

5. ДЕТАЛИ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

5.1. СОЕДИНЕНИЯ

Способы соединения деталей при сборке машин, приборов и различных механизмов весьма разнообразны. Все соединения можно разделить на две основные группы:

- неразъемные;
- разъемные.

Неразъемные соединения не допускают разборки собранных деталей и применяются для упрощения технологии изготовления деталей или для сокращения расхода дефицитных материалов. В таких соединениях взаимное расположение деталей в сборочной единице остается неизменным.

К неразъемным относятся соединения:

- заклепками,
- сваркой,
- пайкой,
- склеиванием,
- замазкой,
- прессовые,
- развальцовкой,
- гибкой,
- заформовкой.

Разъемные соединения допускают разборку соединенных деталей без разрушения деталей и скрепляющих элементов. Эти соединения применяют по технологическим, конструктивным и эксплуатационным соображениям.

К разъемным соединениям относятся:

- резьбовые,
- шпоночные,
- шлицевые,
- штифтовые,
- профильные,
- штыковые.

К соединениям предъявляются следующие основные *требования*:

- статическая и усталостная прочность;
- равнопрочность самого соединения с материалом соединяемых деталей;
- жесткость;
- плотность;

-сохранение физических и химических свойств материала в местах соединения;

— универсальность способа, то есть применимость способа для соединения деталей различной формы и размеров, изготовленных из разнообразных материалов.

Разъемные соединения должны допускать многократные сборки и разборки без дополнительных технологических операций.

5.1.1. НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.1.1. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.1.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Заклепкой называется сплошной или полый цилиндрический стержень с заранее сформированной *закладной* головкой на одном конце.

В настоящее время в приборо— и машиностроении наиболее распространены стандартные заклепки с полукруглыми (рис. 5.1.1, *a*), полупотайными (рис. 5.1.1, *б*), потайными (рис. 5.1.1, *в*) головками, и пустотелые заклепки, которые, в свою очередь, могут быть как со скругленной головкой (рис. 5.1.1, *г*) и с потайной (рис. 5.1.1, *д*).

Размеры стандартизованных заклепок приводятся в таблицах сортамента заклепок.

Заклепки изготовляют из *пластичных* материалов: малоуглеродистых сталей, низколегированных малоуглеродистых сталей, меди, латуни,

алюминиевых сплавов, а также жароупорных и специальных сплавов.

Заклепочные соединения образуются с помощью заклепок, поставленных в специально просверленные или пробитые отверстия в соединяемых деталях. При заклепке на другом конце стержня формируется вторая головка, называемая *закрывающей головкой* (рис. 5.1.2).

Заклепочные соединения применяют в конструкциях, воспринимающих большие вибрационные и повторные нагрузки, а также для соединения деталей из несвариваемых материалов и не допускающих сварку из-за нагрева деталей. Кроме того, заклепочные соединения широко применяют для соединения нескольких деталей в один пакет. В *приборостроении* заклепочные соединения

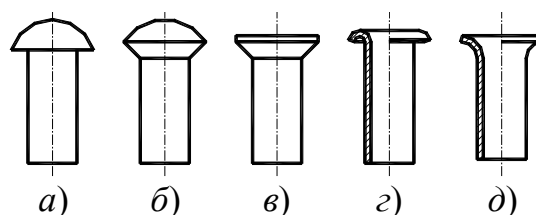


Рис. 5.1.1

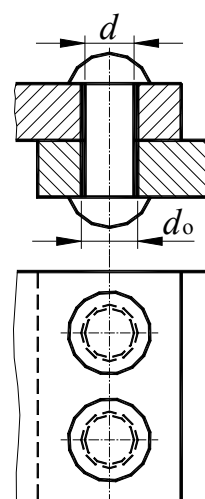


Рис. 5.1.2

применяют чаще, чем в машиностроении.

Для облегчения сборки диаметр отверстий d_o назначают несколько больше диаметра стержня заклепок:

$$d_o = d + 0,1 \text{ мм.} \quad (5.1.1)$$

Однако благодаря пластическим деформациям в процессе клепки стержни заклепок осаживаются и полностью заполняют отверстия. Таким образом, относительному смещению склепанных деталей препятствуют как стержни заклепок, так и силы трения, возникающие между склепанными деталями.

По назначению заклепочные швы разделяют на *прочные (силовые)* для восприятия внешних нагрузок и, обеспечивающие также и герметичность, *прочноплотные* соединения. Герметичность стыка в прочноплотных швах дополнительно обеспечивается нанесением на поверхности стыка уплотнительных составов – клеев, силиконовых эмалей или металлических покрытий.

По конструкции заклепочные соединения делят на соединения *внахлестку* (рис. 5.1.2) и *встык с одной* (рис. 5.1.3) и *двумя* (рис. 5.1.4) *накладками*, а также на *однорядные* (рис. 5.1.18) и *многорядные с параллельным* (рис. 5.1.3) и *шахматным* (рис. 5.1.20) расположением заклепок в рядах.

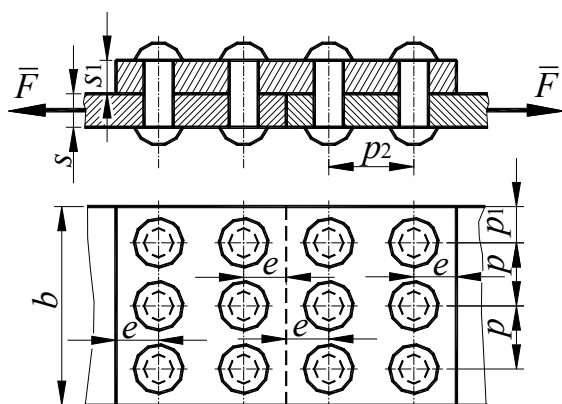


Рис. 5.1.3

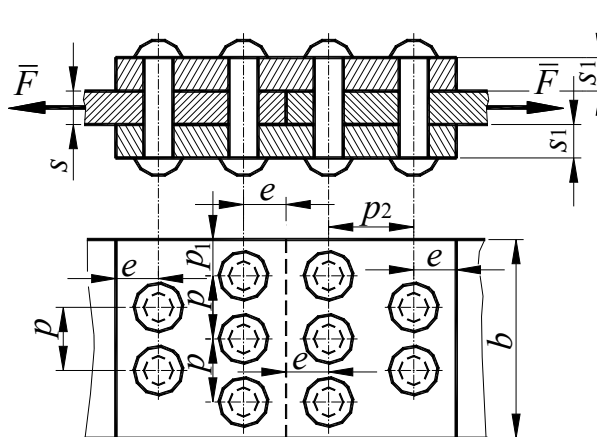


Рис. 5.1.4

Количество рядов считается по одну сторону стыка в перпендикулярном ему направлении.

В зависимости от числа склепываемых *слоев* металла (в том числе и накладок) шов имеет различное число поперечных срезов заклепок. Так, шов *внахлестку* или *встык с одной накладкой* будет *односрезным*, шов *встык с двумя накладками* – *двухсрезным*.

5.1.1.1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ

Основными параметрами заклепочных швов являются шаг p и диаметр заклепок d , толщина склепываемых деталей s_1 и s_2 (рис. 5.1.5).

Шагом заклепочного шва p называется расстояние между центрами заклепок в направлении, перпендикулярном к действующему на шов усилию.

Введем обозначения (рис. 5.1.3-5.1.5):

b – ширина склепываемых деталей;

z – число заклепок;

n – число плоскостей среза заклепок, равное числу плоскостей скольжения листов;

s_{\min} – наименьшая толщина одной или нескольких деталей, передающих нагрузку в одну сторону (например, если $2s_1 > s$, то $s_{\min} = s$ (рис. 5.1.4));

e – расстояние от центра заклепки до края детали в направлении действующего на шов усилия;

p_2 – расстояние между рядами заклепок.

При нагрузке, действующей в направлении перпендикулярно осям заклепок заклепочное соединение может быть разрушено в результате среза заклепок в плоскости соединения деталей или смятия заклепок деталями.

Если заклепки окажутся прочными и выдержат все перечисленные выше деформации, то соединение может разрушиться в результате разрыва деталей по их наиболее опасному сечению (по сечению, ослабленному отверстиями), среза листа заклепками (если расстояния до края детали и между рядами будут малы), смятия материала листа под заклепками.

При расчетах на прочность заклепочных соединений принимают некоторые допущения. Считают, что в швах все заклепки нагружаются равномерно силой $\frac{F}{z}$. При этом полагают, что напряжения в поперечных сечениях деталей распределяются так же равномерно. Фактически же, особенно в первоначальный момент возникновения усилий растяжения, заклепки,

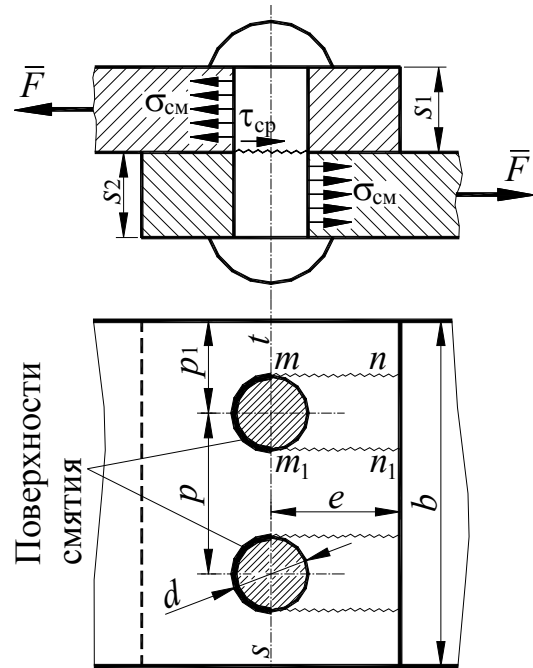


Рис. 5.1.5

расположенные ближе к точке приложения внешней силы, будут испытывать большие напряжения, чем заклепки, удаленные от нее. В дальнейшем, вследствие упругих и остаточных деформаций как заклепок, так и соединяемых деталей, нагрузки на заклепки будут почти одинаковыми. Кроме того, при расчете заклепочного соединения наличие трения между соединяемыми деталями не учитывается, что увеличивает запас прочности.

Условие прочности *заклепки на срез*, на основании (2.4.5), определяется равенством:

$$F \leq A_{\text{ср}} \tau_{\text{ср } p} = zn \frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{ср } p}, \quad (5.1.2)$$

откуда:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi zn \tau_{\text{ср } p}}}. \quad (5.1.3)$$

Условие прочности *соединяемых деталей и заклепки на смятие*, на основании (2.10.14), определяется равенством:

$$F \leq A_{\text{см}} \sigma_{\text{см } p} = zds_{\text{min}} \sigma_{\text{см } p}. \quad (5.1.4)$$

откуда:

$$d \geq \frac{F}{zs_{\text{min}} \sigma_{\text{см } p}}. \quad (5.1.5)$$

При применении формул (5.1.4) и (5.1.5) было сделано следующее *упрощение*. Из рис. 5.1.5 очевидно, что распределение напряжений смятия по поверхности смятия неравномерно – оно равно нулю по краям площадки смятия и максимально в центре. Для упрощения расчетов за площадь смятия принята площадь диаметрального сечения заклепки на длине s_{min} , равная ds_{min} .

Условие прочности детали шириной, равной шагу p , на *разрыв соединяемых деталей по наиболее опасному их сечению*, (сечению, ослабленному отверстиями), согласно (2.3.27), имеет вид:

$$F \leq s_{\text{min}} (b - dz) \sigma_p, \quad (5.1.6)$$

откуда:

$$s_{\text{min}} \geq \frac{F}{(b - dz) \sigma_p}. \quad (5.1.7)$$

Если размер e от кромки листа до линии центров будет недостаточен, то заклепка может *прорезать* край листа по плоскостям mn и m_1n_1 (рис. 5.1.5). Условие прочности в этом случае определяется равенством:

$$F \geq 2s_{\text{min}} ez \tau_{\text{ср } p}. \quad (5.1.8)$$

откуда:

$$e \geq \frac{F}{2z s_{\min} \tau_{ср p}}. \quad (5.1.9)$$

Обычно *расстояние от кромки листа до центра заклепки* принимается равным:

$$e = (1,5 - 2,0)d. \quad (5.1.10)$$

Расстояние между рядами заклепок принимается равным при расположении заклепок:

— *рядовом* (рис. 5.1.3):

$$p_2 = 4d, \quad (5.1.11)$$

— *шахматном* (рис. 5.1.4):

$$p_2 = 2d. \quad (5.1.12)$$

Допускаемые напряжения среза $\tau_{ср p}$ и смятия $\sigma_{см p}$ заклепок и разрыва листов σ_p выбирают по приводимой в специальной справочной литературе по таблицам в зависимости от материала листов и заклепок, вида деформаций, характера нагрузки, способа подготовки отверстий.

5.1.1.2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.1.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При сварке детали соединяют за счет формирования *межатомных связей* в свариваемых деталях при их *местном* или *общем нагреве* (сварка *плавлением*), *пластическом деформировании* деталей в зоне стыков (сварка *давлением*).

Способы сварки *давлением* делятся, в свою очередь, на две группы: *с применением нагрева* и *без применения нагрева*.

Способы сварки называются по виду используемого источника теплоты (газовая, электродуговая), по способу защиты материала в зоне сварки (в аргоне, под флюсом, в вакууме), по степени механизации (ручная, полуавтоматическая, автоматическая), по другим техническим признакам.

Наибольшее применение имеют *электродуговая, электроконтактная* и *газовая* сварки.

Источником энергии в *электродуговой* сварке является электрическая дуга между свариваемыми деталями и электродом — *плавящимся* металлическим или *неплавящимся*, выполненным из электротехнического угля, синтетического графита или из вольфрама.

При сварке *плавящимся* электродом сварной шов образуется почти полностью за счет металла электрода. Для защиты от окисления шва (металла в зоне сварки) электрод обмазывают защитным покрытием.

Ручная дуговая сварка металлическими электродами является универсальным способом сварки плавлением, позволяющим выполнять все виды соединений из всех марок конструкционных, углеродистых, легированных и высоколегированных сталей и сплавов при различном сочетании свариваемых материалов толщиной до 100 мм. Это один из наиболее дешевых способов сварки.

При сварке *неплавящимся* электродом сварной шов образуется почти полностью за счет металла присадочного прутка, а зону расплава защищают *инертными газами* (аргоном, гелием) или *углекислым газом*.

В среде *инертных газов* рекомендуется сваривать детали из алюминиевых, медных и титановых сплавов, высоколегированных сталей и сплавов, а также детали из разнородных сталей и сплавов.

В среде *углекислого газа* рекомендуется сваривать детали из углеродистой и легированной сталей толщиной до 20 мм. Сварку в среде углекислого газа не допускается применять при изготовлении конструкций из алюминиевых, титановых и медных сплавов.

Контактная электросварка производится за счет разогрева стыка деталей (тонких листов) теплотой, выделяемой при прохождении электрического тока через два электрода, сжимающих эти детали.

Газовая сварка происходит при оплавлении материала деталей и прутка присадочного металла высокотемпературным газовым пламенем от сгорания горючего газа в кислороде. Эту сварку применяют в основном при ремонтных работах, при заварке дефектов чугуна литья, при сварке тонколистовых конструкций из малоуглеродистых сталей (толщиной до 5 мм) и некоторых цветных металлов, а также для сварки неметаллических деталей.

При *избытке кислорода* металл интенсивно окисляется – «горит», что используется для *резки* стальных деталей.

Сварные соединения являются наиболее прочными и наименее затратными среди неразъемных соединений и могут быть получены на автоматах и автоматических линиях, в силу чего они и получили среди неразъемных соединений наибольшее распространение.

Основными недостатками сварных соединений являются: наличие остаточных напряжений из-за неоднородного нагрева и охлаждения и возможность коробления деталей при сваривании (особенно тонкостенных), возможность существования скрытых (невидимых) дефектов (трещин, непроваров, шлаковых включений), снижающих прочность соединений.

Выбор способа сварки определяется следующими факторами:

- маркой свариваемого материала;
- требуемыми свойствами сварного соединения;
- конструкцией сборочной единицы.

Необходимо принимать во внимание и дополнительные факторы, влияющие на выбор способа сварки (например, общий объем сварки в изделии, серийность и стоимость процесса сварки), и рассматривать их с учетом конкретных условий производства сварной конструкции.

В настоящем разделе рассмотрены главным образом конструктивные разновидности и расчет *электродуговых сварных соединений*, как наиболее распространенных.

5.1.1.2.2. ВИДЫ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

По *конструкции узлов* сварные соединения делят на следующие *виды*:

- *стыковые* (рис. 5.1.6, а);
- *угловые*, которые, в свою очередь, подразделяются на:
 - *нахлесточные* (рис. 5.1.6, б),
 - *тавровые* (рис. 5.1.6, в),
 - *угловые* (рис. 5.1.6, г).

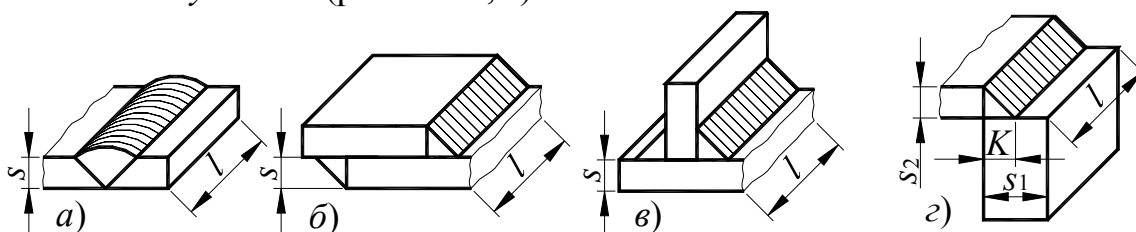


Рис. 5.1.6

Наиболее просты и прочны стыковые швы.

