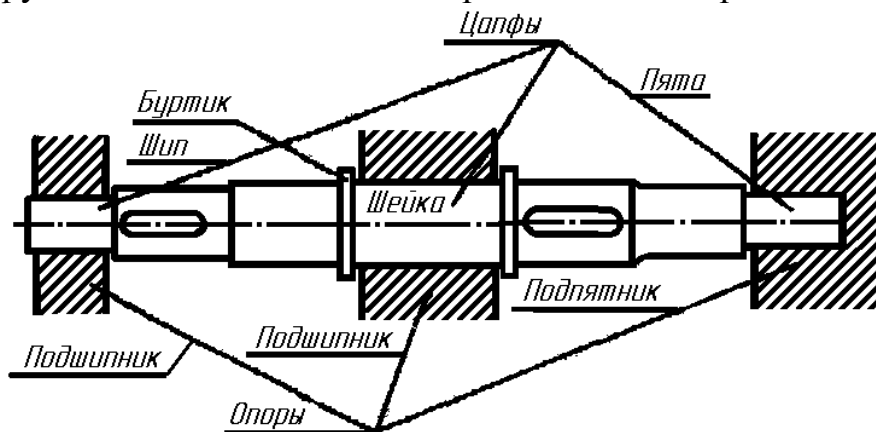


Рисунок 1.3 - Основные элементы вала.

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.

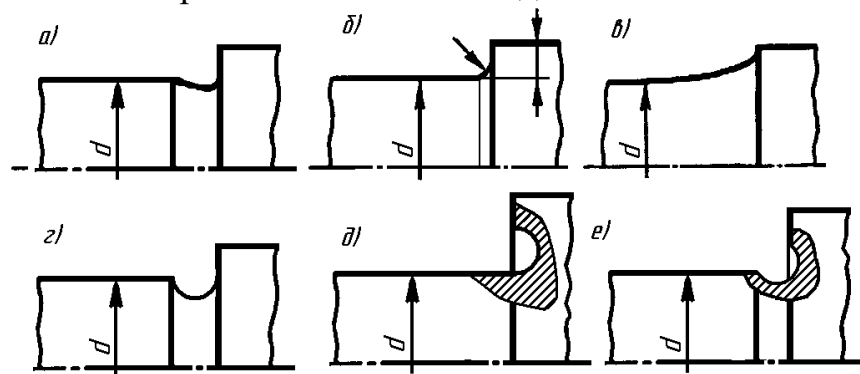


Рисунок 1.4 - Различные способы оформления переходной части между цилиндрической поверхностью и заплетником

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.

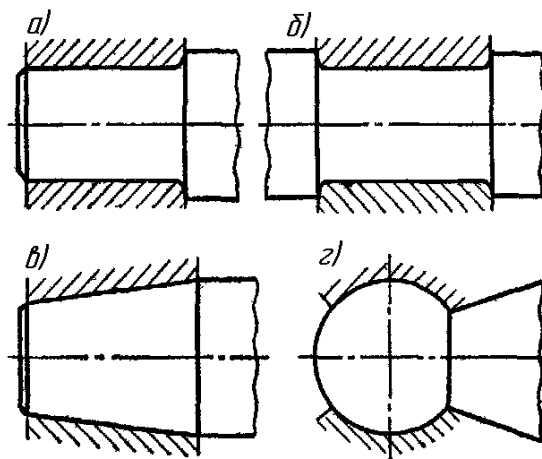


Рисунок 1.5 - Разновидности конфигурации цапф

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.

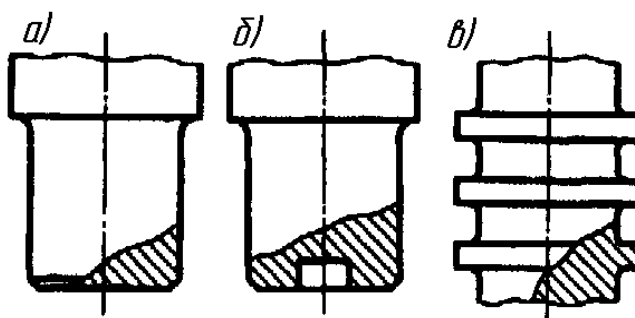


Рисунок 1.6 - Формы пят

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

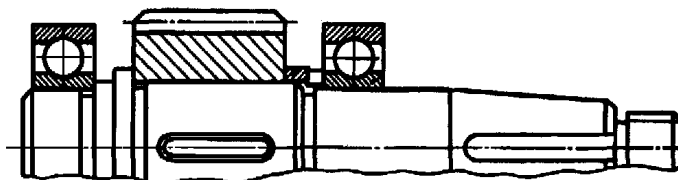


Рисунок 1.7 - Вал цилиндрической передачи в сборе с шестерней и подшипниками качения

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, 40XHMA, 35XГСА. 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				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
5	любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	227	820	640	290	360	200
	≤ 80	260	900	650	390	410	230
40X	≤ 200	240	790	640	380	370	210
	≤ 120	270	980	780	450	410	240
40XH	≤ 200	270	980	750	450	420	230
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170
12ХН3А	≤ 120	260	930	685	490	430	240
18ХГТ	≤ 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 τ_k – максимальные касательные напряжения, действующие в наружных волокнах опасного сечения вала;

T - крутящий момент;

W_ρ – 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 $\sigma_B \geq 500 \text{ МПа}$ $\sigma_{-1} \geq 220 \text{ МПа}$	для сталей 45, Ст6 $\sigma_B \geq 600 \text{ МПа}$ $\sigma_{-1} \geq 260 \text{ МПа}$	для стали 45 с закалкой $\sigma_B \geq 850 \text{ МПа}$ $\sigma_{-1} \geq 340 \text{ МПа}$	Для стали 40Х с закалкой $\sigma_B \geq 1000 \text{ МПа}$ $\sigma_{-1} \geq 400 \text{ МПа}$
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_σ и s_τ - 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 σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения;

k_{σ}, k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений;

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

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v, τ_v – амплитуды цикла нормальных и касательных напряжений;

σ_m, τ_m – средние напряжения цикла нормальных и касательных напряжений.

Пределы выносливости σ_{-1} и τ_{-1} для улучшенных или нормализованных углеродистых и углеродистых легированных сталей с известным пределом прочности σ_B , при симметричном цикле изгиба и кручения можно определить по эмпирическим зависимостям

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

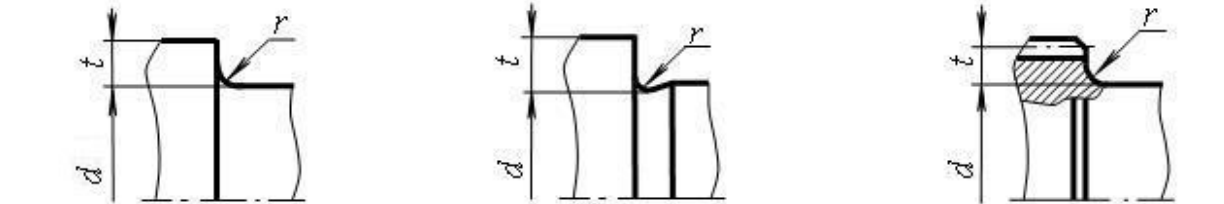
где все значения напряжений в МПа.

Таблица 1.3. Значения коэффициентов ε_{σ} и ε_{τ}

Сталь		Диаметр вала d , мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая сталь	ε_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59
Легированная сталь	$\varepsilon_{\sigma},$ ε_{τ}	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 σ_B , МПа				$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ при σ_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_σ и k_τ для ступенчатого перехода с галтелью


$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ при σ_B , МПа				k_τ при σ_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_σ и k_τ для шпоночного паза

σ_B , МПа	k_σ при выполнении паза фрезой		k_τ
	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_σ и k_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	k_σ для		k_τ для шлицев		k_τ 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 β

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	Изгиб		Кручение	
		β при σ_B , МПа		β при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 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 ³	Момент сопротивления при кручении W_ρ , мм ³
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 вычисляются 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.

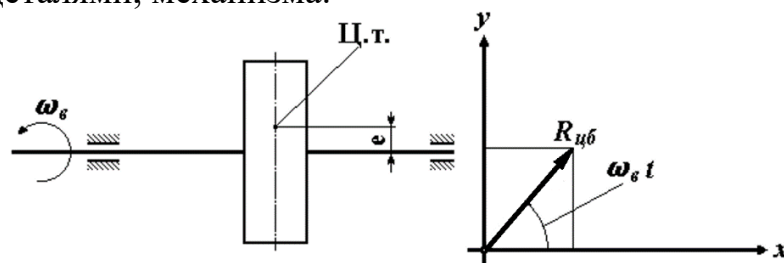


Рисунок 1.8 - Схема возникновения поперечной пульсирующей силы

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 φ – 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) ω_{0u} и $\omega_{0\kappa}$ – частоты собственных изгибных и крутильных колебаний системы, соответственно; ω_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),

κ – 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.

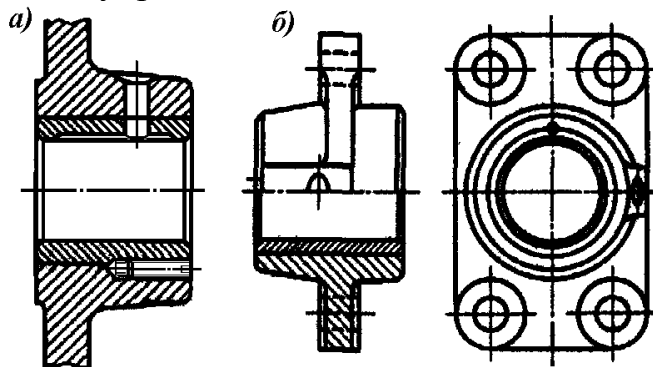


Рисунок 2.1 - Неразъёмные подшипники скольжения:
а) встроенный в корпус; б) фланцевый

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.

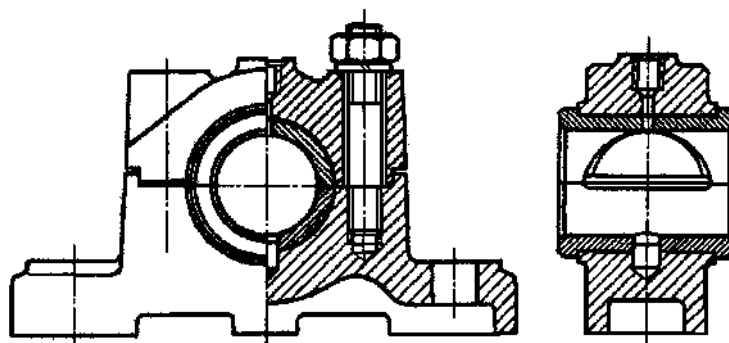


Рисунок 2.2 - Разъёмный подшипник скольжения

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.

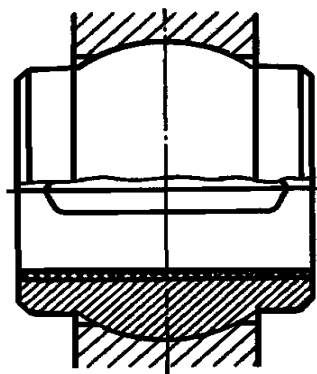


Рисунок 2.3 - Самоустанавливающийся подшипник

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 (марка)	HB , 10Н/мм ²	Состояние цапфы вала	Удельное давление, p не более, МПа	Скорость скольжения, v не более, м/с	$p \cdot v$, не более, 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.

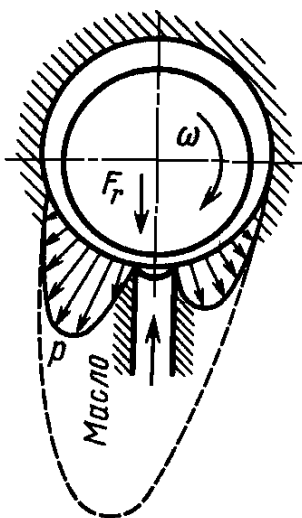


Рисунок 2.4 - Гидростатическая смазка подшипника скольжения

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.

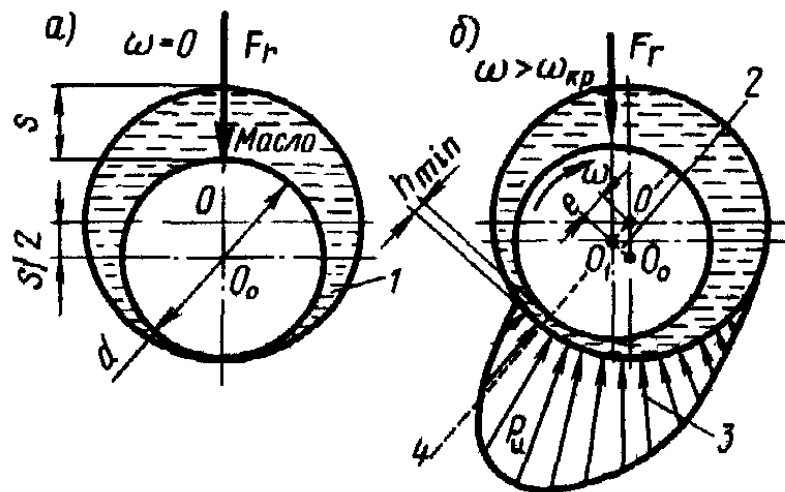


Рисунок 2.5 - Гидродинамическая смазка подшипника скольжения

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

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

(ω 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 ϕ . 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 μ по $t_{ср}$.

Определяют коэффициент нагруженности подшипника

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

Находят относительный эксцентриситет цапфы χ 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 $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

ρ – 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).