Стыковые швы обеспечивают хорошую проварку кромок деталей и поэтому лучше угловых работают при переменных нагрузках. Форму кромок и размеры поперечного сечения стыковых швов назначают в зависимости от толщины свариваемых деталей и способа сварки (ручная или автоматическая).

Стыковые швы деталей *одинаковой* толщины выполняют с *отбортовкой* при $s \leq 3$ мм (рис. 5.1.7, а), *без скоса кромок* при $s = (3 - 8)$ мм (рис. 5.1.7, б); *односкосными* (рис. 5.1.7, в) и *двухскосными* (рис. 5.1.7, г) при $s = (8 - 20)$ мм; *двусторонними* (рис. 5.1.7, д) при $s \geq 12$ мм.

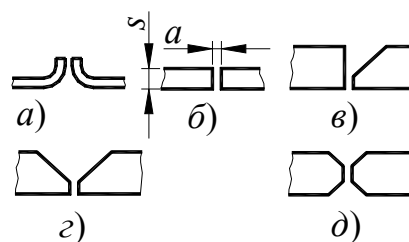


Рис. 5.1.7

Сварка стыковых соединений деталей *неодинаковой* толщины при разнице, не превышающей приведенных ниже значений, должна проводиться так же, как деталей одинаковой толщины (конструктивные элементы подготовленных кромок и размеры сварного шва следует выбирать по большей толщине), из табл. 5.1.1.

Таблица 5.1.1

Толщина тонкой детали, мм	1-4	4-20	30-30	Св. 30
Разность толщин деталей, мм	1	2	3	4

При разности в толщине свариваемых деталей свыше этих значений на детали, имеющей большую толщину s_1 , должен быть сделан скос с одной или двух сторон до толщины тонкой детали s , как указано на рис. 5.1.8. При этом конструктивные элементы подготовленных кромок и размеры сварного шва следует выбирать по меньшей толщине.

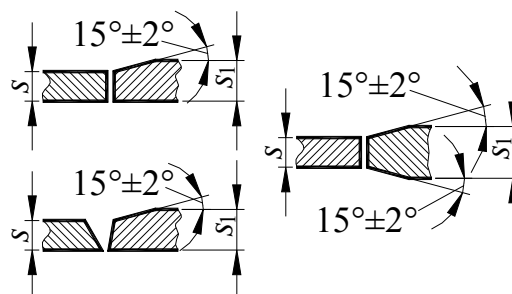


Рис. 5.1.8

Угловые швы (рис. 5.1.7, б, в, г) в поперечном сечении имеют обычно форму, близкую к прямоугольному треугольнику. Выполняются швы *нормальными* (прямыми) (рис. 5.1.9, а), *выпуклыми* (рис. 5.1.9, б), *вогнутыми* (рис. 5.1.9, в) и *специальными* (с неравными катетами) (рис. 5.1.9, г).

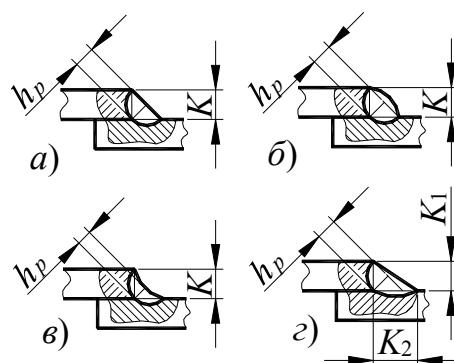


Рис. 5.1.9

Выпуклые швы (условно называемые *швами с усилением*) склонны к образованию непроваров на участках соединения шва со стенками деталей и обладают пониженным сопротивлением усталости.

Швы с *неравными катетами*, как и *вогнутые* швы, создают более плавные переходы между деталями узлов и снижают концентрацию напряжений. Эти швы применяют при действии переменных усталостных нагрузок. Технология сварки такими швами несколько сложнее, и поэтому чаще всего применяют *нормальные* швы.

Катеты углового шва должны быть установлены не более 3 мм для деталей толщиной до 3 мм включительно и 1-2 толщин более тонкой детали при сварке деталей толщиной свыше 3 мм.

Швы *тавровых* и *угловых* соединений можно выполнять *без скоса кромок* (рис. 5.1.10, а, рис. 5.1.10, г) и *со скосом кромок* (рис. 5.1.10, б, в, 5.1.10, д, е).

В зависимости от *расположения по отношению к направлению нагрузки* сварные швы делят на *фланговые* – шов параллелен направлению нагрузки (рис. 5.1.11, а), *лобовые (фронтальные)* – шов перпендикуля-

рен к направлению нагрузки (рис. 5.1.11, б); *косые* (рис. 5.1.11, в) и *комбинированные* (рис. 5.1.11, г).

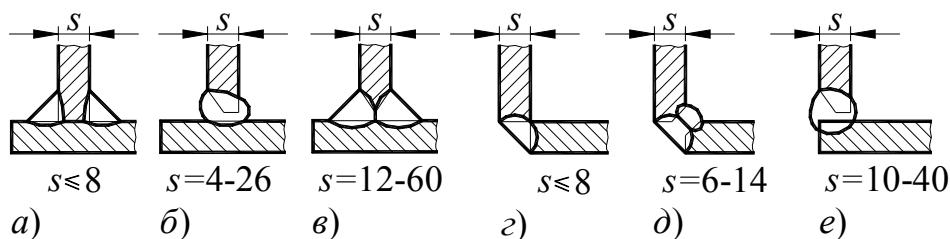


Рис. 5.5.10

Основные типы и размеры сварных швов, а также размеры, определяющие подготовку кромок свариваемых деталей из углеродистых и низколегированных сталей при ручной электродуговой сварке, приведены в ГОСТ 5264-80, а условные изображения и обозначения швов сварных соединений – в ГОСТ 2.312-72.

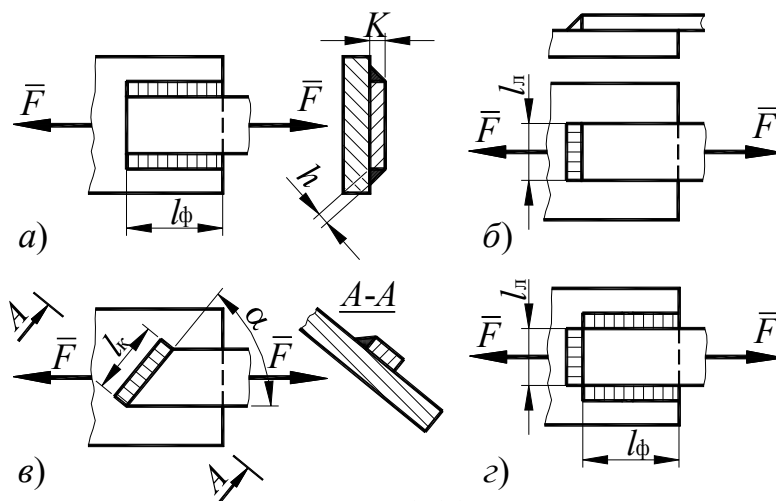


Рис. 5.1.11

5.1.1.2.3. ВЫБОР СВАРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Свариваемость конструкционных углеродистых, легированных и низколегированных *сталей* определяется приблизительно по эквиваленту углерода C_3 по формуле:

$$C_3 = C + 0,05Mn + 0,067Ni + 0,1(Cr + Mo + V), \quad (5.1.13)$$

- где С – содержание углерода, %;
 Mn – содержание марганца, %;
 Ni – содержание никеля, %;
 Cr – содержание хрома, %;
 Mo – содержание молибдена, %;
 V – содержание ванадия.

В зависимости от величины C сталь по свариваемости подразделяется на четыре группы:

I – хорошая свариваемость, $C_{\text{Э}} < 0,25\%$;

II – удовлетворительная свариваемость, $C_{\text{Э}} = (0,25-0,39)\%$;

III – ограниченная свариваемость, $C_{\text{Э}} = (0,39-0,5)\%$;

IV – плохая свариваемость, $C_{\text{Э}} > 0,5\%$.

Применение марок сталей группы IV следует ограничивать.

К сварочным материалам относятся сварочная проволока, флюсы, электроды для ручной электродуговой сварки, защитные и горючие газы.

При назначении сварочных материалов необходимо учитывать их технико-экономические характеристики:

- марку свариваемого материала,
- обеспечение требуемой формы и размеров швов,
- обеспечение необходимых механических свойств сварных соединений и коррозионной стойкости,
- возможность сварки в различных пространственных положениях,
- предупреждение появления трещин в металле шва и зоне термического влияния,
- способ сварки,
- стоимость,
- коэффициент полезного действия.

Для обеспечения эксплуатационной надежности сварных соединений необходимо обеспечивать не только равнопрочность шва с основным металлом, но и высокую пластичность металла шва. Практически это достигается при сварке малоуглеродистых сталей. При сварке высокопрочных и легированных сталей, когда не представляется возможным подобрать электроды, обеспечивающие сочетание этих условий, следует предпочитать электроды с несколько меньшей прочностью наплавленного металла, но с более высокой пластичностью.

При сварке *алюминия* и *его сплавов* применяются сварки:

- в среде инертных газов,
- контактная,
- газовая,
- ручная электродуговая,
- под флюсом.

Выбор состава проволоки для сварки обуславливается требованиями, предъявляемыми к металлу шва и соединениям. Обычно требования предусматривают стойкость против образования трещин, прочность, пластичность, коррозионную стойкость.

5.1.1.2.4. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Прочность сварного соединения зависит от качества основного материала, определяющего его способность к свариванию, от совершенства технологического процесса сварки и от характера действующих нагрузок (постоянные и переменные).

Все принятые в инженерной практике методы расчета сварных соединений являются *приближенными*.

Наиболее трудной и ответственной частью расчета является правильный выбор *допускаемых напряжений* с учетом всех особенностей рассчитываемой конструкции, технологии ее изготовления и условий эксплуатации.

Допускаемые напряжения в сварных швах при *статической* нагрузке определяют в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение σ_{pp} для основного металла:

при растяжении:

$$\sigma'_{pp} = 0,9\sigma_{pp}, \quad (5.1.14)$$

при сжатии:

$$\sigma'_{сж p} = \sigma_{pp}, \quad (5.1.15)$$

при срезе:

$$\tau'_{ср p} = 0,6\sigma_{pp}. \quad (5.1.16)$$

В зависимости от вида сварного соединения и вида сварки принятые допускаемые напряжения для сварных швов понижаются путем умножения их на коэффициент ϕ (табл. 5.1.2).

Таблица 5.1.2

Значения коэффициента ϕ в зависимости от вида сварного соединения и сварки

Вид сварного соединения	Вид дуговой сварки	ϕ
Стыковое с двусторонним проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная, выполненная качественным электродом	0,95
	Ручная с повышенными требованиями контроля	1,00
Стыковое при одностороннем шве	Автоматическая под флюсом	0,80
	Ручная	0,70
Тавровое со сплошным проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная	0,70

Вид сварного соединения	Вид дуговой сварки	φ
Тавровое с угловыми швами без сплошного провара	Автоматическая под флюсом или ручная	0,80

Допускаемые напряжения при *периодическом* нагружении:

$$\sigma_{rp} = \gamma \sigma_p, \quad (5.1.17)$$

$$\tau_{rp} = \gamma \tau_p, \quad (5.1.18)$$

где γ – коэффициент понижения допускаемых напряжений,

$$\gamma = \frac{1}{(ak_\sigma + b) - (ak_\sigma - b)r} \leq 1, \quad (5.1.19)$$

где k_σ (k_τ) – эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений (табл. 5.1.3);

Таблица 5.1.3

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для сварных швов

Сварной шов		Коэффициент k_σ (k_τ) для стали	
		углеродистой	низколегированной
стыковой с полным проваром	при автоматической и ручной сварке и контроле швов	1,0	1,0
	при ручной сварке без контроля качества шва	1,2	1,4
корня шва	при автоматической сварке без контроля качества шва	1,1	1,2
угловой лобовой	при ручной сварке	2,3	3,2
	при автоматической сварке	1,7	2,4
	угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

a, b – коэффициенты:

для углеродистых сталей: $a=0,58, b=0,26;$

для низколегированных сталей: $a=0,65, b=0,30,$

r – коэффициент асимметрии цикла; определяется как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или сил, взятых со своими знаками:

$$r = r_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}, \quad (5.1.20)$$

$$r = r_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}. \quad (5.1.21)$$

5.1.1.2.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ТИПОВЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Соединения обычно разрушаются по месту сварки. Рассчитывают соединения в предположении равномерного распределения напряжений по сечению швов.

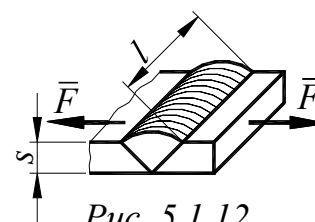


Рис. 5.1.12

Стыковые швы (рис. 5.1.6, а) рассчитывают на прочность по *номинальному сечению соединяемых деталей* (без учета утолщения швов), как целые детали.

От внешней растягивающей силы F в сечении шва возникают напряжения растяжения σ'_p (рис. 5.1.12).

Условие прочности (2.3.27) в этом случае примет вид:

$$\sigma'_p = \frac{F}{l_s} \leq \sigma'_{pp}, \quad (5.1.22)$$

где l – длина шва;

s – толщина соединяемых деталей.

Из уравнения (5.1.22) получаем:

$$l \geq \frac{F}{s\sigma'_{pp}}. \quad (5.1.23)$$

В случае сварки деталей разной толщины расчет ведут по более тонкой детали. Утолщения стыковых швов в расчете не учитывают.

Как показал опыт эксплуатации, все *угловые швы*, разрушаются по биссектрисе прямого угла h (рис. 5.1.9, 5.1.11), несмотря на различные условия нагружения *лобовых (фронтальных)* и *фланговых швов*. В этом случае площадь расчетного сечения A будет равна (рис. 5.1.11):

для *фланговых швов*:

$$A_{рф} = l_{ф} K \cos 45^{\circ} \approx 0,71 l_{ф} K; \quad (5.1.24)$$

для *лобовых (фронтальных) швов*:

$$A_{рл} = l_{л} K \cos 45^{\circ} \approx 0,71 l_{л} K. \quad (5.1.25)$$

где K – расчетный катет углового шва, равный катету вписанного равнобедренного прямоугольного треугольника (рис. 5.1.9).

Катет шва выбирают из условия $K \leq s$, но не менее 3 мм при $s \geq 3$ мм. Верхний предел катета не ограничен, но швы, у которых $K > 20$ мм, встречаются редко.

Угловые швы при нагружении испытывают сложное напряженное состояние. Однако в *упрощенном* расчете такие швы условно рассчитывают на *срез* по средним касательным напряжениям $\tau'_{ср}$. Для расчетного сечения условие прочности (2.4.5) в этом случае будет иметь вид:

$$\tau'_{ср} = \frac{F}{A_p} \leq \tau'_{ср p}. \quad (5.1.26)$$

Значения в формуле A_p (5.1.26) для *фланговых* и *лобовых (фронтальных)* швов определяются по формулам (5.1.24) и (5.1.25), а значения допускаемых напряжений в сварном шве при срезе $\tau'_{ср p}$ – по формуле (5.1.16).

Из уравнения (5.1.26) с учетом (5.1.24) и (5.1.25) получаем:

$$l_{\phi} \geq \frac{1,41F}{K\tau'_{ср p}}, \quad (5.1.27)$$

$$l_{л} \geq \frac{1,41F}{K\tau'_{ср p}}. \quad (5.1.28)$$

Из-за дефектов сварки на концах шва (непровар в начале и кратер в конце шва) принимают *минимальную* длину шва не менее 30 мм.

Длина l_{ϕ} *фланговых* швов не должна превышать $60K$ для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва.

Длина $l_{л}$ *лобовых (фронтальных)* швов не ограничена.

Соединение *комбинированным* (лобовым и *фланговым*) швом рассчитывают, полагая, что швы работают независимо.

5.1.1.3. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

5.1.1.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Соединение деталей машин с *натягом*, обеспечиваемым разностью посадочных размеров, происходит за счет сил упругости от их предварительной деформации. С помощью натяга соединяют обычно соосные детали с цилиндрическими и, реже, коническими поверхностями контак-

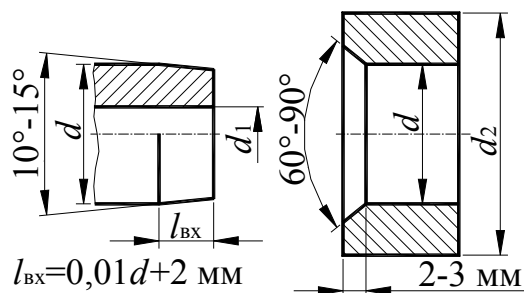


Рис. 5.1.13

та (рис. 5.1.13). В результате натяга на поверхностях контакта возникают удельные давления p и соответствующие им силы трения, которые препятствуют относительному смещению собранных деталей (рис. 5.1.14). Соединения используют для передачи вращающего момента и сил между сопрягаемыми деталями.

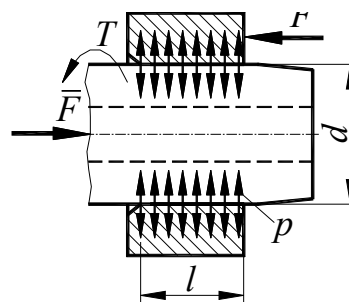


Рис. 5.1.14

Детали, как правило, соединяют механическим или тепловым способом.

При сборке *механическим* способом охватываемую деталь (например, вал) с помощью пресса вдавливают в охватывающую деталь (например, подшипник) или наоборот. Этот способ используется при сравнительно *небольших* натягах.

Тепловой способ соединения применяется при больших натягах и производится путем нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали до температуры, обеспечивающей свободное совмещение деталей (обычно – нагрев в масляной ванне – до 200°C – 400°C , а охлаждение – в жидком азоте (до -150°C) или сухим льдом (-72°C)). Предпочтение следует отдавать методу охлаждения, так как охватываемая деталь в большинстве случаев имеет меньшую массу, а так же потому, что сборка с нагревом втулки может вызвать изменение структуры материала, коробление детали и появление окалины. Кратковременное охлаждение не приводит к изменению структуры материала, поверхности и сохраняет результаты предшествующей термообработки детали, но требует организации специального технологического процесса.

Соединения с натягом просты и технологичны, обеспечивают хорошее центрирование и фиксирование взаимного положения сопрягаемых деталей, что позволяет передавать значительные статические и динамические нагрузки.

Недостатками соединений являются высокая трудоемкость сборки при больших натягах; сложность разборки и при этом возможность повреждения посадочных поверхностей; высокая концентрация напряжений; склонность к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микросмещений точек деталей вблизи краев соединения и, как следствие, пониженная прочность соединений при переменных нагрузках; отсутствие жесткой фиксации деталей.

5.1.1.3.2. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ И ПОДБОР ПОСАДКИ

Опыт проектирования и эксплуатации соединений с гарантированным натягом в машинах и приборах показал, что соединения выходят из строя в результате «сползания» (взаимного осевого смещения) охватывающей де-

тали по охватываемой и разрушения деталей (главным образом, охватывающих). Взаимные осевые смещения деталей соединений происходят вследствие чрезмерных сдвигающих сил, а также в результате «срабатывания» посадки, то есть потери натяга из-за коррозионно-механического износа при микросмещениях деталей в процессе циклического нагружения.

Ослабление первоначального натяга, а также разрушение охватывающих деталей вызываются чрезмерной внешней нагрузкой или чрезмерным расчетным натягом.

Таким образом, критериями работоспособности соединений будут несущая способность соединения и прочность деталей. Стандартную неподвижную посадку подбирают с таким расчетом, чтобы при минимальном натяге удельные давления обеспечивали надежность соединения, а при максимальном натяге в материале деталей не появлялись пластические деформации.

Натяг вызывает в соединяемых деталях радиальные σ_r и окружные σ_t напряжения (рис. 5.1.15).

Напряжения в охватываемой детали (в вале):

$$\sigma_{r1} = -p \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d_i}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}, \quad (5.1.29)$$

$$\sigma_{t1} = -p \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_i}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}. \quad (5.1.30)$$

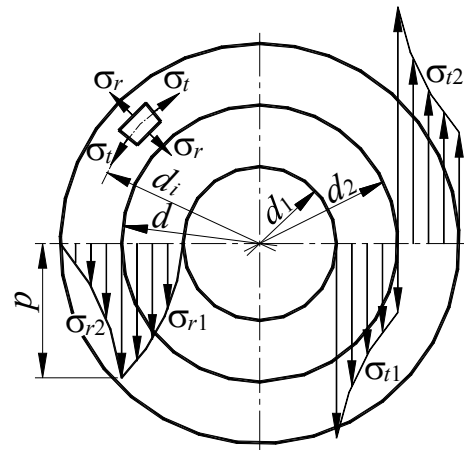


Рис. 5.1.15

Напряжения в охватывающей детали (в ступице):

$$\sigma_{r1} = p \frac{1 - \left(\frac{d_2}{d_i}\right)^2}{\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 - 1}, \quad (5.1.31)$$

$$\sigma_{t1} = p \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d_i}\right)^2}{\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 - 1}. \quad (5.1.32)$$

где d_i – диаметр сечения, в котором вычисляют напряжения.

d – диаметр сопряженных деталей;

p – удельные давления в зоне контакта сопрягаемых поверхностей деталей (рис. 5.1.14)

Наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватываемой детали (при $d_i = d$).

Условие отсутствия *пластических деформаций*:

$$\sigma_e = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \leq \sigma_T, \quad (5.1.33)$$

где σ_T – предел текучести материала детали.

Тогда наибольшие допускаемые удельные давления в зоне контакта будут равны:

$$p_{\max} = 0,5\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \right]. \quad (5.1.34)$$

Передача нагрузки (осевой силы, вращающего момента) от одной детали соединения к другой происходит за счет сил сцепления, наибольшую часть которых составляют силы трения, в связи с чем *условие взаимной неподвижности* (неразбираемости) *деталей соединения* имеет вид:

$$F \leq F_f, \quad (5.1.35)$$

где F – внешняя сдвигающая нагрузка;

F_f – сила сцепления (сила трения).

Сдвигающее усилие может быть *осевым* (рис. 5.1.14):

$$F = F_a \quad (5.1.36)$$

или *окружным*:

$$F = F_t = \frac{2T}{d}. \quad (5.1.37)$$

Тогда для соединения с гарантированным натягом, имеющего номинальные размеры d , d_1 , d_2 и l (рис. 5.1.13, 5.1.14), *минимально требуемые удельные давления* в зоне контакта сопрягаемых поверхностей деталей можно определять по формулам:

$$p \geq \frac{F_a}{\pi d l f} \quad (5.1.38)$$

$$p \geq \frac{2T}{\pi d^2 l f}. \quad (5.1.39)$$

где f – коэффициент трения.

Величина f зависит от способа сборки, материала, смазки и чистоты сопрягаемых поверхностей. При сборке методом запрессовки стальных и чугунных деталей:

$$f \approx 0,08 - 0,10. \quad (5.1.40)$$

При определении минимально требуемых удельных давлений по формулам (5.1.32) и (5.1.33) должно выполняться *условие прочности*:

$$p \leq p_{\max}, \quad (5.1.41)$$

где p_{\max} определяется по уравнению (5.1.34).

Надежность соединения с гарантированным натягом и напряженность материала деталей зависят от величины удельных давлений p . В свою очередь, удельное давление p зависит от величины действительного натяга выбранной посадки. Расчетная величина натяга N_p , необходимого для создания удельных давлений, находится из выражения:

$$N_p = kpd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5.1.42)$$

где N_p – расчетный натяг;

E_1 – модуль упругости материала охватываемой детали;

E_2 – модуль упругости материала охватывающей детали;

k – коэффициент перевода размерностей;

C_1 и C_2 – коэффициенты, учитывающие геометрические соотношения соединения и способность материалов деталей к поперечным деформациям.

Значения коэффициентов C_1 и C_2 могут быть определены из уравнений:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad (5.1.43)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \quad (5.1.44)$$

где μ_1 – коэффициент Пуассона материала охватываемой детали;

μ_2 – коэффициент Пуассона материала охватывающей детали;

Реальные детали имеют шероховатые поверхности и поэтому размеры (диаметры) деталей измеряют по вершинам микронеровностей.

При механической сборке соединения микронеровности частично обминаются, поэтому *минимальный требуемый натяг* N_{\min} принимают несколько большим *расчетного натяга* N_p :

$$N_{\min} = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (5.1.45)$$

где R_{z1} и R_{z2} параметры шероховатостей (высота неровностей профиля по десяти точкам) сопрягаемых поверхностей деталей соединения.

После определения N_{\min} подбирают такую *стандартную посадку*, у которой наименьший натяг $N_{\text{ст min}}$ соответствует условию:

$$N_{\text{ст min}} \geq N_{\min}. \quad (5.1.46)$$

5.1.2. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.2.1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.2.1.1. РЕЗЬБЫ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Рассмотрим образование резьбы.

Винтовая линия atn образуется гипотенузой прямоугольного треугольника abc при его навивании на круглый цилиндр диаметра d_2 (рис. 5.1.16, а).

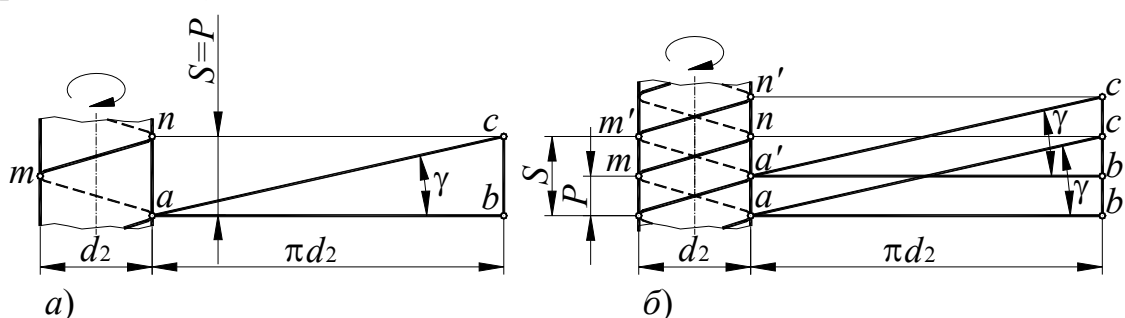


Рис. 5.1.16

Винтовая линия за один оборот треугольника abc вокруг цилиндра опишет траекторию atn (рис. 5.1.16, а). Следовательно, *ходом* винтовой линии S (расстояние между витками одной и той же винтовой линии в осевом направлении цилиндра) является отрезок образующей цилиндра an . *Шагом* винтовой линии P называется расстояние между двумя соседними витками в осевом направлении цилиндра. Очевидно, что если винтовая линия *единственная* (рис. 5.1.16, а), то выполняется условие:

$$S = P. \quad (5.1.47)$$

Если вокруг цилиндра образованы две (или более) винтовых линии, то, при *равном* расстоянии между витками (рис. 5.1.16, б) связь между *ходом* S и *шагом* винтовой линии P определится уравнением:

$$S = zP, \quad (5.1.48)$$

где z – число параллельных винтовых линий (число заходов).

Если *плоскую* фигуру перемещать вокруг *круглого* цилиндра по *винтовой* линии так, чтобы ее плоскость при движении постоянно проходила через *геометрическую ось* цилиндра, то *боковые* стороны плоской фигуры опишут поверхность *резьбы* (рис. 5.1.17).

В зависимости от вида выбранной плоской фигуры (треугольник, прямоугольник, трапеция, прямоугольная трапеция, полукруг) получится соответствующая резьба – *треугольная* (рис. 5.1.17, а), *прямоугольная* (рис. 5.1.17, б), *трапециевидная* (рис. 5.1.17, в), *упорная* (рис. 5.1.17, г) или *круглая* (рис. 5.1.17, д).

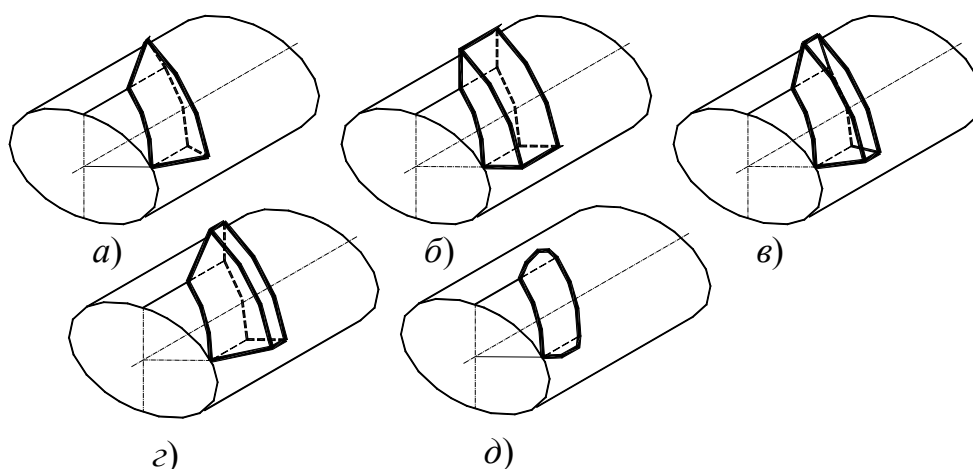


Рис. 5.1.17

Две детали, образующие резьбовое соединение, имеют соответственно на наружной и внутренней поверхностях *наружную* и *внутреннюю* резьбу (рис. 5.1.18).

Основными геометрическими параметрами *цилиндрической* резьбы являются:

d – наружный диаметр резьбы (номинальный);

d_1 – внутренний диаметр резьбы (расчетный);

d_2 – средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, на котором ширина витка равна ширине впадины);

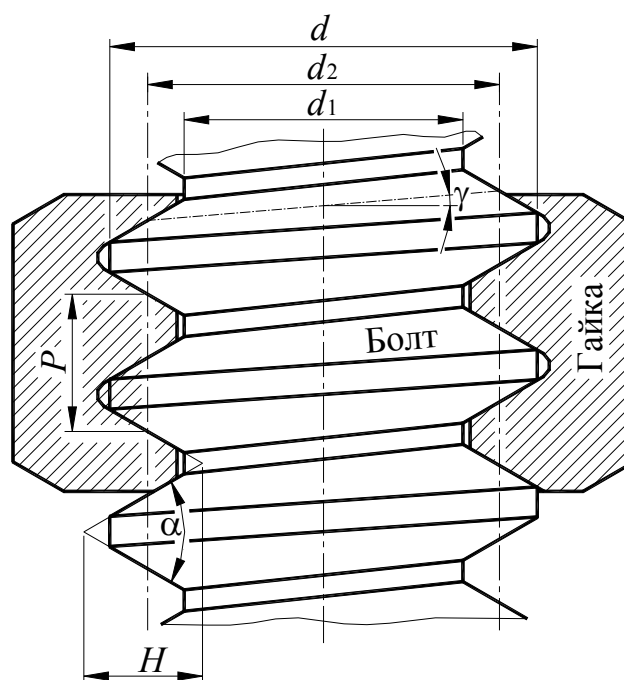


Рис. 5.1.18

P – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении);

S – ход резьбы (расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении);

z – число заходов резьбы;

α – угол профиля резьбы;

γ – угол подъема резьбы (угол, образованный касательной к винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси винта).

Из рис. 5.1.16:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{Pz}{\pi d_2}. \quad (5.1.49)$$

По направлению винтовой линии различают *правую*, которая используется в подавляющем большинстве, и *левую* резьбы. *Правая* резьба получается при винтовой линии, идущей по направлению движения часовой стрелки, если смотреть в торец винта; в этом случае болты и гайки завинчиваются по ходу часовой стрелки. Наоборот, *левая* резьба получается, когда винтовая линия идет в обратном направлении, а болты и гайки завинчиваются против хода часовой стрелки.

Рассмотрим классификацию резьб в зависимости от ее *профиля* (рис. 5.1.17).

В *метрической* резьбе профилем для ее образования принят *равносторонний треугольник* с углом при вершине $\alpha = 60^\circ$ (ГОСТ 9150-81). Все размеры метрической резьбы измеряются в *миллиметрах* и для *цилиндрической* резьбы определяются ГОСТ 24705-81 (рис. 5.1.19).

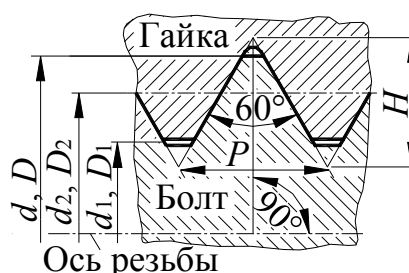


Рис. 5.1.19

По величине шага метрическую резьбу подразделяют делится на резьбу с *крупным* шагом; и *ряд резьб с мелким шагом*.

На чертежах и в технических текстах метрические резьбы с *крупным* шагом обозначаются буквой M , например, метрическая резьба с *крупным* шагом, *наружный диаметр* 14 мм: $M14$. Шаг резьбы в этом случае не указывается, так как он определен стандартом.

Метрические резьбы с *мелким* шагом обозначаются буквой M с обязательным указанием не только *наружного диаметра* резьбы, но и *шага* резьбы.

Например:

метрическая резьба с *мелким* шагом, *наружный диаметр* 12 мм, шаг резьбы 1,0 мм: $M12 \times 1$.

Условное обозначение для *левой* резьбы дополняется буквами *LH*:
 метрическая левая резьба с мелким шагом, наружный диаметр 12 мм, шаг резьбы 1,0 мм: $M12 \times 1 LH$.

Метрическая коническая резьба с конусностью 1:16 (ГОСТ 25229-82) (рис. 5.1.20) применяется для конических резьбовых соединений, а также в соединениях наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой с профилем по ГОСТ 9150-81.

Обозначение метрической конической резьбы должно состоять из букв *МК*, номинального диаметра, шага и номера стандарта (для внутренней цилиндрической резьбы), например: $МК20 \times 1,5$.

Условное обозначение для *левой* резьбы дополняется буквами *LH*: $МК20 \times 1,5 LH$.

Дюймовая резьба (рис. 5.1.21) образована равнобедренным треугольником с углом при вершине α , равным 55° . Наружный диаметр дюймовой резьбы измеряется в дюймах, шаг определяется числом ниток винтовой линии на один дюйм (1") длины нарезанного стержня (1"=25,4 мм). В России эта резьбу допускается применять только при ремонте старых и импортных машин.

Трубная цилиндрическая резьба (ГОСТ 6357-81) представляет собой мелкую дюймовую резьбу с закругленными выступами и впадинами и имеет треугольный профиль с $\alpha = 55^\circ$. Для большей плотности соединения трубная резьба выполняется без зазора между вершинами выступов и впадин резьбы скрепляемых деталей. Трубная резьба применяется для соединения труб. Номинальным размером трубной резьбы считается внутренний диаметр самой трубы в дюймах.

В условное обозначение трубной цилиндрической резьбы должны входить буква *G*, обозначение размера резьбы и класс точности среднего диаметра, например, $G 1 \frac{1}{2} - A$.