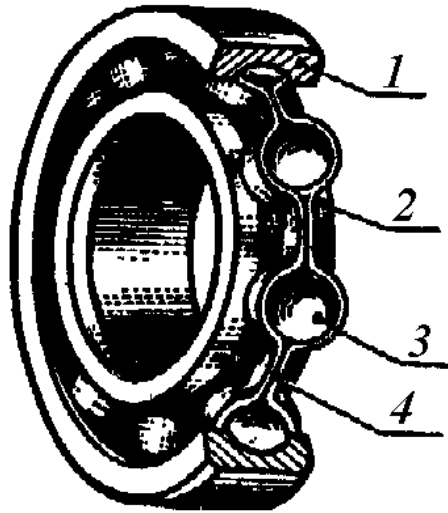


Рисунок 2.6 - Конструкция подшипника качения

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.

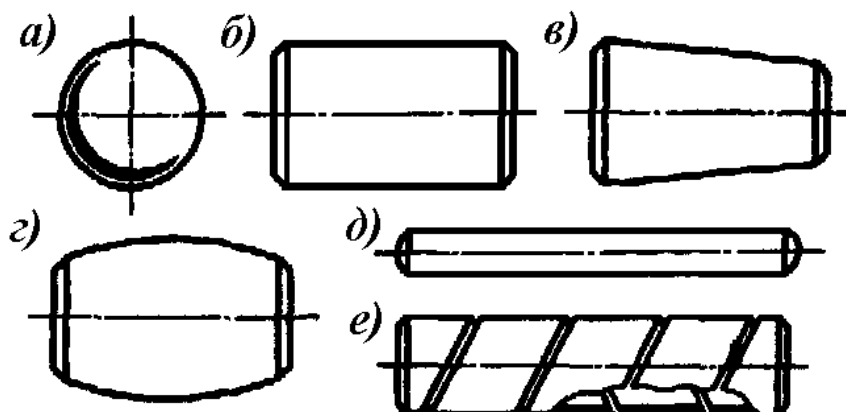


Рисунок 2.7 - Основные формы тел качения, применяемые в подшипниках:
а) шарик; б) цилиндрический ролик; в) конический ролик; г) бочкообразный ролик;
д) игольчатый ролик; е) витой ролик

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 «P» 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 разновидность		Тип подшипника	Серия диаметров	Диаметр отверстия / 5		Специальные буквенные обо- 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).

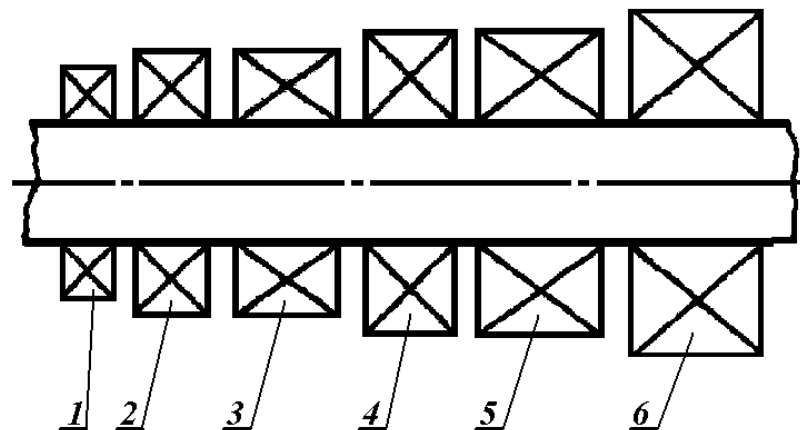


Рисунок 2.9 - Серии диаметров и ширин подшипников качения:

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).

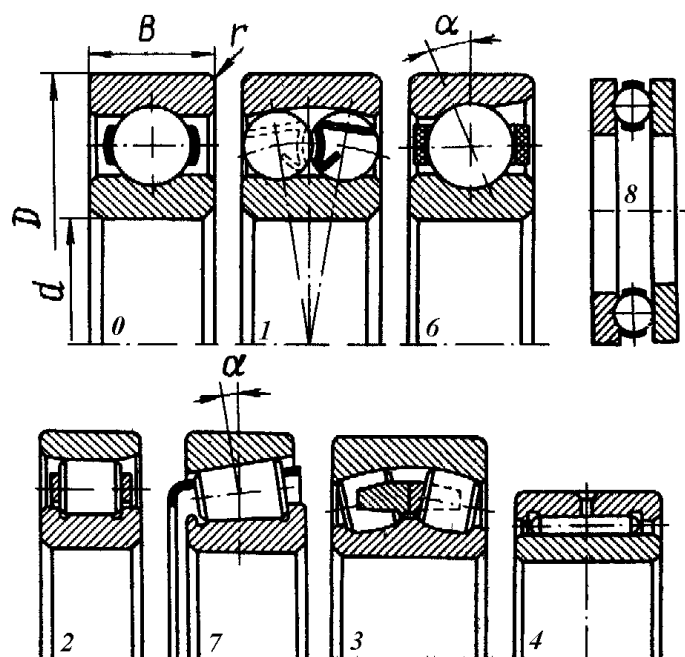


Рисунок 2.10 - Некоторые типы подшипников качения:
 верхний ряд – шариковые; нижний ряд – роликовые (тип подшипника указан цифрой)

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_{Σ} 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, α°	$\frac{P_a}{C_o}$	$\frac{P_a}{VP_r} \leq e$		$\frac{P_a}{VP_r} > e$		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

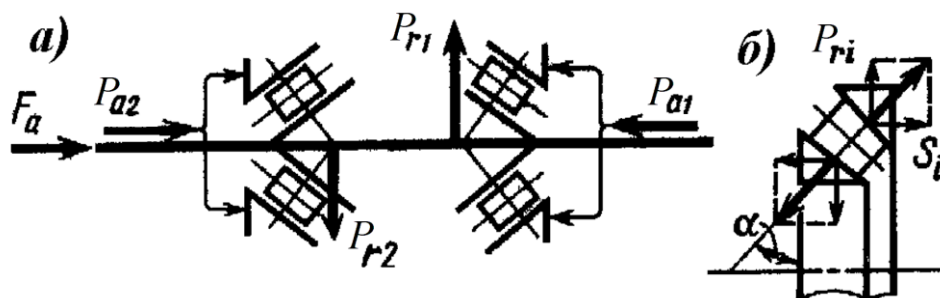


Рисунок 2.11 - Схема к определению сил, действующих на радиально-упорные подшипники

При нагружении радиально-упорных подшипников радиальной нагрузкой наклон контактной линии между внешним кольцом и телом качения на угол α 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, 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.