Условное обозначение для *левой* резьбы дополняется буквами *LH*.
 Например, для *левой* резьбы класса точности *B*: $G 1 \frac{3}{4} LH - B$.

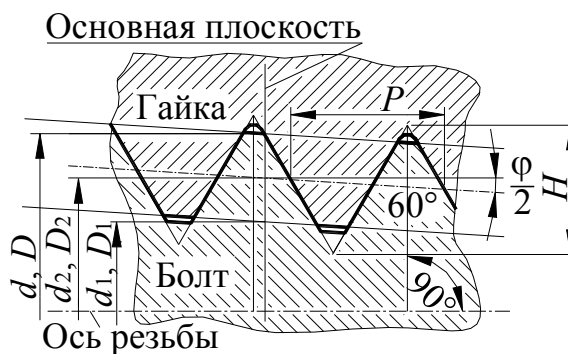


Рис. 5.1.20

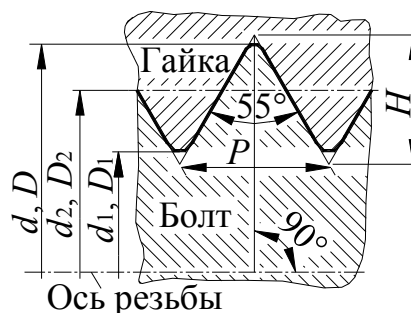


Рис. 5.1.21

Наиболее высокую плотность соединения дает *трубная коническая* резьба (ГОСТ 6211-81).

В условное обозначение резьбы должны входить буквы (*R* – для конической наружной резьбы; *R_c* – для конической внутренней резьбы;) и обозначение размера резьбы в дюймах.

Условное обозначение для *левой* резьбы дополняется буквами *LH*.

Примеры обозначения резьбы:

внутренняя трубная коническая
резьба: $R_c 1\frac{1}{4}$.

левая наружная коническая резьба: $R 1\frac{1}{4} LH$.

Соединение *внутренней трубной цилиндрической* резьбы класса точности А по ГОСТ 6357-81 с *наружной трубной конической* резьбой по ГОСТ 6211-81: $\frac{G}{R} 1\frac{1}{4} - A$.

Трапецидальная резьба (ГОСТ 9484-81) (рис. 5.1.22) является основной для *передачи реверсивного движения* под нагрузкой.

Профиль резьбы – равнобедренная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$.

Пример *условного обозначения трапецидальной* резьбы: *Tr. 40×6*.

Упорная резьба (ГОСТ 10177-82) (рис. 5.1.23) имеет профиль в виде *неравнобочной трапеции*, причем рабочий угол профиля равен 3° , задний – 30° (ГОСТ 10177-62).

В *условное обозначение упорной* резьбы должны входить буква *S*, номинальный диаметр и шаг, например: *S80×10*.

Для *левой* резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы *LH*, например: *S80×10 LH*.

В условное обозначение *многозаходной* резьбы должны входить: буква *S*, номинальный диаметр, значение хода и (в скобках) буква *P* и значение шага, например:

для *двухзаходной* резьбы с шагом 10 мм и значением хода 20 мм: *S80×20(P10)*;

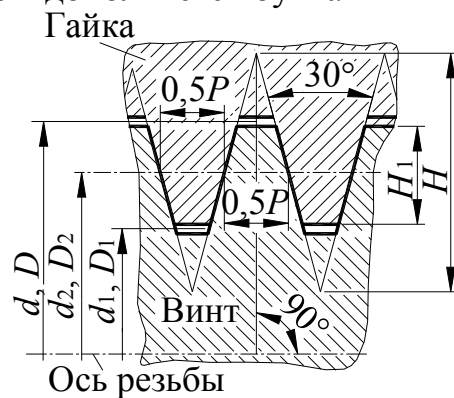


Рис. 5.1.22

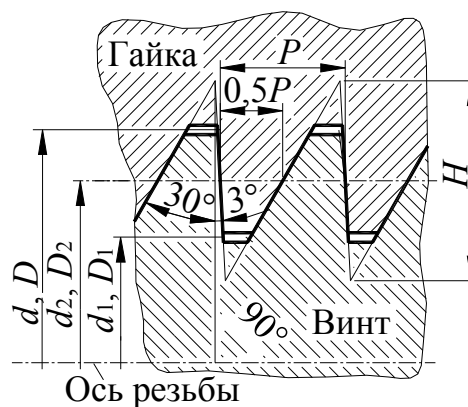


Рис. 5.1.23

для *двухзаходной левой* резьбы с шагом 10 мм и значением хода 20 мм: $S80 \times 20(P10)LH$.

Прямоугольная резьба (рис. 5.1.24) обычно делается квадратной ($\alpha = 0$).

Прямоугольная резьба не стандартизована.

Размеры прямоугольной резьбы выбираются расчетным путем:

$$P = 0,25d_1$$

$$d = 1,25d_1.$$

Круглая резьба (рис. 5.1.25) имеет профиль, образованный двумя дугами, соединенных сопряженными прямыми отрезками.

Угол профиля α равен 30° .

Круглая резьба в общем машиностроении применяется редко и поэтому не стандартизована. Ее размеры принимаются по стандартам предприятия.

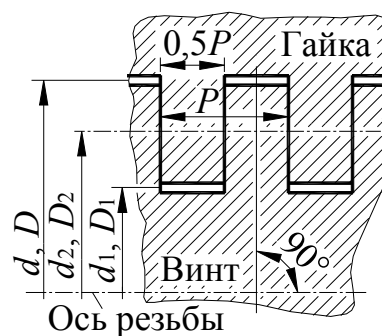


Рис. 5.1.24

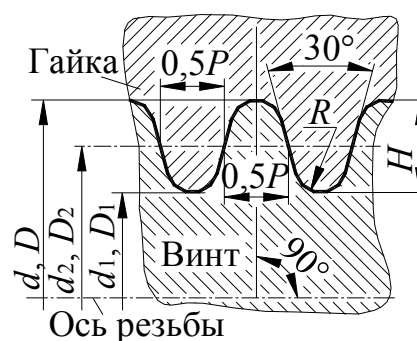


Рис. 5.1.25

5.1.2.1.2. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕЗЬБ

На основе опыта эксплуатации резьбовых соединений созданы следующие рекомендации по применению резьб.

Для *неподвижных* (крепежных) соединений обычно применяют *метрические* и *дюймовые* резьбы с крупным или мелким шагом.

При равных наружных диаметрах, в соответствии с формулой (5.1.49) угол подъема резьбы γ *мелких* резьб меньше угла подъема *основных* резьб, следовательно, у *мелких* резьб приведенный коэффициент трения выше. На основании этого очевидно, что *мелкие* резьбы более надежны по критерию самоотвинчивания в сравнении с *основными* метрическими резьбами. Кроме того, резьбы с *мелким* шагом имеют меньшую глубину впадины и, следовательно, меньше ослабляют сечение детали. Поэтому их применяют для соединения *тонкостенных* деталей и при действии *динамических* нагрузок. *Мелкие* метрические резьбы находят наибольшее применение в электромашиностроении, приборостроении, авиастроении и там, где недопустимы большие усилия при затяжке резьбового соединения.

Трубные резьбы, кроме перечисленных выше свойств, обладают повышенной герметичностью.

Коническая трубная резьба обеспечивает быстроту сборки и разборки соединений.

Для *подвижных* резьбовых соединений преимущественно используют *трапецеидальные, упорные* и *прямоугольные* резьбы, имеющие повышенные КПД и износостойкость.

Прямоугольную резьбу применяют в грузовых винтах, так как она обладает более высоким КПД по сравнению с трапецеидальной и упорной резьбами, но ее применение ограничено ее недостатками, основными из которых являются появление больших как радиальных, так и осевых зазоров при износе, вызывающих «мертвый ход», и недостаточно точная центровка сопрягаемых деталей соединения.

Трапецеидальная резьба широко применяется в станкостроении для *ходовых* винтов, то есть таких механизмов, где винт должен передавать усилие и движение. Такие резьбы, по сравнению с прямоугольными, более технологичны и, следовательно, менее дороги в изготовлении, и, по условиям прочности, требует меньшей высоты гайки.

Упорная резьба, при одинаковых габаритах с прямоугольной, имеет прочность выше, поэтому она применяется для восприятия больших усилий при передвижении одной части машины или устройства относительно другой (колонны гидравлических прессов, домкраты и др.) при *одностороннем* направлении нагрузки.

Круглая резьба по сравнению с вышеперечисленными резьбами, менее чувствительна к загрязнению (песок, пыль и др.), к толчкам, хорошо воспринимает ударные нагрузки, поэтому ее применяют в винтах водопроводной и паровой арматуры, в винтовых стяжках, ручных тормозах и других подобных устройствах.

5.1.2.1.3. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Все резьбовые соединения в зависимости от назначения можно разделить на две основные группы:

— резьбовые соединения для скрепления деталей друг с другом (*крепежные*);

— резьбовые соединения для передачи сил и движения (*ходовые*).

Наибольшее распространение среди резьбовых деталей получили *крепежные*: болты, винты, шпильки и гайки (рис. 5.1.26), все размеры которых определены стандартами.

Болт (винт) представляет собой цилиндрический или конический стержень, на одном конце которого имеется головка, а на другом – резьба для навинчивания гайки (рис. 5.1.26, *a – e*).

Крепежные винты в зависимости от *типа резьбового соединения* (рис. 5.1.27) применяют следующих исполнений:

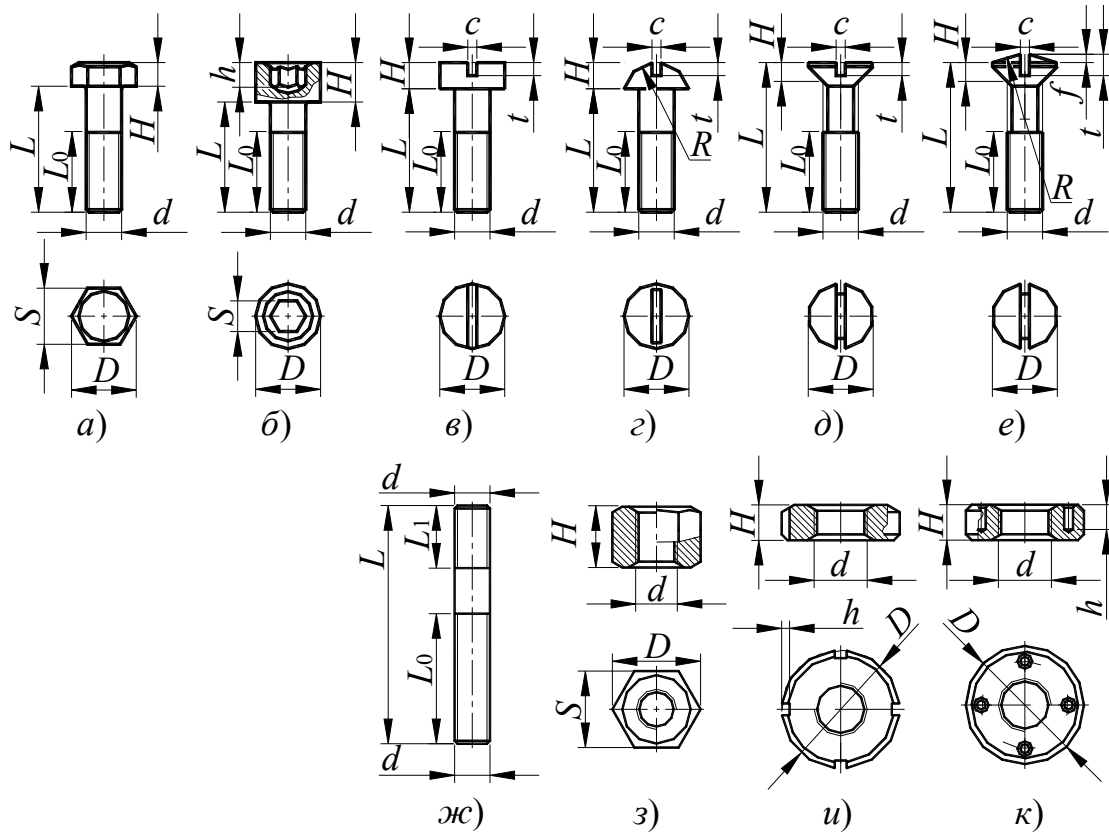


Рис. 5.1.26

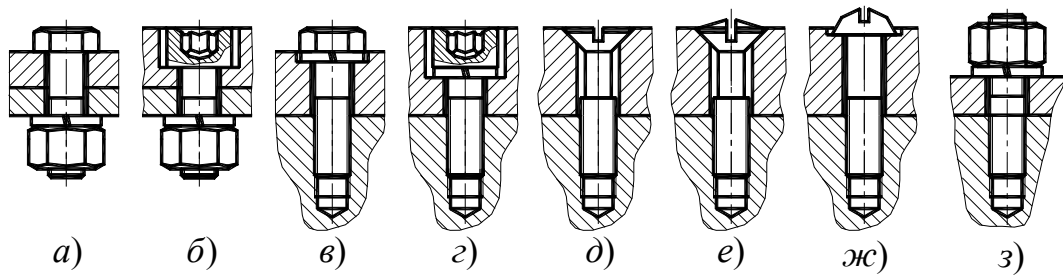


Рис. 5.1.27

— винты с гайками, обычно называемые болтами (рис. 5.1.27, а, б); наиболее распространенным видом которых являются болты с шестигранной головкой под ключ (рис. 5.1.26, а, б, 5.1.27, а, б) из-за большого допускаемого усилия затяжки и небольшого угла поворота ключа до перехвата;

— винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей (рис. 5.1.26, а–е, 5.1.27, в–ж).

Шпилька (рис. 5.1.26, ж, 4.2.27, з) имеет два резьбовых конца. Одним (посадочным) концом шпилька ввертывается в одну из соединяемых деталей, на другой конец шпильки навинчивается гайка.

Болтовые соединения (рис. 5.1.27, а, б) применяют при свободном доступе к гайке и головке болта для скрепления деталей сравнительно небольшой толщины (например, при наличии фланцев), а также при многократной разборке и сборке соединений. В последнем случае при большой толщине соединяемых деталей предпочтение отдается соединениям *шпильками*.

Соединения *винтом* (рис. 5.1.27, в–ж) и *шпилькой* (рис. 5.1.27, з) применяют для скрепления деталей при наличии доступа монтажного инструмента лишь с одной стороны. При этом шпильки используют обычно для соединения деталей корпусов из материалов с невысокой прочностью (чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов, композиционных материалов), а винты – для соединения деталей корпусов из высокопрочных материалов (сталей и сплавов). *Шпильки* в корпусной детали фиксируют (стопорят) (посадкой на резьбе с натягом, завинчиванием на сбег резьбы, с помощью клея и т.д.) для предотвращения вывинчивания их при отвинчивании гаек.

Область применения соединений *винтом* с головкой со *шлицом* (рис. 5.1.27, в–е, 4.2.27, д–ж) в силовых конструкциях ограничена.

Для предотвращения отвинчивания крепежных деталей при завинчивании *гаек* (рис. 5.1.27, а, б, з) или *винтов* (рис. 5.1.27, в, г), под них подкладывают *пружинные шайбы*. Размеры пружинных шайб определены стандартами.

Для более равномерного распределения усилий на большей площади соединяемых деталей и предохранения поверхности детали от повреждения под гайку или головку болта (винта) закладываются *плоские шайбы*. Если в соединении используется пружинная шайба, то плоская шайба прокладывается между пружинной шайбой и соединяемой деталью. Размеры плоских шайб так же стандартизованы.

Ходовые резьбовые соединения применяются в домкратах, прессах, металлорежущих станках и других механизмах.

5.1.2.1.4. МАТЕРИАЛЫ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Крепежные детали изготавливают из углеродистых сталей обыкновенного качества (Ст3, Ст4, Ст5), качественных конструкционных сталей (10-45), автоматных сталей (А12, А20, А30), легированных конструкционных сталей (35Х, 40Х и др.), бронз, латуней, красной меди, пластмасс.

Для защиты крепежных деталей из углеродистых сталей от коррозии на них наносят окисные пленки или гальванические *покрытия* (цинковое, кадмиевое, фосфатное, медное и др.). Толщина покрытий выбирается в зависимости от шага резьбы и имеет следующие значения:

- (3-6) мкм для шага до 0,4 мм,
- (6-9) мкм для шага (0,4-0,8) мм;
- (9-12) мкм для шага свыше 0,8 мм.

Основные механические характеристики (предел прочности σ_B , предел текучести σ_T , относительное удлинение ε и др.) материалов болтов, винтов, шпилек и гаек нормированы ГОСТ 1759-82. В зависимости от механических характеристик крепежные детали подразделяют на классы прочности. Для болтов установлены 12 классов прочности, для гаек – 7 классов прочности.

Выбор материала определяется условиями работы (прочностью деталей, технологией изготовления деталей и др.). В специальных конструкциях, к которым предъявляются жесткие требования по массе, тепло- и коррозионной стойкости, используют крепежные детали, изготовленные из титановых и бериллиевых сплавов, а также коррозионно-стойких, жаростойких и жаропрочных сталей).

5.1.2.1.5. ВИДЫ РЕЗЬБОВЫХ КРЕПЕЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Резьбовые соединения бывают двух видов:

- *ненапряженные* (усилие предварительной затяжки отсутствует);
- *напряженные* (болты, винты или шпильки предварительно затянуты).

Причины, по которым резьбовое соединение затягивают, различны. Для ряда конструкций она должна создавать требуемую *герметичность* соединения, например, при соединении головки цилиндров с самим цилиндром двигателя внутреннего сгорания, крышек паровых котлов или автоклавов с их корпусами.

В других конструкциях предварительная затяжка предотвращает *разъединение* узла при действии переменных нагрузок.

В *ненапряженных* резьбовых соединениях предварительная затяжка отсутствует.

Напряженные болты (винты или шпильки) могут подвергаться деформациям растяжения (сжатия), сдвига, изгиба и кручения.

5.1.2.1.6. СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИ ЗАТЯЖКЕ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Крутящий момент T_1 , который необходимо приложить к гайке для преодоления трения между витками гайки и болта, может быть определен из уравнения:

$$T_1 = F_{оз} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (5.1.50)$$

где $F_{оз}$ – осевая сила затяжки;

γ – угол подъема винтовой линии;

φ' – приведенный угол трения в резьбе, определяемый по формуле:

$$\varphi' = \arctg f',$$

где, на основании формулы (1.6.20):

$$f' = \frac{f}{\cos(0,5\alpha)}.$$

В последней формуле:

f — коэффициент трения пары материалов болта и гайки;

α — угол профиля резьбы.

Для определения момента на ключе необходимо учесть дополнительное сопротивление от трения торцевой поверхности о деталь (момент T_2).

Для случая, показанного на рис. 5.1.28, имеем:

$$T_2 = \frac{1}{3} F_{оз} f \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}, \quad (5.1.51)$$

где D – диаметр опорной поверхности гайки, равный размеру гайки;

f – коэффициент трения торцевой поверхности гайки о деталь;

d_o – диаметр отверстия под болт.

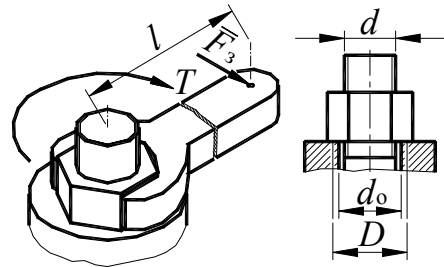


Рис. 5.1.28

Затягивая гайку болта ключом, прикладывая силу затяжки F_3 , создаем момент затяжки T_3 :

$$T_3 = F_3 l, \quad (5.1.52)$$

где l – расстояние от точки приложения силы F_3 до геометрической оси болта, вокруг которой вращается гайка.

Приложенному моменту затяжки T_3 противодействуют два момента трения:

T_1 – момент от сил трения в резьбе;

T_2 – момент трения на поверхности соприкосновения гайки с деталью, в которую гайка упирается, растягивая болт.

Условие равновесия моментов в общем виде можно записать:

$$T_3 = T_1 + T_2, \quad (5.1.53)$$

где T_1 и T_2 определяются по уравнениям (5.1.50) и (5.1.51).

Результирующий момент затяжки для схемы на рис. 5.1.28 можно приближенно определить по уравнению:

$$T_3 \approx 0,2 F_{оз} d. \quad (5.1.54)$$

5.1.2.1.7. РАСЧЕТЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет болтовых соединений состоит из:

определения величины, направления и вида нагрузки, действующей на болт (если она не задана);

выбора допускаемого напряжения;

определения геометрических размеров элементов резьбового соединения.

Методы расчета болтов определяются видами их нагружения, наиболее часто встречающимися из которых являются:

растяжение или сжатие центральной осевой нагрузкой при отсутствии предварительной затяжки;

растяжение или сжатие центральной осевой нагрузкой и одновременно кручение (с предварительной затяжкой);

изгиб, срез и смятие или растяжение поперечной нагрузкой;

растяжение центральной осевой нагрузкой совместно с изгибом (болты с эксцентричной нагрузкой).

5.1.2.1.7.1. НЕНАПРЯЖЕННОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ

В этом случае (рис. 5.1.29) болт испытывает только деформацию растяжения. Его расчет производится по внутреннему диаметру резьбы, исходя из условия прочности по растяжению (см. формулу (2.3.27)), из которого для данного случая, на основании рис. 5.1.18 и 5.1.29, получаем:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} \geq \frac{F}{\sigma_{pp}} \quad (5.1.55)$$

или

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{pp}}} \quad (5.1.56)$$

В формулах (5.1.55) и (5.1.56):

F – осевая нагрузка;

σ_{pp} – допускаемое растягивающее напряжение.

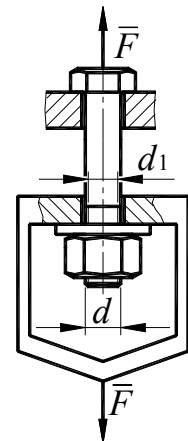


Рис. 5.1.29

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение диаметра d_1 является ближайшим большим по отношению к значению диаметра d_1 , определенному по формуле (5.1.56).

5.1.2.1.7.2. БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ С ЗАТЯГИВАНИЕМ ПОД НАГРУЗКОЙ

Болт нагружен осевой силой F и может подтягиваться под нагрузкой (рис. 5.1.30).

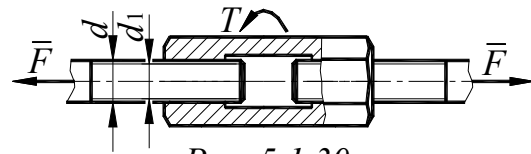


Рис. 5.1.30

В этом случае стержень болта работает на растяжение от силы F и на кручение от момента трения в резьбе T . Поэтому болт рассчитывают по эквивалентному напряжению, используя четвертую теорию прочности.

Нормальные напряжения растяжения для данного случая будут равны:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}, \quad (5.1.57)$$

а касательные от кручения:

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} = \frac{8F}{\pi d_1^2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') d_2. \quad (5.1.58)$$

Тогда:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 3 \left[\frac{2d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \right]^2} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \beta \leq \sigma_{pp}. \quad (5.1.59)$$

В формуле (5.1.59):

β – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений на прочность болта.

Из формулы (5.1.59) получаем:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F\beta}{\pi\sigma_{pp}}}. \quad (5.1.60)$$

При среднем диаметре $d_2 \approx 1,12d_1$, угле подъема винтовой линии $\gamma = 2^\circ 30'$ и коэффициенте трения $f = 0,15$ получим:

$$\beta \approx 1,3. \quad (5.1.61)$$

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение диаметра d_1 является ближайшим большим по отношению к значению диаметра d_1 , определенному по формуле (5.1.60).

5.1.2.1.7.3. НЕНАПРЯЖЕННОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКОЙ

Болт, поставленный в отверстие с зазором, будет подвергаться деформации *изгиба*, после того как скрепляемые детали окажутся сдвинутыми относительно друг друга (рис. 5.1.31). Такой случай работы болта

наиболее неблагоприятен. Условие прочности в этом случае описывается уравнением, известным из курса сопротивления материалов:

$$\sigma_F = \frac{M_{\text{н}}}{W} \leq \sigma_{Fp}. \quad (5.1.62)$$

Величина *изгибающего момента* $M_{\text{н}}$ и *осевой момент сопротивления* W в этом случае равны:

$$M_{\text{н}} = F \frac{s_1 + s_2}{2}, \quad (5.1.63)$$

$$W = \frac{\pi d_1^3}{32} \approx 0,1 d_1^3.$$

Подставляя выражения (5.1.63) в (5.1.62), после преобразования получим:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16(s_1 + s_2)}{\pi \sigma_{Fp}}}, \quad (5.1.64)$$

где σ_{Fp} – допускаемые изгибные напряжения материала болта.

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение диаметра d_1 является ближайшим большим по отношению к значению диаметра d_1 , определенному по формуле (5.1.64).

Если болты ставят в отверстия *без зазора* то, как правило, в плоскости разреза соединяемых деталей болт не имеет резьбы и диаметр ненарезанной части болта равен наружному диаметру резьбы d (рис. 5.1.32). В этом случае расчет болта ведется на срез по условию прочности на *срез* (2.6.2), которое при решении данной задачи имеет вид:

$$F \leq \frac{\pi d^2}{4} \tau_{срп}, \quad (5.1.65)$$

или

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{i\pi\tau_{срп}}}, \quad (5.1.66)$$

где i – число плоскостей среза;

$\tau_{срп}$ – допускаемые напряжения на *срез*

материала болта.

Кроме того, болт подвергают проверке на *смятие* аналогично заклепке (уравнение (5.1.4) и рис. 5.1.33).

При расчете болта приняты те же *упрощения*, что и при расчете заклепки.

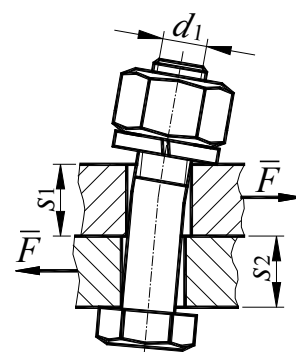


Рис. 5.1.31

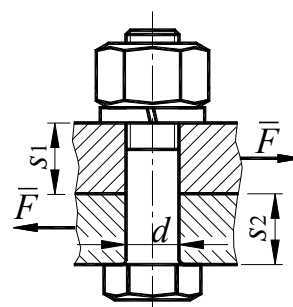


Рис. 5.1.32

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{ds_{\text{min}}} \leq \sigma_{\text{см} p}, \quad (5.1.67)$$

где s_{min} – длина сминаемой поверхности; она определяется, как меньшая из сравнения s_2 и l_{min} .

Из уравнения (5.1.67) очевидно:

$$d \geq \frac{F}{s_{\text{min}} \sigma_{\text{см} p}}. \quad (5.1.68)$$

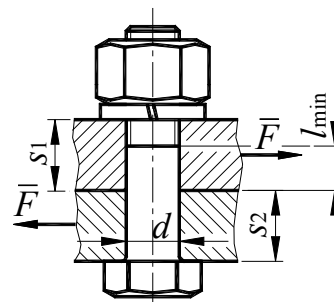


Рис. 5.1.33

5.1.2.1.7.4. СОЕДИНЕНИЕ ПРИЗОННЫМИ БОЛТАМИ

Подгонка цилиндрических болтов к отверстиям в соединяемых деталях удорожает изготовление и монтаж болтов. Поэтому для восприятия поперечных нагрузок болты изготавливают коническими и вставляют их в конические отверстия, предварительно обработанные разверткой, что обходится дешевле, чем подгонка цилиндрических болтов к цилиндрическим отверстиям. Такие болты называются призонными (рис. 5.1.34).

Расчет призонных болтов проводится аналогично расчету цилиндрических болтов.

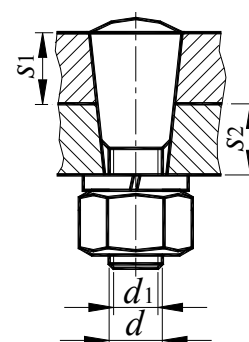


Рис. 5.1.34

5.1.2.1.7.5. НАПРЯЖЕННОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ПОПЕРЕЧНОЙ НАГРУЗКОЙ

Если болт поставлен в отверстие с зазором, но предварительно затянут, то под действием силы затяжки $F_{\text{оз}}$ (рис. 5.1.35) соединяемые детали окажутся взаимно прижатыми, вследствие чего на поверхностях сопряжения деталей возникнут силы трения $F_{\text{т}}$, препятствующие относительному сдвигу деталей. Для сохранения исходного положения деталей друг относительно друга при наличии поперечной нагрузки F должно выполняться условие:

$$F \leq F_{\text{т}} = F_{\text{оз}} f, \quad (5.1.69)$$

где $F_{\text{оз}}$ – осевая сила затяжки;

f – коэффициент трения соединяемых деталей.

Из уравнения (5.1.69) получаем:

$$F_{\text{оз}} \geq \frac{F}{f}. \quad (5.1.70)$$

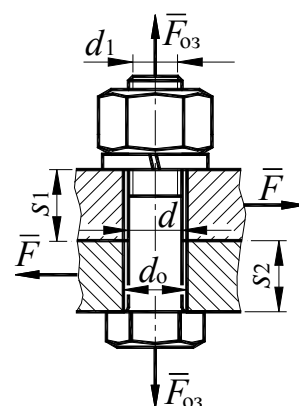


Рис. 5.1.35

Так как при данной схеме соединения болт одновременно испытывает растяжение силой F_{03} и кручение от момента трения в резьбе, то для его расчета можно применить формулу (5.1.60), которая в этом случае, с учетом (5.1.70), будет иметь вид:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F\beta}{\pi f \sigma_{pp}}} \quad (5.1.71)$$

С учетом замечаний к формуле (5.1.60) по величине β получим:

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{\frac{F}{f \sigma_{pp}}} \quad (5.1.72)$$

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение диаметра d_1 является ближайшим большим по отношению к значению диаметра d_1 , определенному по формуле (5.1.72).

5.1.2.1.7.6. БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЭКСЦЕНТРИЧНЫМ ПРИЛОЖЕНИЕМ НАГРУЗКИ

Иногда, при недостатке места, применяют болты, имеющие *эксцентрическую* головку. На рис. 5.1.36 показано крепление такими болтами крышки резервуара к его основанию. При расчете таких болтов следует учитывать влияние не только *растяжение* от силы F_{03} , но и *изгиб* от момента M , равного произведению $F_{03}e$, где e – эксцентриситет силы F_{03} . В этом случае болты рассчитывают по *эквивалентным* напряжениям $\sigma_{\text{эКВ}}$:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_p + \sigma_F \leq \sigma_{pp}, \quad (5.1.73)$$

где σ_p – напряжения растяжения от силы F_{03} ;

σ_F – напряжения изгиба от момента M .

Напряжения σ_p можно определить, воспользовавшись формулой (5.1.59):

$$\sigma_p = \frac{4F\beta}{\pi d_1^2}, \quad (5.1.74)$$

а напряжения σ_F – по формуле (5.1.62) с учетом того, что:

$$W = \frac{\pi d_1^3}{32}. \quad (5.1.75)$$

Тогда:

$$\sigma_F = \frac{32M}{\pi d_1^3} = \frac{32F\beta e}{\pi d_1^3}. \quad (5.1.76)$$

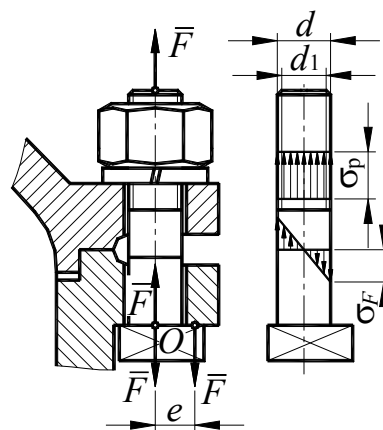


Рис. 5.1.36

Подставив значения (5.1.74) и (5.1.76) в формулу (5.1.73), получим:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4F\beta}{\pi d_1^2} + \frac{32F\beta e}{\pi d_1^3} = \frac{4F\beta}{\pi d_1^2} \left(1 + 8 \frac{e}{d_1} \right) \leq \sigma_{pp}. \quad (5.1.77)$$

Откуда, задавшись отношением $\frac{e}{d_1}$, можно определить размеры болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F\beta \left(1 + 8 \frac{e}{d_1} \right)}{\pi \sigma_{pp}}}. \quad (5.1.78)$$

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение диаметра d_1 является ближайшим большим по отношению к значению диаметра d_1 , определенному по формуле (5.1.78). Применения болтов с эксцентричной головкой следует *избегать*, так как даже при сравнительно малых значениях эксцентриситета e напряжения *изгиба* в болте могут в несколько раз превосходить напряжения *растяжения*.

5.1.2.2. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.2.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шпоночным называется соединение зацеплением *соосных* деталей, имеющих цилиндрические или конические поверхности контакта, с помощью промежуточной детали (*шпонки*). Шпонка размещается в совмещенных пазах сопряженных деталей.

Шпоночные соединения разделяют на виды в зависимости от *формы* шпонки, наиболее применяемыми из которых являются *призматические* (рис. 5.1.37) и *сегментные* (рис. 5.1.38). Форма и размеры этих шпонок определены соответствующими стандартами. Достаточно часто применяются и *цилиндрические* шпонки (рис. 5.1.39).

Кроме передачи вращающего момента между соосными деталями в *неподвижных* соединениях, шпонки применяются для направления относительного осевого перемещения сопряженных деталей в *подвижных* соединениях (*направляющие* шпонки).

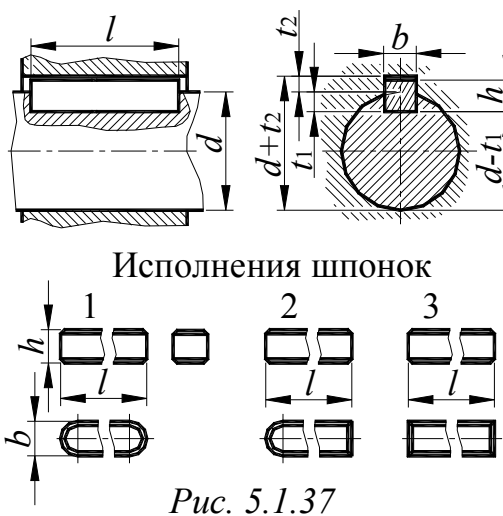


Рис. 5.1.37

Направляющие шпонки, в связи со значительной их длиной, закрепляют винтами в пазу вала. Их применяют при небольших относительных перемещениях сопряженных деталей.

При больших относительных перемещениях сопряженных деталей применяют *скользящие* шпонки, которые соединяют с охватывающей деталью с помощью выступов, и они скользят по пазу вместе с этой деталью.

Призматические шпонки создают ненапряженные соединения. Они работают боковыми гранями, которыми сопрягаются с пазами по посадкам с зазором или по переходным посадкам. Такой характер соединения обеспечивает достаточную точность центрирования и не вызывает заметных внутренних напряжений в деталях в процессе их сборки. Недостатками являются повышенные требования к точности изготовления и сборки.