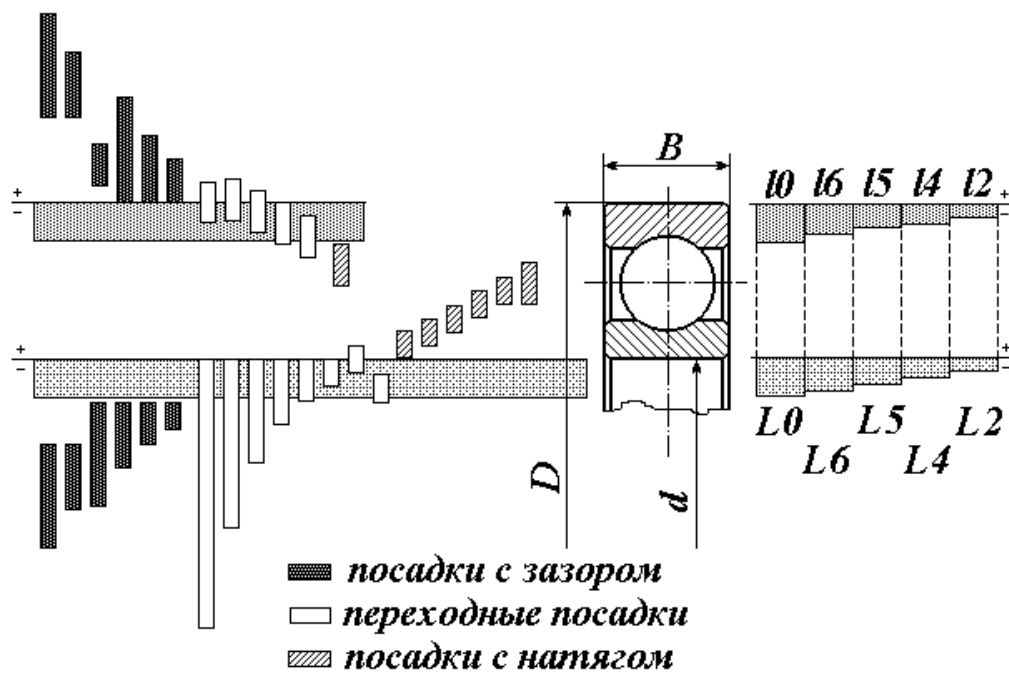


Рисунок 2.12 - Схема расположения полей допусков для посадочных диаметров подшипника и сопрягаемых с ними поверхностей (вал и корпус)

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

Режим работы подшипника определяется по отношению динамической эквивалентной нагрузки P_{Σ} 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

$d_n \times n$, 10^6 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 на 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 $[L_h]=10000 \text{ ч}$.

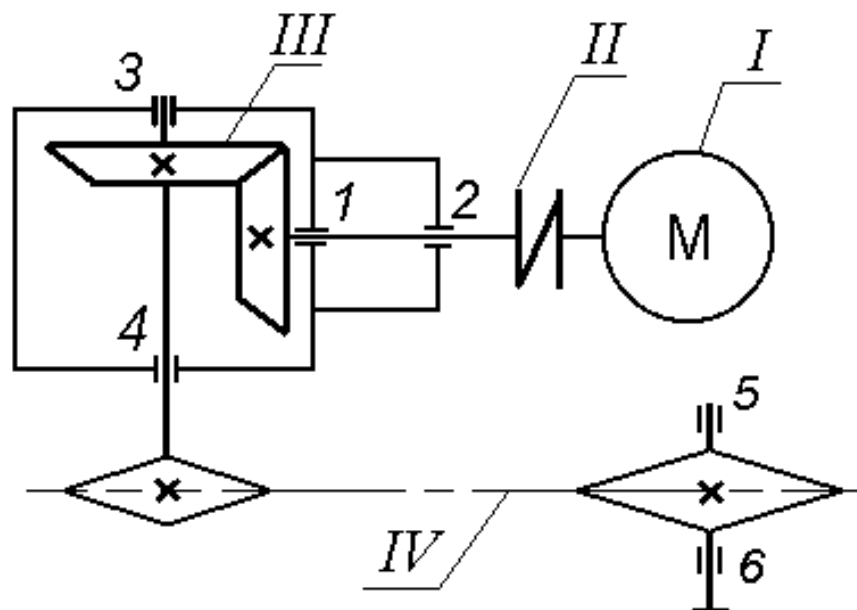


Рисунок 3.1 - Схема привода:

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

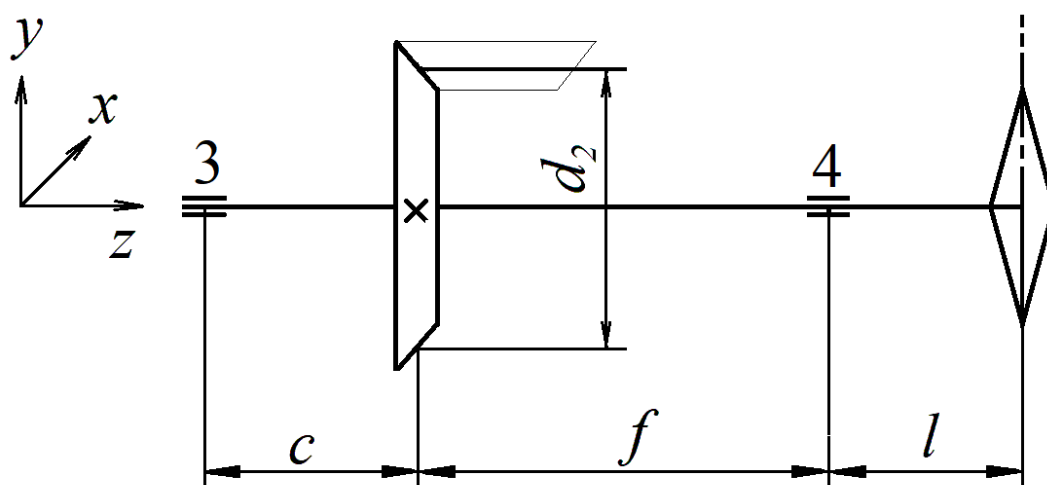


Рисунок 3.2 - Схема ведомого вала конического редуктора

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).

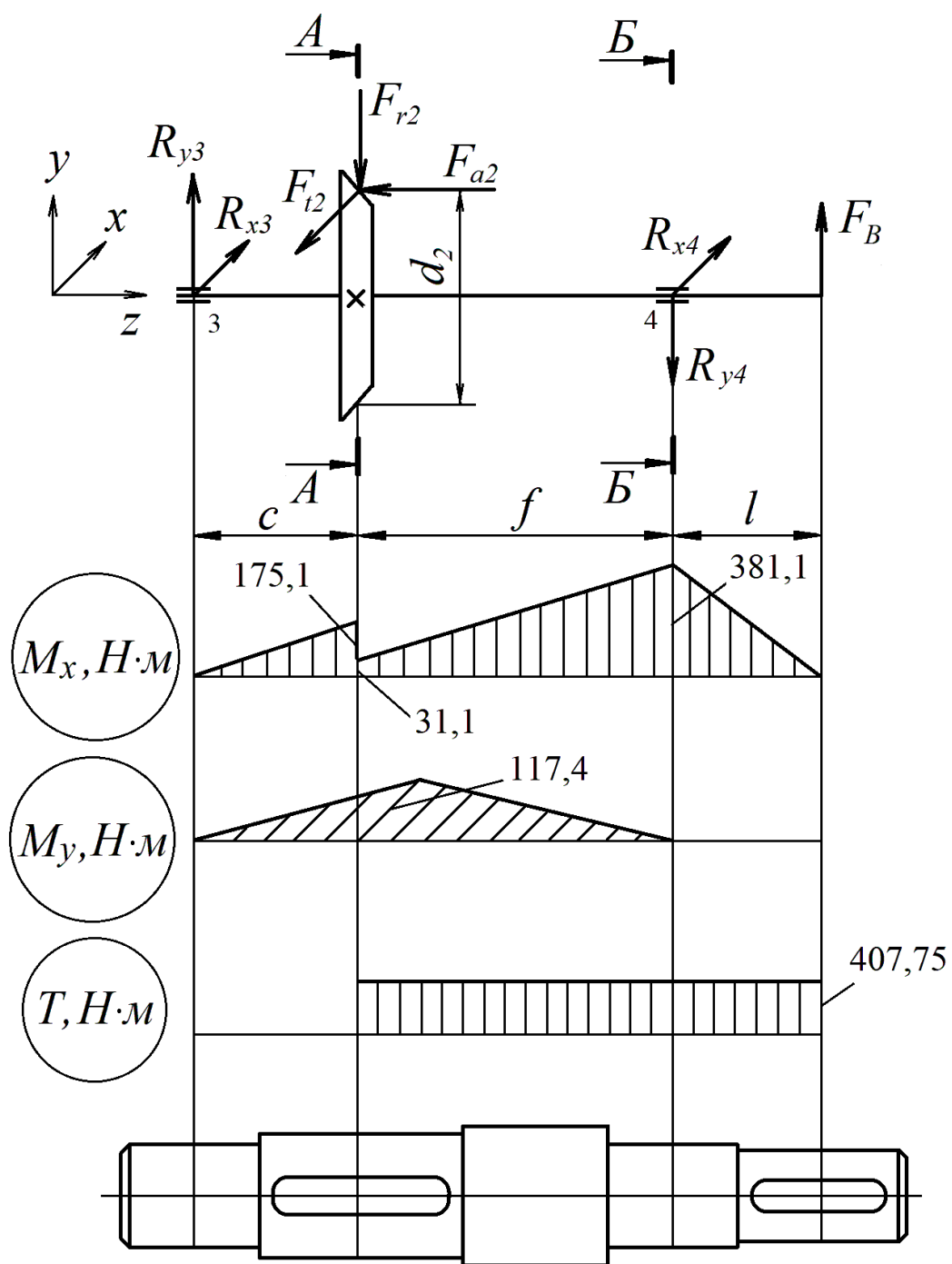


Рисунок 3.3 - Расчетная схема вала и эпюры изгибающих и крутящего моментов (горизонтальная проекция)

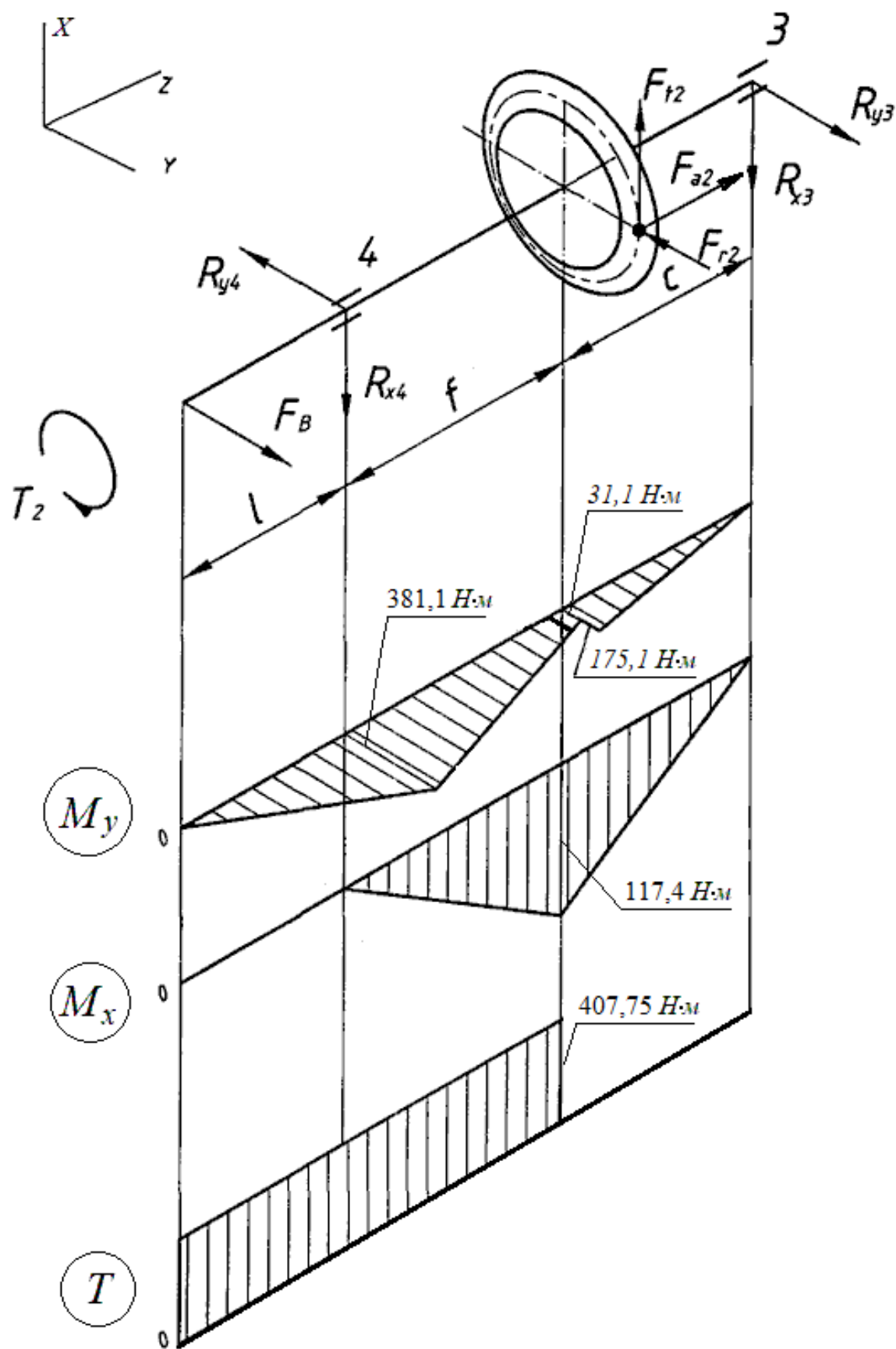


Рисунок 3.4 - Расчетная схема вала и эпюры изгибающих и крутящего моментов (изометрическая проекция)

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.