Сегментные шпонки по принципу работы подобны призматическим, но они из-за глубокого паза в валу значительно ослабляют последние и поэтому их применяют при небольших нагрузках. Однако глубокий паз в валу не позволяет сегментной шпонке перекашиваться под нагрузкой. Еще одним из их достоинств является простота и дешевизна изготовления.

Цилиндрические шпонки достаточны просты в изготовлении, но обладают малой нагрузочной способностью.

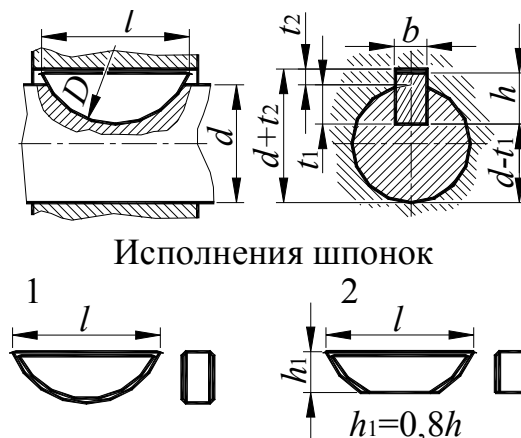


Рис. 5.1.38

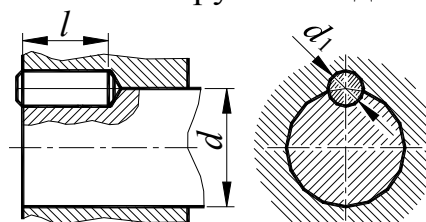


Рис. 5.1.39

5.1.2.2.2. РАСЧЕТЫ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

5.1.2.2.2.1. МАТЕРИАЛЫ ШПОНОК

Шпонки изготовляют из сталей, имеющих временное сопротивление на разрыв не менее 590 МПа (наиболее часто используется стали 45 и 50) с твердостью (30-40) HRCэ.

5.1.2.2.2.2. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ШПОНОККОЙ

Поперечные размеры шпонок и шпоночных пазов в соединяемых деталях определяются по стандартам в зависимости от диаметра вала. В технически обоснованных случаях (например, для валов со сквозным осевым отверстием при малой толщине стенки) *допускается* применять

меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

Длина шпонки определяется из расчета на *смятие*. В особо ответственных случаях шпоночное соединение проверяют по напряжениям *сдвига*.

При расчетах нагружение шпонки по длине принимают равномерным.

Рассмотрим расчет шпоночного соединения с *призматической шпонкой исполнения 1* (рис. 5.1.37, рис. 5.1.40).

Расчет на смятие боковых поверхностей шпонки и соединяемых деталей.

Из рис. 5.1.40 очевидно, что для левой площадки контакта шпонки с охватываемой деталью условие прочности при *смятии* (2.10.14) примет вид:

$$\sigma_{см2} = \frac{F_2}{t_2 l_p} = \frac{T}{r_2 K l_p} \leq \sigma_{см p}, \quad (5.1.79)$$

а для правой (по чертежу) площадки контакта:

$$\sigma_{см1} = \frac{F_1}{t_1 l_p} = \frac{T}{r_1 t_1 l_p} \leq \sigma_{см p}. \quad (5.1.80)$$

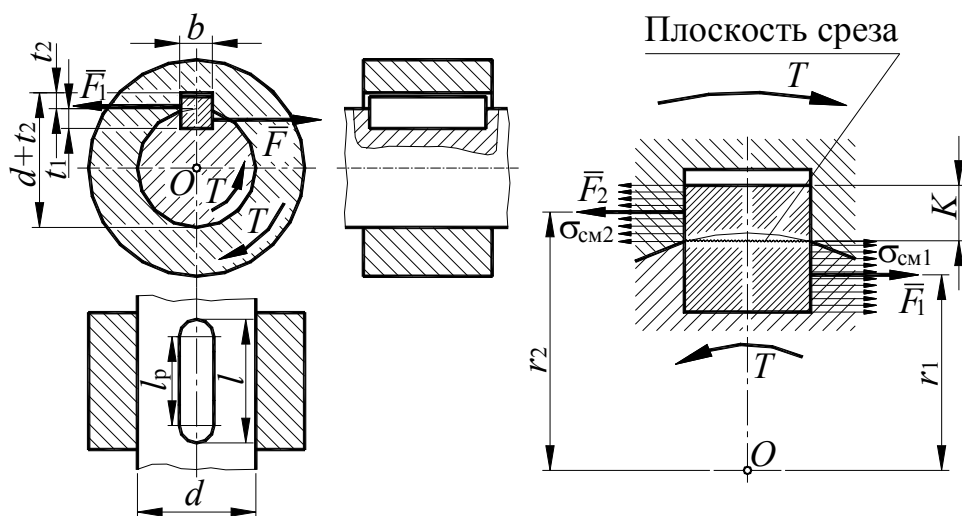


Рис. 5.1.40

Для упрощения расчетов принимают, что:

$$r_2 \approx r_1 \approx \frac{d}{2} \text{ и } K \approx t_1 \approx \frac{h}{2}. \quad (5.1.81)$$

Тогда можно записать единое уравнение прочности по напряжениям *смятия*:

$$\sigma_{см} = \frac{4kT}{dhl_p} \leq \sigma_{см p}. \quad (5.1.82)$$

В уравнении (5.1.80):

k – поправочный коэффициент, учитывающий принятое выше упрощение расчетной схемы, обычно принимаемый равным 1,1;

l_p – рабочая длина шпонки;

$\sigma_{см p}$ – допускаемые напряжения смятия материалов соединяемых деталей или шпонки (в зависимости от того, какая деталь проверяется по условиям недопущения смятия).

Шпонка контактирует с прямолинейным пазом охватывающей детали по плоской поверхности, имеющей размер в осевом направлении, равный рабочей длине шпонки l_p . Из рис. 5.1.37 очевидно, что рабочая длина l_p призматической шпонки исполнения 1 при закруглении ее концов радиусом, равным половине ширины шпонки, равна:

$$l_p = l - b, \quad (5.1.83)$$

На основании уравнения (5.1.82) с учетом (5.1.83), получаем:

$$l \geq \frac{4kT}{dh\sigma_{см p}} + b. \quad (5.1.84)$$

Длина шпонки, после определения ее минимально допускаемой величины по формуле (5.1.84), должна быть округлена до ближайшей большей из ряда величин, определяемых стандартом.

Проверочный расчет шпонки по напряжениям сдвига.

Расчет производится по условию прочности по напряжениям сдвига (2.4.5). На основании рис. 5.1.40 очевидно, что площадь сечения $A_{ср}$ при срезе равна:

$$A_{ср} = bl_p. \quad (5.1.85)$$

Сила сдвига, с принятием допущений (5.1.81), будет равна:

$$F = \frac{2kT}{d}. \quad (5.1.86)$$

Окончательно условие прочности по напряжениям сдвига для призматической шпонки исполнения 1 с учетом (5.1.85), (5.1.86) и (5.1.83) примет вид:

$$\tau = \frac{2kT}{db(l-b)} \leq \tau_p. \quad (5.1.87)$$

Расчеты шпоночных соединений с призматическими шпонками исполнений 2 и 3 производятся аналогично с учетом того, что:

при исполнении шпонки 2:

$$l_p = l - 0,5b, \quad (5.1.88)$$

при исполнении шпонки 3:

$$l_p = l. \quad (5.1.89)$$

В случае установки *двух противоположно* расположенных шпонок вводят *поправочный* коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между шпоночными соединениями, равный 0,75. В этом случае формулы (5.1.84) и (5.1.87) принимают вид:

$$l \geq \frac{3kT}{dh\sigma_{см\ p}} + b. \quad (5.1.90)$$

$$\tau = \frac{1,5kT}{db(l-b)} \leq \tau_p. \quad (5.1.91)$$

Рассмотрим *особенности* выбора шпонок для *ступенчатых* валов (рис. 5.1.41). Схема расчета представлена с упрощениями, определяемыми уравнениями (5.1.81).

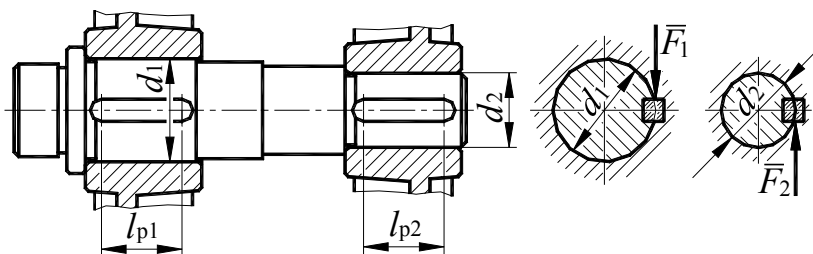


Рис. 5.1.41

Шпоночными соединениями передается постоянный вращающий момент T . Силы F_1 и F_2 , действующие на шпонки и приложенные на плече, равном половине диаметра соответствующей ступени вала, равны:

$$F_1 = \frac{2T}{d_1}, \quad (5.1.92)$$

$$F_2 = \frac{2T}{d_2}. \quad (5.1.93)$$

Диаметр вала d_1 больше его диаметра d_2 , следовательно:

$$F_1 < F_2. \quad (5.1.94)$$

По соображениям прочности и работоспособности шпоночных соединений нет оснований к назначению для ступени с диаметром d_1 шпонки большей, чем для ступени с диаметром d_2 . Целесообразно принять для этих двух участков вала шпонки, одинаковые по поперечным размерам и одинаковой длины, так как наличие на одном валу шпоночных пазов, одинаковых по сечению и длине, улучшает технологичность конструкции вала.

Таким образом, рекомендуется назначать одинаковые шпонки для всех ступеней вала исходя из ступени *наименьшего* диаметра, имеющего шпоночный паз.

5.1.2.2.2.3. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С СЕГМЕНТНОЙ ШПОНКОЙ

Схема шпоночного соединения с сегментной шпонкой представлена на рис. 5.1.38. Расчеты такого соединения аналогичен расчету шпоночного соединения с призматической шпонкой.

Расчет по напряжениям смятия.

Величины параметров шпоночного соединения с сегментной шпонкой D , b , h l определяется по стандарту на сегментные шпонки в зависимости от величины диаметра вала d .

Расчет проводится по соединению сегментной *шпонки с охватываемой* деталью. При расчете допускаются *упрощения*, аналогичные упрощениям, принятым при расчете шпоночного соединения с призматической шпонкой и определяемые уравнениями (5.1.81):

$$r_2 \approx r_1 \approx \frac{d}{2}, \quad (5.1.95)$$

$$l_p \approx l. \quad (5.1.96)$$

Тогда, на основании *условия прочности* по напряжениям *смятия* (2.10.14) можно записать:

$$\sigma_{см} = \frac{2kT}{dl(h-t_1)} \leq \sigma_{см p}. \quad (5.1.97)$$

Расчет по напряжениям сдвига.

На основании *условия прочности* по напряжениям *сдвига* (2.4.5) и рис. 5.1.38 получаем:

$$\tau = \frac{2kT}{db} \leq \tau_p. \quad (5.1.98)$$

5.1.2.2.2.4. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ШПОНКОЙ

Схема шпоночного соединения с цилиндрической шпонкой представлена на рис. 5.1.39.

Длина шпонки l определяется из расчета боковых поверхностей соединяемых деталей и шпонки на *смятие*.

Для упрощения расчетных формул в этом случае, аналогично расчету *заклепочных* соединений на смятие, за площадь *смятия* принята половина площади *диаметрального сечения* шпонки на ее длине l .

Кроме того, принято упрощение, определяемое уравнением (5.1.95). Тогда, на основании *условия прочности* по напряжениям *смятия* (2.10.14):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4kT}{dd_1l} \leq \sigma_{\text{см}p}. \quad (5.1.99)$$

Из уравнения (5.1.99) получаем:

$$l \geq \frac{4kT}{dd_1\sigma_{\text{см}p}}. \quad (5.1.100)$$

По напряжениям *сдвига* проверяют *диаметральное* сечение цилиндрической шпонки. На основании *условия прочности* по напряжениям *сдвига* (2.4.5) и рис. 5.1.39 получаем:

$$\tau = \frac{2kT}{dd_1l} \leq \tau_p. \quad (5.1.101)$$

5.1.2.3. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1.2.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шлицевыми называют соединения, которые образуются между выступами (*шлицами*) вала и соответствующими по форме впадинами ступицы, насаженной на вал (рис. 5.1.42). Соединения выполняют *подвижными* и *неподвижными* (относительно оси вала).

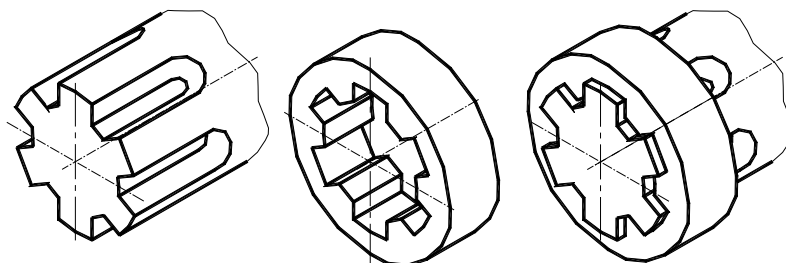


Рис. 5.1.42

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными отличаются высокой точностью центрирования и перемещения ступиц (в подвижных соединениях), имеют значительно большую нагрузочную способность.

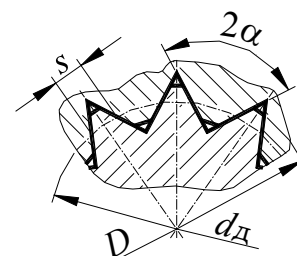


Рис. 5.1.43

По форме *поперечного сечения* шлицы делятся на:

- *треугольные* (рис. 5.1.43),
- *прямобоочные* (рис. 5.1.44),
- *эвольвентные* (рис. 5.1.45).

Шлицевые соединения с *треугольным* профилем применяют в неподвижных соединениях тонкостенных втулок или пустотелых валов (вместо соединений с натягом), передающих небольшие вращающие моменты.

Центрирование при треугольных шлицах осуществляют по *боковым* граням.

Прямоугольные шлицевые соединения изготавливают трех серий: легкой, средней и тяжелой. В таких соединениях

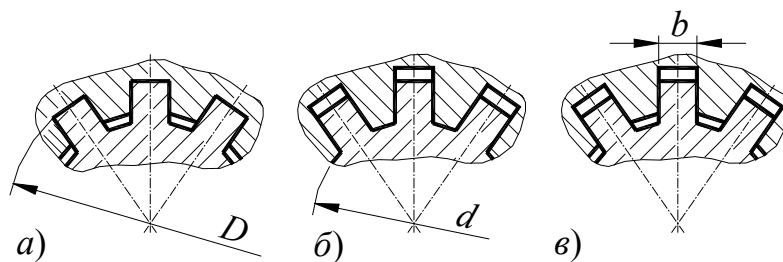


Рис. 5.1.44

осуществляют по наружному диаметру (рис. 5.1.44, а), внутреннему диаметру (рис. 5.1.44, б) или по боковым сторонам (рис. 5.1.44, в). Центрирование по одному из диаметров (D или d) применяют в тех случаях, когда необходима повышенная точность совпадения геометрических осей сопрягаемых деталей.

Шлицевое соединение с эвольвентными шлицами (рис. 5.1.45) отличается от прямоугольного более совершенной технологией изготовления (аналогичной технологии нарезания зубчатых колес), повышенной прочностью самих шлицев и валов и точностью центрирования.

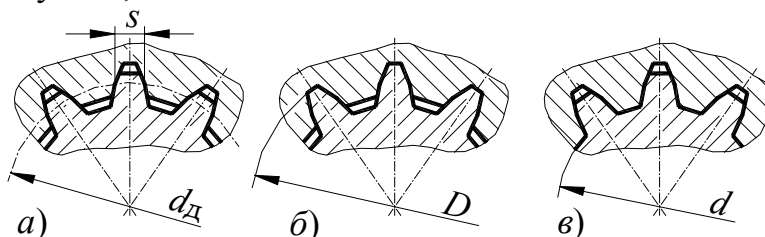


Рис. 5.1.45

Центрирование при эвольвентных шлицах осуществляют по боковым сторонам (рис. 5.1.45, а), по наружному диаметру (рис. 5.1.45, б) и внутреннему диаметру (рис. 5.1.45, в). Наиболее распространенными являются первые два способа, причем центрирование по боковым сторонам является наиболее экономичным, а по D – наиболее точным.

5.1.2.3.2. РАСЧЕТЫ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

На боковых поверхностях шлицев под нагрузкой возникают напряжения смятия. В сечениях у оснований возникают напряжения сдвига и изгиба, пропорциональные напряжениям смятия.

Как показала практика эксплуатации шлицевых соединений, критичными являются напряжения смятия, поэтому при проектировании шлицевых соединений, как правило, ограничиваются расчетом по этим напряжениям.

5.1.2.3.2.1. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С ПРЯМОУГОЛЬНЫМИ ШЛИЦАМИ

По диаметру вала D из таблиц, определяемых стандартом для прямоугольных шлицевых соединений выбираются параметры шлицевого соединения – толщина шлица b и сочетание $Z \times d \times D$.

Длина шлицевого соединения, нагруженного крутящим моментом T , определяется из расчета на смятие боковых поверхностей.