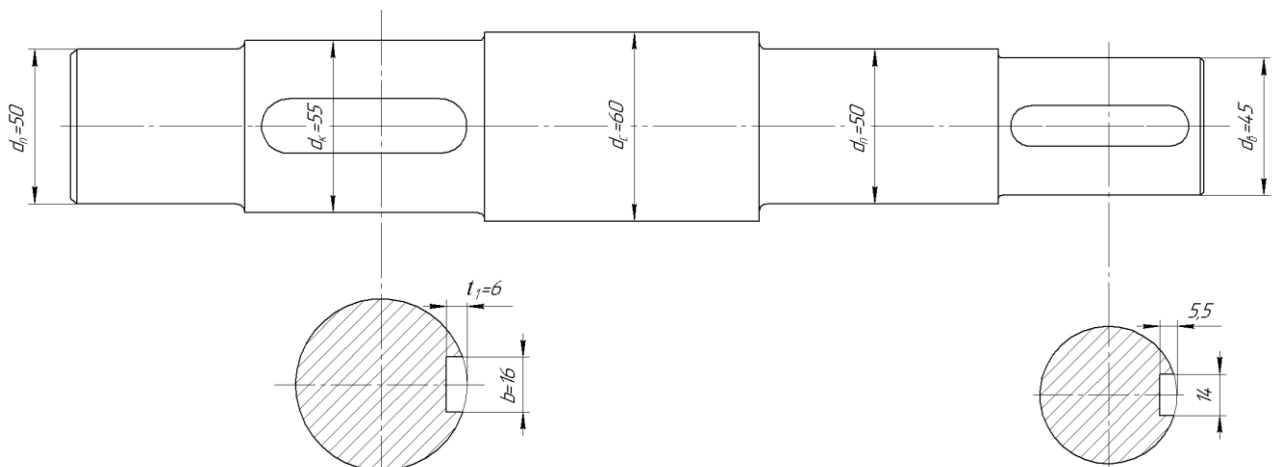


Рисунок 3.5 - Конструкция вала

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_σ, k_τ – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений;

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

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v, τ_v – амплитуды цикла нормальных и касательных напряжений;

σ_m, τ_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 $T_2 = 407,75 \text{ Н·м}$.

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

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

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

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

Результирующий 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 $d_e = 50$ мм, диаметр свободного участка $d_c = 65$ мм.

Конструкция вала с увеличенными диаметрами изображена на рис. 3.6.

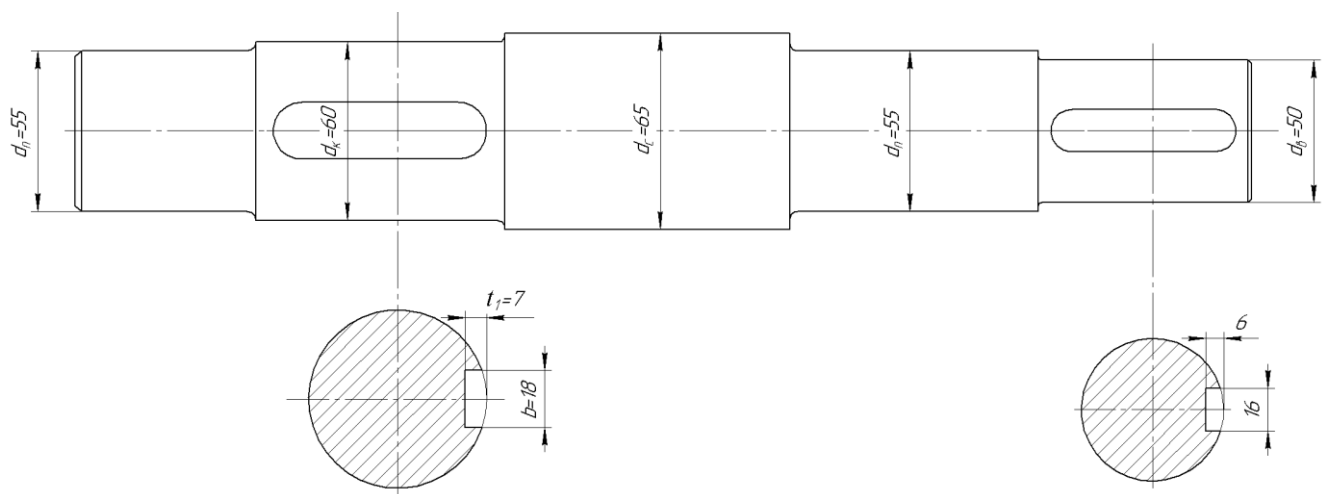


Рисунок 3.6 - Конструкция вала с увеличенными размерами сечений

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:

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

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

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

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.

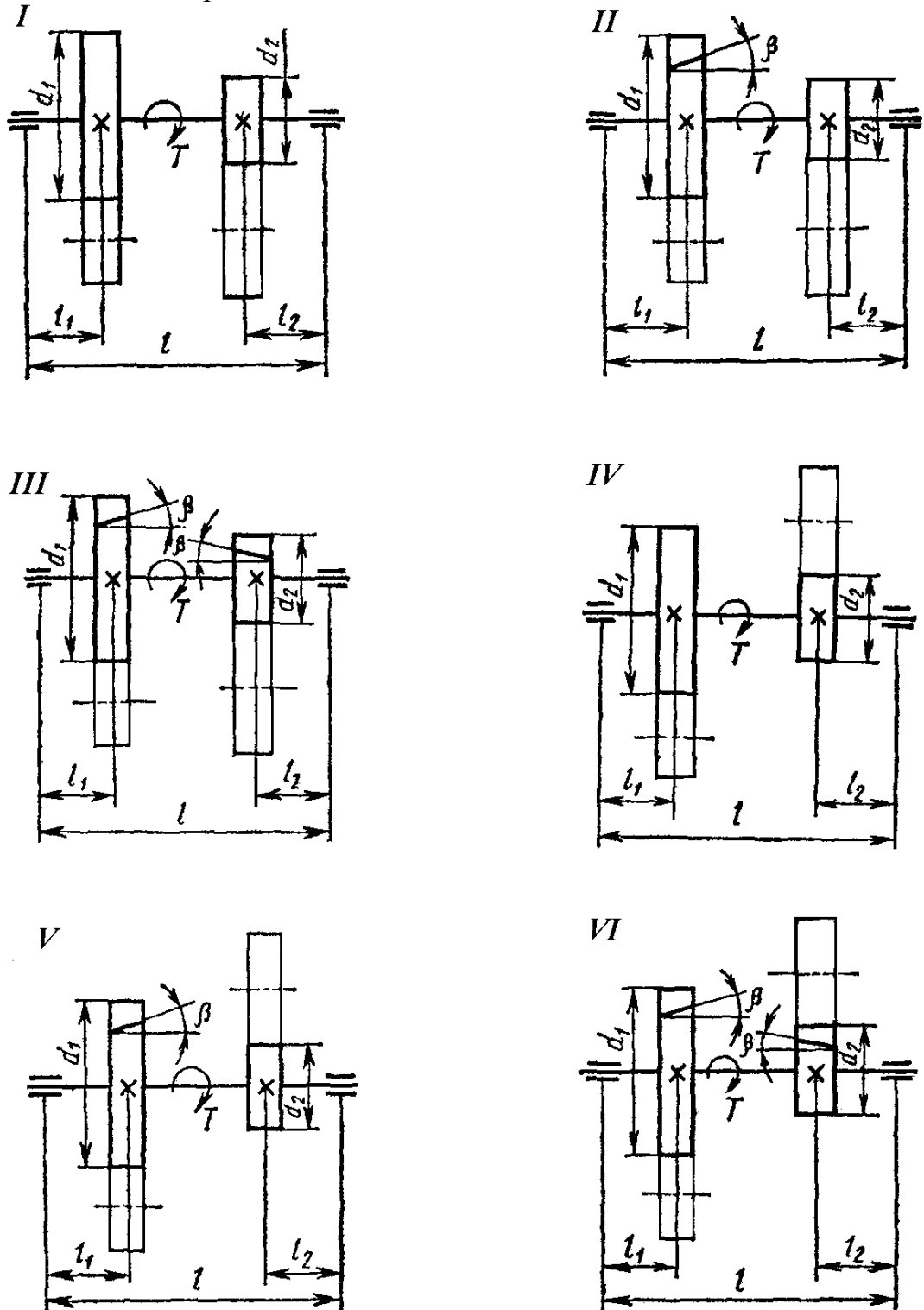


Рисунок 4. Схемы валов

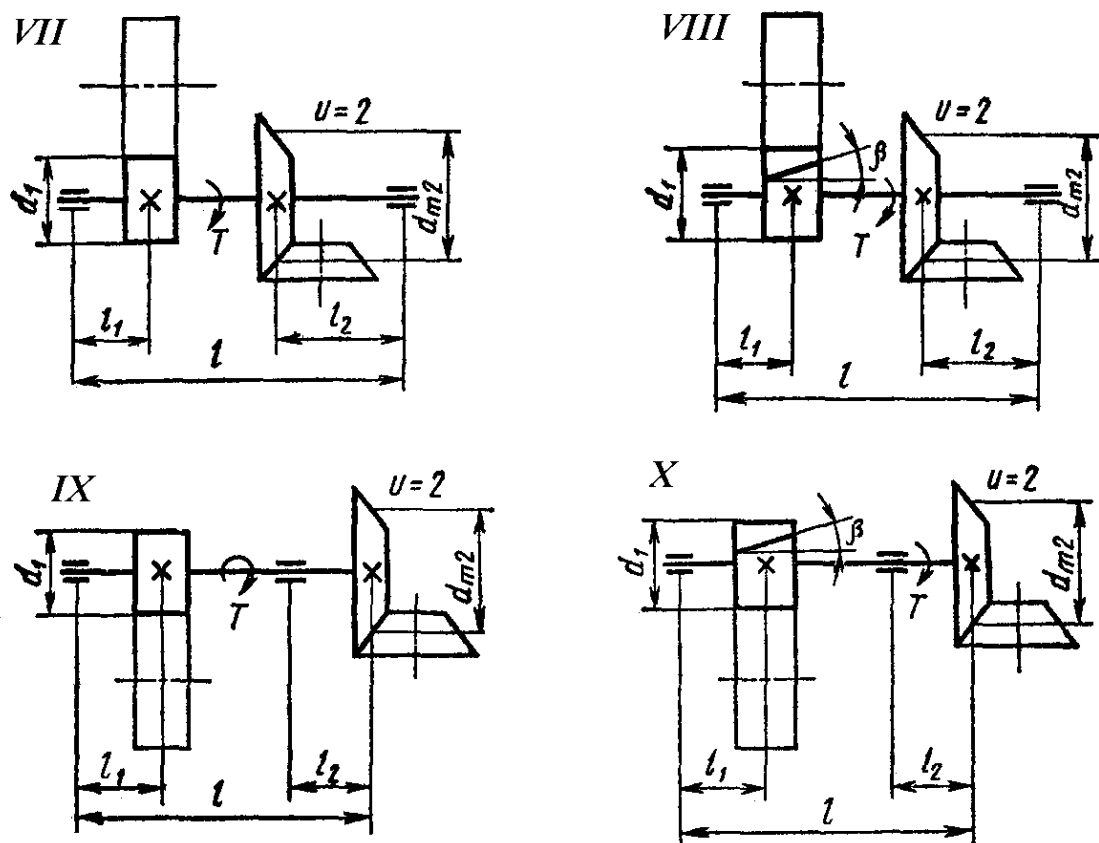


Рисунок 4. Схемы валов (продолжение)

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
β , 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
β , 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
β , 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
β , 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

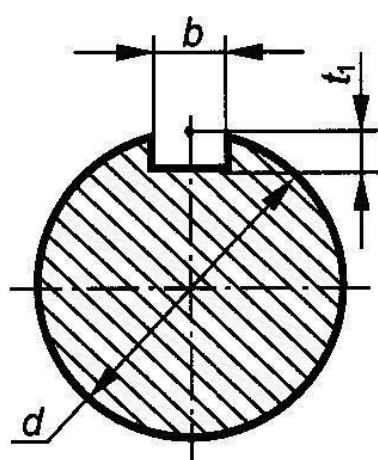
Таблица 4.X

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
$\beta, \text{рад}$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$	$\pi/20$

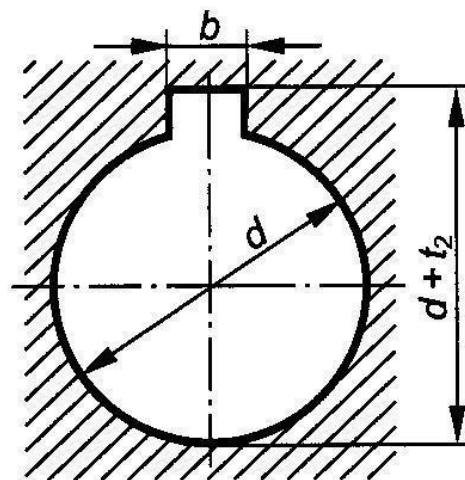
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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 вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза, мм		Длина l , мм
	b , мм	h , мм	вала t_1	ступицы 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

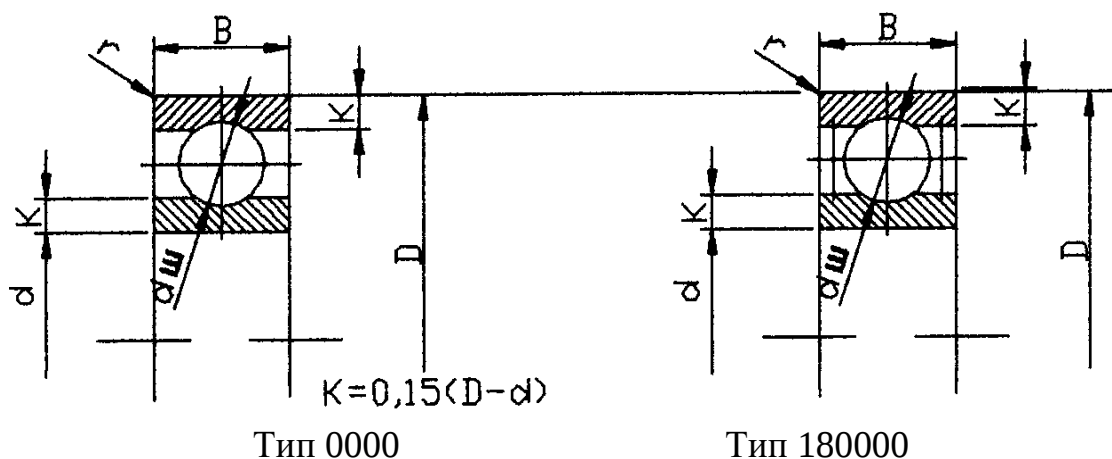
1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