Составляющие условия прочности по напряжениям смятия (2.10.14) на основании рис. 5.1.46 равны:

$$F = \frac{2T}{\psi d_{\text{cp}} z}, \quad (5.1.102)$$

$$A_{\text{см}} = hl, \quad (5.1.103)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шлицев; обычно ψ принимают равным 0,75;

d_{cp} – средний диаметр соединения (диаметр, на котором приложена равнодействующая от напряжения смятия):

$$d_{\text{cp}} = \frac{D + d_a}{2}; \quad (5.1.104)$$

z – число шлицев;

h – высота нагруженной части шлица;

$$h = \frac{D - d_a}{2}; \quad (5.1.105)$$

d_a – внутренний диаметр отверстия охватывающей детали шлицевого соединения; с достаточной для расчета шлицевого соединения на прочность можно принять:

$$d_a \approx d. \quad (5.1.106)$$

Подставив (5.1.102) и (5.1.103), с учетом (5.1.104), (5.1.105) и (5.1.106), после преобразований получим:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{11T}{(D^2 - d^2)zl} \leq \sigma_{\text{см}p}, \quad (5.1.107)$$

откуда:

$$l \geq \frac{11T}{(D^2 - d^2)z\sigma_{\text{см}p}}. \quad (5.1.108)$$

Опыт эксплуатации валов с *прямоугольными* шлицами и плоским дном впадины на *кручение* показал, что их прочность эквивалентна прочности гладкого вала, диаметр которого равен *внутреннему* диаметру шлицевого вала.

5.1.2.3.2.2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМИ ШЛИЦАМИ

По диаметру соединения D из таблиц, определяемых стандартом для эвольвентных шлицевых соединений выбираются их параметры – число шлицев z и модуль m . Для шлицевого соединения, аналогично

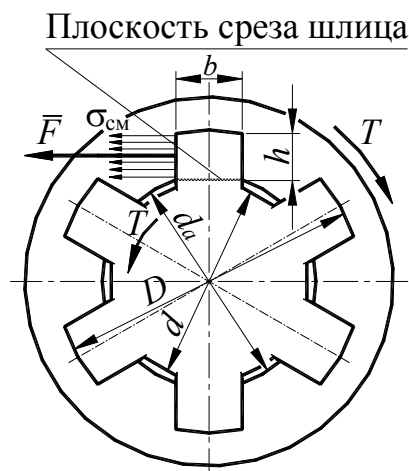


Рис. 5.1.46

зубчатым колесам, взаимосвязь между модулем m и числом шлицев z определяется уравнением:

$$d_d = mz. \quad (5.1.109)$$

Определение длины шлицевого *эвольвентного* соединения, нагруженного крутящим моментом T , производят аналогично определению длины шлицевого *прямоугольного* соединения. Тогда исходя из условия прочности по напряжениям смятия (2.10.14) на основании рис. 5.1.47 получаем:

$$F = \frac{2T}{\psi d_{cp} z}, \quad (5.1.110)$$

$$A_{cm} = hl, \quad (5.1.111)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шлицев; обычно ψ принимают равным 0,75;

d_{cp} – средний диаметр соединения (диаметр, на котором приложена равнодействующая от напряжения смятия); его принимают равным d_d :

$$d_{cp} = d_d = mz; \quad (5.1.112)$$

z – число шлицев;

h – расчетная высота шлица:

$$h = \theta m, \quad (5.1.113)$$

где $\theta = 1,0$ – при центрировании по боковым поверхностям,

$\theta = 0,9$ при центрировании по наружному или внутреннему диаметру.

Подставив (5.1.110) и (5.1.111), с учетом (5.1.112) и (5.1.113), после преобразований получим:

$$\sigma_{cm} = \frac{2,7T}{(mz)^2 \theta l} \leq \sigma_{cm p}, \quad (5.1.114)$$

откуда:

$$l \geq \frac{2,7T}{(mz)^2 \theta \sigma_{cm p}}. \quad (5.1.115)$$

Другие параметры *эвольвентного* шлицевого соединения (рис. 5.1.47) определяют по нижеприведенным зависимостям:

диаметры вала:

наружный (окружности выступов) d_a :

$$d_a = D; \quad (5.1.116)$$

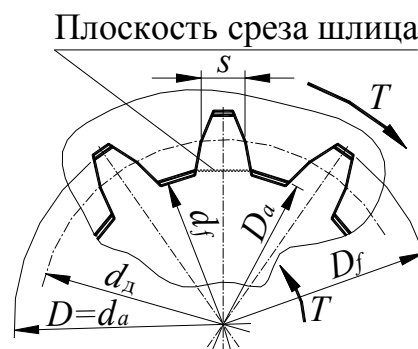


Рис. 5.1.47

внутренний (окружности впадин) d_f :

$$d_f = d_a - 2,4 m; \quad (5.1.117)$$

диаметры *отверстия* сопряженной с валом детали:

наружный (окружности впадин):

при центрировании по D :

$$D_f = D; \quad (5.1.118)$$

при центрировании по s :

$$D_f = D + 0,4 m; \quad (5.1.119)$$

внутренний (окружности выступов):

$$D_a = D - 2 m. \quad (5.1.120)$$

5.1.2.3.2.3. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С ТРЕУГОЛЬНЫМИ ШЛИЦАМИ

По отраслевым стандартам соединения с треугольными шлицами (рис. 5.1.48) изготавливают со следующими параметрами:

угол профиля $2\alpha=90^\circ$; $2\alpha=72^\circ$; $2\alpha=60^\circ$;

модуль $m=(0,2-1,5)$ мм;

число зубьев $z=20-70$.

Взаимосвязь между модулем m и числом шлицев z определяется уравнением:

$$d_d = mz. \quad (5.1.121)$$

Определение длины шлицевого соединения с *треугольными шлицами*, нагруженного крутящим моментом T , производят аналогично определению длины шлицевого соединения с *эвольвентными шлицами*.

По диаметру соединения D из таблиц, определяемых стандартом для шлицевых соединений с треугольными шлицами, выбираются их параметры – число шлицев z и модуль m .

Составляющие *условия прочности* по напряжениям *смятия* (2.10.14) на основании рис. 5.1.48 равны:

$$F = \frac{2T}{\psi d_{cp} z}, \quad (5.1.122)$$

$$A_{cm} = hl, \quad (5.1.123)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения шлицев; обычно ψ принимают равным 0,75;

d_{cp} – средний диаметр соединения (диаметр, на котором приложена равнодействующая от напряжения смятия); его принимают равным d_d :

$$d_{cp} = d_d = mz; \quad (5.1.124)$$

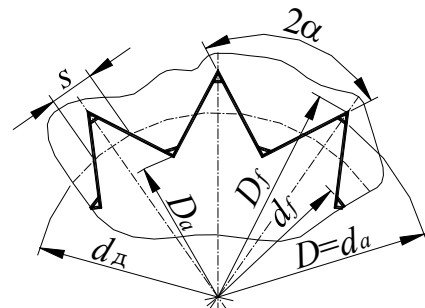


Рис. 5.1.48

z – число шлицев;
 h – расчетная высота шлица:

$$h = \frac{D - d}{2}. \quad (5.1.125)$$

Подставив (5.1.122) и (5.1.123), с учетом (5.1.124) и (5.1.125), после преобразований получим:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{5,3T}{mz^2(D-d)l} \leq \sigma_{\text{см}p}, \quad (5.1.126)$$

откуда:

$$l \geq \frac{5,3T}{mz^2(D-d)\sigma_{\text{см}p}}. \quad (5.1.127)$$

На основе экспериментальных данных рекомендуется длину шлицевого соединения делать в диапазоне $(0,5-2,0)D$, так как при увеличении длины длиннее рекомендуемого значения приводит к снижению точности изготовления и уменьшению фактической площади соприкосновения шлицев.

5.1.2.4. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифты представляют собой *цилиндрические* или *конические стержни* с гладкими поверхностями (рис. 5.1.49), предназначенные для фиксации взаимного расположения скрепляемых между собой деталей, в качестве крепежных деталей

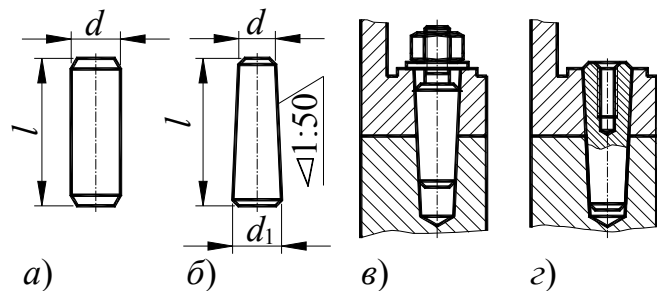


Рис. 5.1.49

(функцию штифтов выполняют, например, призонные болты — рис. 5.1.34), для передачи небольших поперечных сил и моментов (преимущественно в приборостроении).

Штифты применяются также в качестве *разрушаемой* детали в цепи передачи энергии, предохраняющей изделие от перегрузок.

Гладкие штифты – *цилиндрические* (рис. 5.1.49, а) и *конические* (рис. 5.1.49, б, в, г) – обеспечивают точную фиксацию соединяемых деталей, но требуют высокой точности изготовления и обработки посадочных отверстий. Гладкие штифты в отверстиях удерживаются трением. При действии неравномерных нагрузок и при больших угловых скоростях цилиндрические штифты дополнительно фиксируют в отверстиях кернением, развальцовкой, расклепкой концов (рис. 5.1.50) или пруж-

жинными кольцами (рис. 5.1.51), а также применяют конические штифты с резьбовыми концами (рис. 5.1.49, в, г).

При установке штифтов в *глухие* отверстия или без доступа для их выколачивания применяют штифты с *внутренней* (рис. 5.1.49, в) или *наружной* (рис. 5.1.49, г) резьбой для их удаления при демонтаже.

Недостатком *цилиндрических* штифтов является ослабление посадки при повторных сборках.

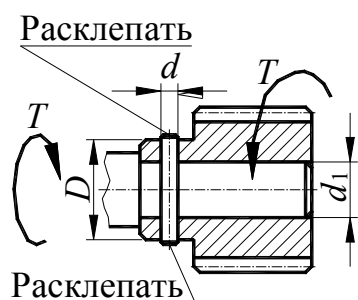


Рис. 5.1.50

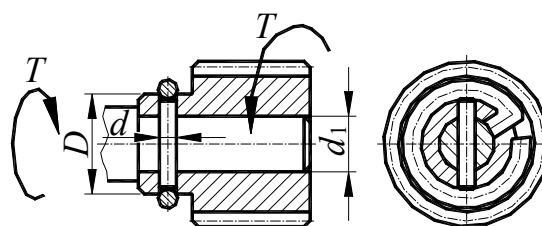


Рис. 5.1.51

Соединения *коническими* штифтами имеют более высокую стоимость, но они значительно долговечнее.

Рассмотрим наиболее употребляемые варианты применения штифтовых соединений.

Фиксация взаимного расположения скрепляемых между собой деталей.

Точность фиксирования по *плоскости* деталей, соединенных болтовым или винтовым соединением с *зазором*, достигается установкой *двух* штифтов, которые располагают на возможно большем расстоянии *l* друг от друга (рис. 5.1.52). Обычно применяют *конические* штифты. Если по каким-либо причинам нельзя применить конические штифты, то используют *цилиндрические* штифты.

Диаметр штифтов *d* в этом случае рекомендуется принимать:

$$d = (0,7 - 0,8)d_6, \quad (5.1.128)$$

где d_6 — диаметр крепежного болта (винта).

Для фиксации относительного положения детали, сопряженной с другой деталью по *цилиндрической* или *конической* поверхности, доста-

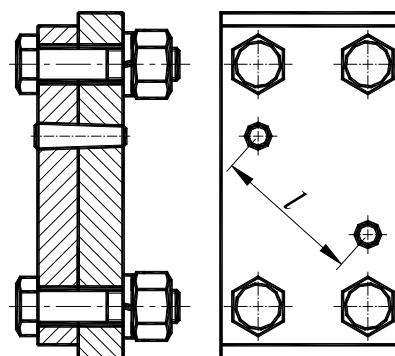


Рис. 5.1.52

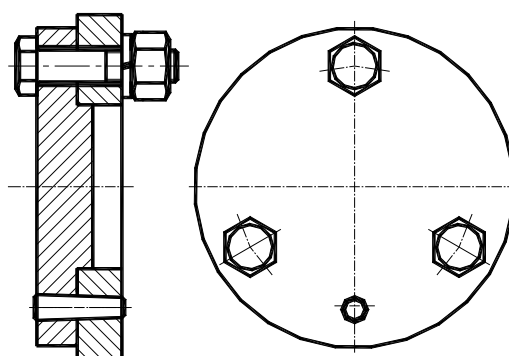


Рис. 5.1.53

точно одного штифта, предотвращающего относительный *поворот* деталей – *радиальному смещению* препятствуют сопрягаемые поверхности (рис. 5.1.53).

Штифты рассчитывают на *срез* и *смятие*, а толщину соединяемых деталей определяют из расчета на смятие. Расчеты производятся аналогично расчетам *заклепочного* соединения.

Материалом для штифтов обычно служит стали марок 45, 15, А12, У8. Для *немагнитных* штифтов используют бронзу БрКМ 3-1.

5.2. ВАЛЫ И ОСИ

5.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы предназначены для поддержания вращающихся частей машины и для передачи вращающего момента от одной вращающейся детали машины к другой. Валы несут на себе детали механизма и поэтому, в зависимости от конструкции, работают или *при совместном действии изгиба и кручения*, или *только при кручении*.

Достаточно часто используются *частные варианты валов*, выделенные в отдельные группы – *торсионные валы (торсионы)* и *оси*.

Торсионы передают только *вращающие* моменты.

Ось является деталью, предназначенной только для поддержания вращающихся частей, и в передаче энергии непосредственно не участвует. Оси работают только на *изгиб*, так как не передают вращающего момента. Наиболее широко распространены в технике *прямые* валы и оси.

Коленчатые валы (рис. 5.2.1) применяют в поршневых двигателях и компрессорах.

Гибкие валы выпускаются трех типов:

ВС (гибкие проволочные валы),

ВС-Б (гибкие проволочные валы с броней),

В (гибкие валы).

Такие валы обладают *высокой жесткостью при кручении* и *малой жесткостью при изгибе*.

Валы первых двух типов используются в силовых цепях передачи энергии, а валы последнего типа – в приводах управления, в приводах автомобильных приборов и т.п.

Гибкий вал (рис. 5.2.2) состоит из сердечника 1, вокруг которого попеременно крестовой свивкой навиты (по винтовой линии) несколько слоев круглой стальной проволоки 2.

Для предохранения вала от внешней среды, удержания смазки и безопасной эксплуатации вал размещен в защитной броне 3 (обычно металлическом рукаве). Концы брони припаивают к наконечникам вала 4,

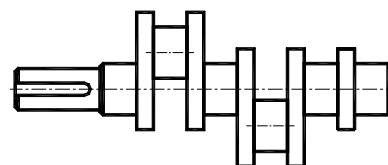


Рис. 5.2.1

а сердечник присоединяют к жестким валам узлов 5, между которыми гибкий вал передает движение.

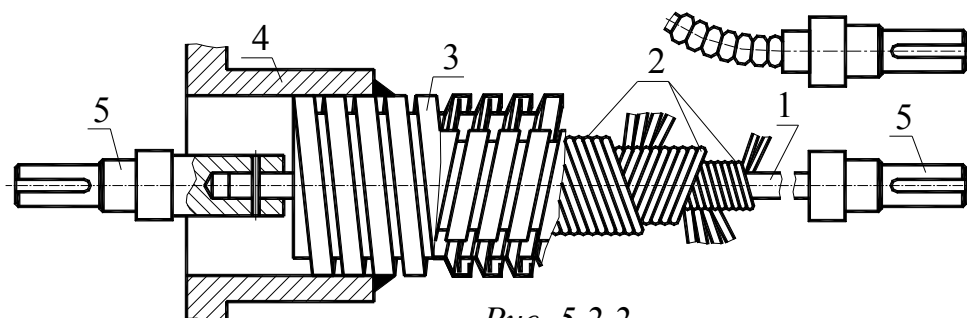


Рис. 5.2.2

Допустимый вращающий момент для каждого размера вала установлен стандартами. Он соответствует такому направлению вращения вала, при котором витки наружного слоя вала будут закручиваться и уплотнять внутренние слои проволоки.

Коленчатые, гибкие и торсионные валы относятся к деталям *специальных* машин и не являются предметом изучения данного курса.

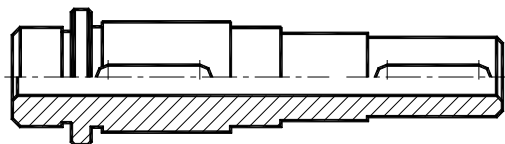


Рис. 5.2.3

Прямые валы и оси в большинстве случаев имеют круглое сплошное сечение. *Полые* валы и оси (рис. 5.2.3) применяют для облегчения конструкции, в тех случаях, когда через них проходят вдоль оси другие детали, для подачи масла, для расположения в полости вала деталей управления.

Фиксирование насаженных деталей от относительного поворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и соединениями с гарантированным натягом (рис. 5.2.4).