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



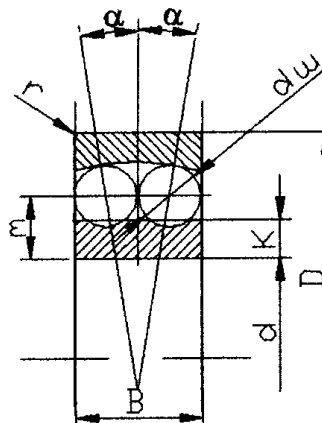
Пример обозначения подшипника по ГОСТ 8882-75 с параметрами $d=35\text{мм}$, $D=80\text{мм}$, $B=21\text{мм}$, средней серии:

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)**



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

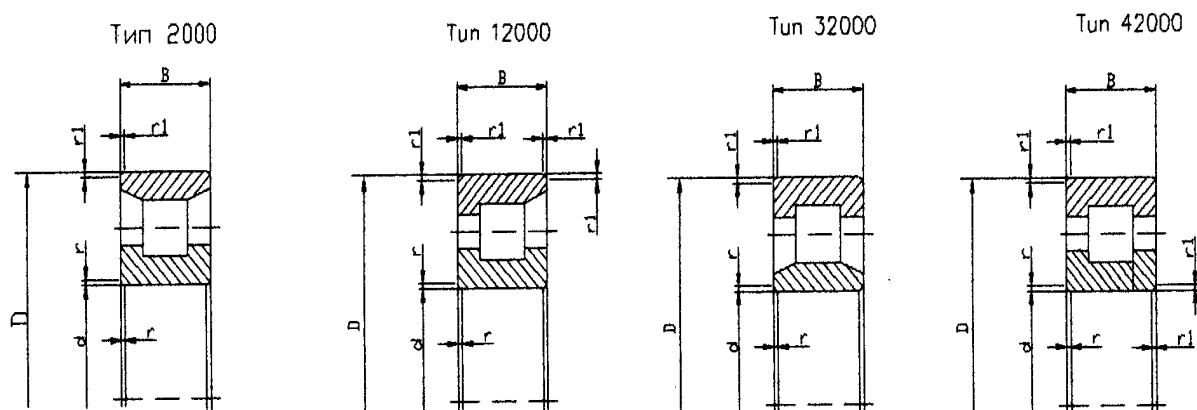
$$m=0,25(D-d)$$

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 обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	α , град.	$d_{ш}$, мм	r , мм	Динами- ческая грузо- подъем- ность C , Н	Статиче- ская гру- зоподъ- емность 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)**



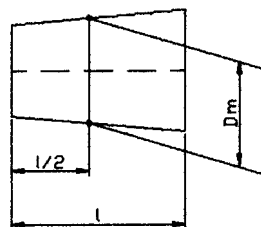
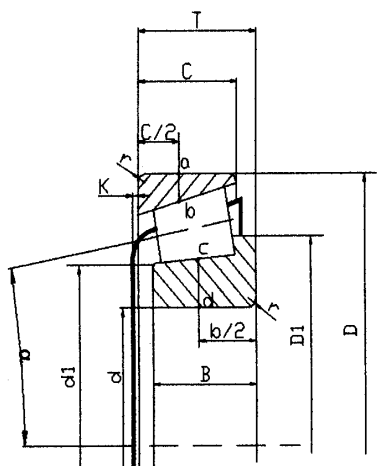
Пример обозначения подшипника типа 2000 с $d=40$ мм, $D=90$ мм, $B=23$ мм:

Подшипник 2308 ГОСТ 8328-75

Условное обозначение подшипников по типам				d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	d_p , мм	l , мм	Динамическая грузоподъемность C , Н	Статическая грузоподъемность 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:

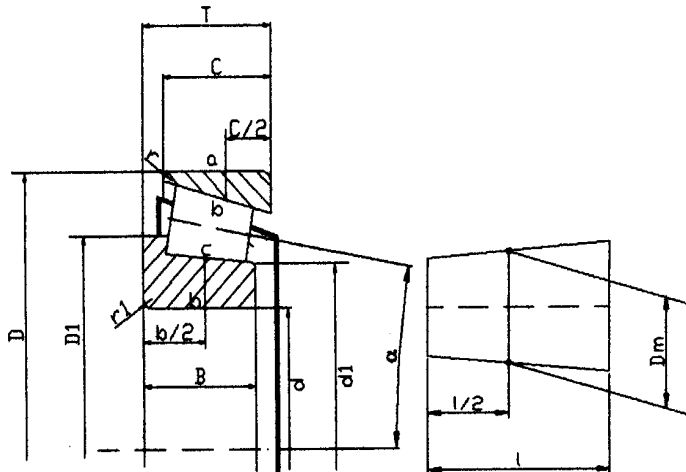
Подшипник 7308 ГОСТ 333-79

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	C , мм	T_m , мм	r , мм	r_1 , мм	α , 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)



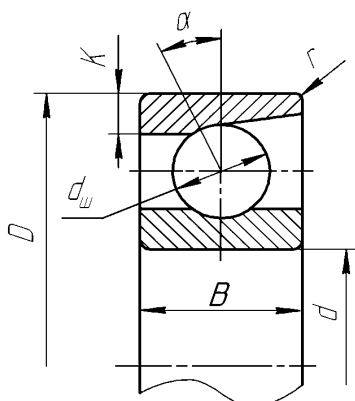
Обозначение роликоподшипника радиально-упорного конического средней серии с параметрами $d=40$ мм, $D=90$ мм, $T=25,5$ мм:

Подшипник 27308 ГОСТ 1260-81

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	C , мм	T_m , мм	r , мм	r_1 , мм	α , град.	d_1 , мм	D_m , мм	l , мм	Динамическая грузоподъемность C , Н	Статическая грузоподъемность 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)



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

$\alpha=12^0$ тип 36000

$\alpha=26^0$ тип 46000;

$\alpha=36^0$ 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 $\alpha=26^0$:

Подшипник 46308 ГОСТ 831-75

36000	46000	66000	d, мм	D, мм	B, мм	d _ш , мм	r, мм	Динамическая грузоподъемность C, Н			Статическая гру- зоподъемность C ₀ , 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