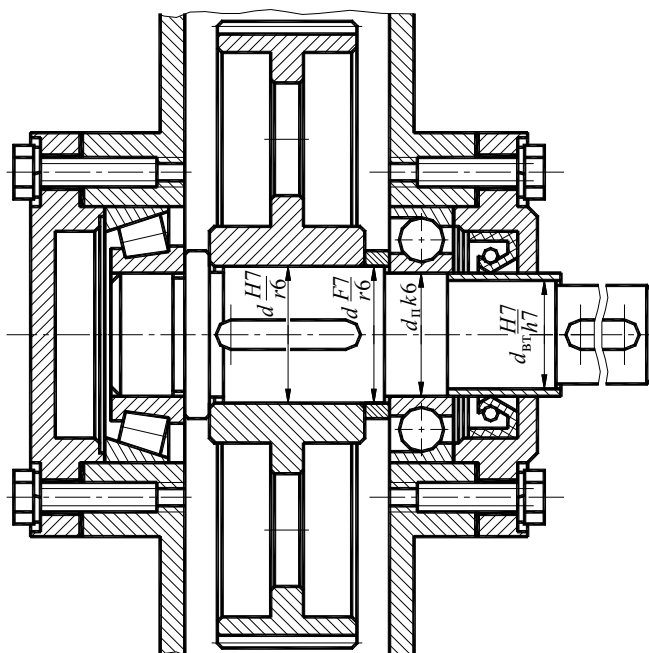


Рис. 5.2.4

По условиям сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также по требованиям к осевой фиксации деталей в большинстве случаев принимают *ступенчатую* конструкцию вала (рис. 5.2.3, 5.2.4). Такая форма вала удобна для мон-

тажа на него вращающихся деталей, каждая из которых должна свободно проходить по валу до места своей посадки.

Диаметры посадочных участков выбирают на основании расчета на прочность и стандарта на предпочтительные размеры, а их длины определяют по размерам сопрягаемых деталей.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными *фасками* для облегчения посадки деталей и снятия заусенцев, являющихся источником травматизма при сборке конструкций (рис. 5.2.3, 4.3.4).

Для уменьшения концентрации напряжений в местах перехода от одного участка вала или оси к другому разность между диаметрами ступеней должна быть минимальной. Плавный переход от одной ступени к другой называется *галтелью* (рис. 5.2.5).

Для монтажа и демонтажа тяжелых деталей на концах валов и осей посадочные места часто выполняют *коническими* (рис. 5.2.6).

Валы вращаются в *опорах*, в качестве которых служат *подшипники* качения или скольжения. На рис. 5.2.4 показаны варианты установки подшипников качения враспор радиально-упорных подшипников.

Опорные части валов называют *цапфами*, при этом *концевые цапфы* для подшипников скольжения называют *шипами*, а промежуточные – *шейками*. Концевые опорные поверхности валов, предназначенные для восприятия *осевых* нагрузок, называют *пятями*, а подшипники скольжения, в которых они размещаются, – *подпятниками*.

Цапфы осей и валов выполняют чаще всего *цилиндрическими*.

Конические цапфы применяют при осевом фиксировании валов и в точных механизмах, когда не допускается отклонение осей из-за износа опор.

Шаровые цапфы используют в тех случаях, когда необходимы угловые отклонения осей (рис. 5.2.7).

Цапфы валов и осей подвергают тщательной обработке. Для выхода шлифовального круга в местах перехода от меньшего диаметра цапфы к большему (рис. 5.2.8) выполняют кольцевые канавки, так как в противном случае часть поверхности цапфы окажется недошлифованной из-за скругленности краев шлифовального круга и посадка деталей подшипникового узла на цапфу будет затруднена.

При *небольшой* разнице диаметров зубчатого колеса и вала шестерню и вал выполняют как одно целое (рис. 5.2.9). В этом случае мате-

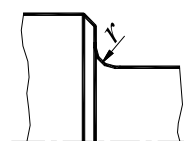


Рис. 5.2.5

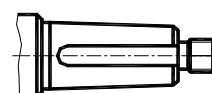


Рис. 5.2.6

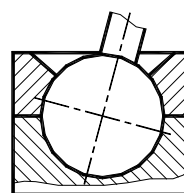


Рис. 5.2.7

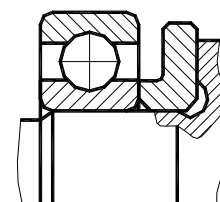


Рис. 5.2.8

риал для изготовления *вала-шестерни* выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу *шестерни*.

Шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, поперечные сквозные отверстия под штифты или отверстия под установочные винты, канавки, а также резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающих его усталостную прочность. Поэтому, по возможности, следует избегать элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

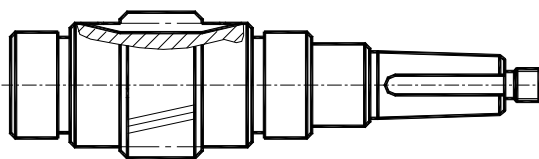


Рис. 5.2.9

5.2.2. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Большинство валов и осей изготавливают из *углеродистых сталей* (марок 20, 30, 40, 45, 50) и *легированных сталей* (марок 20Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА) и др.

Выбор материала определяется конструкцией вала или оси, требованиями к нему предъявляемыми условиями эксплуатации, необходимым сроком гарантии безотказной работы. Например, применение легированных сталей дает возможность при необходимости ограничить массу и габаритные размеры вала, повысить стойкость шлицевых соединений. Выбор материала вала-шестерни (или червяков) определяется требованиями к поверхностной твердости и выносливости при изгибе зубьев вала-шестерни (витков червяка).

Для улучшения механических характеристик валов и осей применяют различные виды термообработки, например, их цапфы подвергают закалке при нагреве током высокой частоты или цементации для повышения их износостойкости.

5.2.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы относятся к числу наиболее ответственных деталей машин. Чрезмерное нарушение формы вала из-за высокой радиальной податливости или колебаний, а в предельных случаях и разрушение вала, влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Неподвижные оси при постоянных нагрузках и *тихоходные валы*, работающие в условиях *больших перегрузок*, рассчитывают на *статическую прочность*.

Валы быстроходных машин часто подвергаются *усталостному разрушению* и их необходимо рассчитывать на *усталостную прочность*. Характеристикой *усталостной* прочности является *коэффициент безопасности*.

Под действием приложенных сил у валов появляются деформации *изгиба* и *кручения*. Чрезмерный изгиб валов нарушает нормальную работу подшипниковых узлов, зубчатых зацеплений, фрикционных механизмов. Поэтому величина деформаций валов и осей ограничивается, а их *жесткость*, характеризуемая *допускаемым прогибом* в местах посадки деталей, а также *допускаемыми углами наклона* и *закручивания сечений*, является одним из основных *критериев работоспособности*.

5.2.4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

5.2.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Целью расчетов на *прочность* является определение основных размеров осей и валов, при которых обеспечивается их *статическая прочность* и *выносливость* (*усталостная прочность*).

Сложившаяся практика расчета и конструирования валов подразделяет эту процедуру на *три* этапа:

- ориентировочный расчет;
- конструирование вала;
- уточненный (проверочный) расчет.

Ориентировочный расчет вала выполняется с целью *предварительного* определения величины его минимально допускаемого диаметра.

На этапе *конструирования* разрабатывают конструкцию вала, обеспечивая условия технологичности изготовления и сборки. На этом этапе определяют диаметры и осевые размеры выходного конца, посадочных мест под подшипники, зубчатые колеса и другие детали, монтируемые на вал.

Целью *уточненного* (*проверочного*) расчета вала является определение *напряжений* и *коэффициента безопасности* (при расчете на *статическую прочность*) или *коэффициента безопасности* (при расчете на *выносливость*) и сравнению полученных значений с допускаемыми.

5.2.4.2. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

На этом этапе проектирования, геометрические параметры вала не определены, поэтому расчет ведется только по *касательным* напряжениям, возникающим при кручении. Из-за того, что *при ориентировочном расчете не учитывается влияние изгибающего момента, наличие ослабляющих факторов шпоночных канавок, колец, переходов* и т.д.), то на этом этапе значение допускаемого касательного напряжения $\tau_{кр}$ принимается *заниженным* по сравнению с допускаемыми касательными напряжениями $\tau_{кр}$ для конструкционных материалов, приводимыми в

справочниках. Значения $\tau_{кр}$ при *ориентировочном* расчете для валов из среднеуглеродистых сталей принимаются в пределах от 20 Н/мм² до 30 Н/мм² в зависимости от материала вала и вида нагрузки.

Минимально допускаемый диаметр круглого сплошного вала d_{\min} без учета наличия шпоночных или шлицевых пазов определяют, основываясь на условии прочности на кручение по формуле (см. раздел 2.6.2):

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{кр}}} \quad (5.2.1)$$

где T – максимальный крутящий момент на валу;

$\tau_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение при *ориентировочном* расчете.

Для *консольных* участков *входных* или *выходных* валов (рис. 5.2.4) полученное значение d_{\min} следует округлить до ближайшего большего стандартного значения выходного участка вала (для *цилиндрических* – по ГОСТ 12080-75, для *конических* – по ГОСТ 12081-75).

5.2.4.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА

5.2.4.3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ НА РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКАХ ВАЛА

Исходя из величины d_{\min} , назначают диаметры промежуточных несопряженных участков вала, выбирают *номинальные* диаметры соединений.

Перепад *последовательных* ступеней диаметров d_i , и d_{i+1} валов, необходимый для свободной транспортировки деталей до мест их посадок с натягом, должен назначаться минимальным – (5-10)%, но *абсолютную* величину перепада не рекомендуется назначать более 10 мм.

Назначенные диаметры отдельных участков округляют до ближайшего значения по ГОСТ 6636-69 из ряда стандартных размеров.

Значение диаметра посадочной шейки подшипника качения округляют в большую сторону до значения диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника.

Для *промежуточных* валов (рис. 5.2.10), *минимальным* диаметром, очевидно, является диаметр посадочной шейки подшипника. Поэтому для таких валов значение d_{\min} , полученное по формуле (5.2.1), округляют до *ближайшего большего* значения *внутреннего* диаметра *подшипника*.

Рекомендации для остальных диаметров остаются такими же, как и для выходных или входных валов.

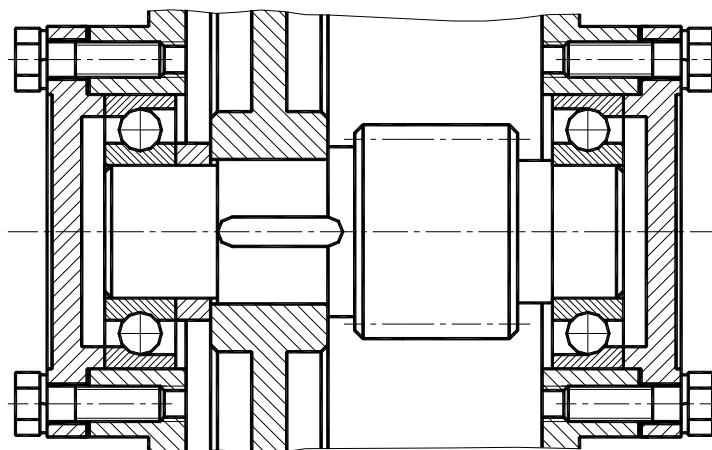


Рис. 5.2.10

5.2.4.3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ РАЗМЕРОВ УЧАСТКОВ ВАЛА

Осевые размеры валов и осей выявляют в процессе *эскизной* компоновки редуктора в соответствии с рекомендациями к определению положения подшипников и ширины зубчатых венцов, определяемых при расчете передачи. Например, расстояние между опорами червячного колеса принимают равным $L = (0,50 - 0,75)d_2$ (где d_2 – делительный диаметр червячного колеса), а расстояние между опорами консольной шестерни – $L = (3 - 4)B$, (где B – ширина подшипников качения).

Длина консольного участка вала должна быть согласована с длиной ступицы полумуфты, шкива или звездочки.

Длины *консольных* участков d_k входного или выходного валов должны быть приняты в зависимости от их диаметров:

для *цилиндрических* концов по ГОСТ 12080-75,
для *конических* – по ГОСТ 12081-75.

5.2.4.4. УТОЧНЕННЫЙ (ПОВЕРОЧНЫЙ) РАСЧЕТ

5.2.4.4.1. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

5.2.4.4.1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для выполнения расчетов валов и осей по основным критериям работоспособности необходимо в первую очередь установить величину, характер и место приложения действующих на них сил. Поэтому на основании конструктивных размеров вала, полученных в результате ориентировочного проектирования, составляют *расчетную схему*, упрощенно рассматривая вал, как *балку на шарнирных опорах*, роль которых выполняют подшипники.

Подшипники, одновременно воспринимающие *осевые* и *радиальные* нагрузки, заменяют *шарнирно неподвижными* опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, – *шарнирно подвижными* опорами (рис. 5.2.11).

Положение опоры определяют с учетом угла контакта подшипника качения. При угле контакта, равном нулю (для радиальных подшипников) положение опоры принимают в середине ширины подшипника (рис. 5.2.11).

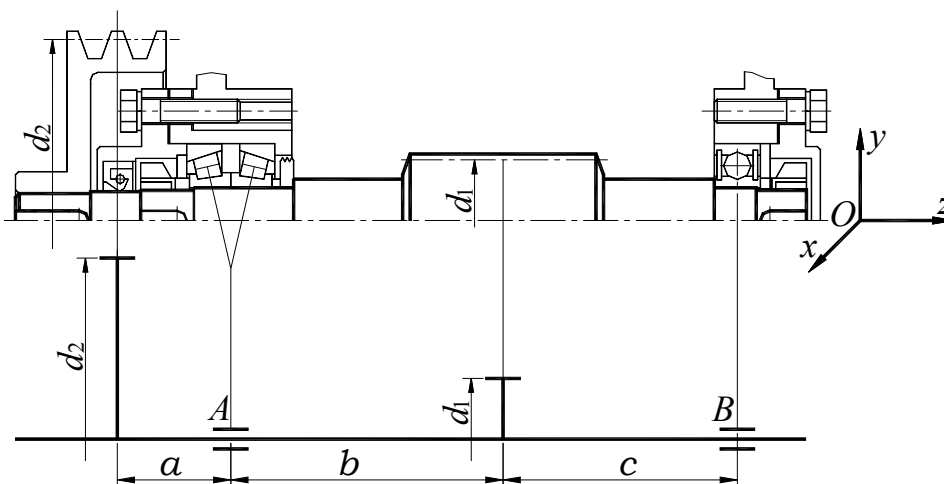


Рис. 5.2.11

Нагрузки, передаваемые валу со стороны насаженных на него деталей в виде *распределенных* сил, действующих по ширине деталей, приводят к центру соединения в виде *сосредоточенного* крутящего момента T , осевой R_z радиальных R_x , R_y сил и моментов M_x , M_y , действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 5.2.12).

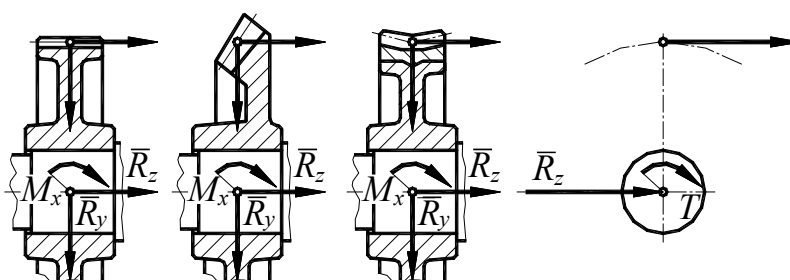


Рис. 5.2.12

Если нагрузки, действующие на вал и приведенные к оси вала, расположены в различных плоскостях, то их следует разложить на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и в каждой из этих плоскостей определить опорные реакции и внутренние силы.

Силы, действующие на вал со стороны установленных на них деталей *передач*, определяют по методам, изложенным в разделе 4:

фрикционные передачи – раздел 4.3.2.3;
ременные передачи – раздел 4.3.3.10;
цилиндрические эвольвентные передачи – раздел 4.4.2.6.2.1;
конические эвольвентные прямозубые передачи – раздел 4.4.3.2.3.1;
червячные передачи – раздел 4.4.3.3.3;
цепные передачи – раздел 4.5.6.

При составлении расчетной схемы вес вала и деталей, расположенных на них, а также силы трения в опорах не учитывают.

Так же при расчетах на прочность вала *пренебрегают напряжениями*, возникающими от действия *растягивающих* или *сжимающих* и *перерезывающих* сил.

5.2.4.4.1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛ

Для расчета вала на прочность необходимо определить величину *изгибающих* и *крутящих* моментов в различных сечениях вала, найдя при этом наиболее опасные из сечений, используя методики построения эпюр, изложенные в курсе по сопротивлению материалов. Построение эпюры производится на основе *расчетной схемы*, изображенной, для лучшей наглядности, под эскизом чертежа вала (рис. 5.2.13).

Расчетная схема представляет собой ось вала, изображенную в виде прямой линии длиной, равной длине вала, к которой приложены *все* силы, действующие на вал (как *внешние*, так и *реактивные*) на тех же расстояниях друг от друга и от торцов оси, что и на валу, и на тех же расстояниях от оси, что и от оси вала. Следует иметь в виду, что *поперечные* силы (силы, нормальные к оси вала) можно, как скользящие вектора, привести к оси вала.

Методика определения *реакций* в опорах изложена в курсе по сопротивлению материалов.

При построении эпюр следует обратить внимание на следующее:

1. Уравнения моментов, необходимые при построении эпюры, составляются *относительно рассматриваемого сечения* на основании силовых факторов, действующих *по одну сторону* от данного сечения.

2. При наличии на валу сосредоточенных моментов (например, при действии осевых сил в зацеплении, приложенных на некотором расстоянии от продольной оси вала) появляется мгновенное изменение величины момента на величину сосредоточенного момента, так называемый *скачок*. Этот скачок может быть как положительным, так и отрицательным, в зависимости от знака сосредоточенного момента.

3. *Эпюры изгибающих моментов* строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. При определении величины полного изгибаю-

щего момента в каком-либо сечении, определяются их составляющие и суммируются по теореме Пифагора.

Следует иметь в виду, что в тех случаях, когда в рассматриваемом сечении эпюра располагается по *обе* стороны от нулевой линии, то в расчет принимается *большая* величина момента, отсчитанная от нулевой линии (рис. 5.2.13, 5.2.14).

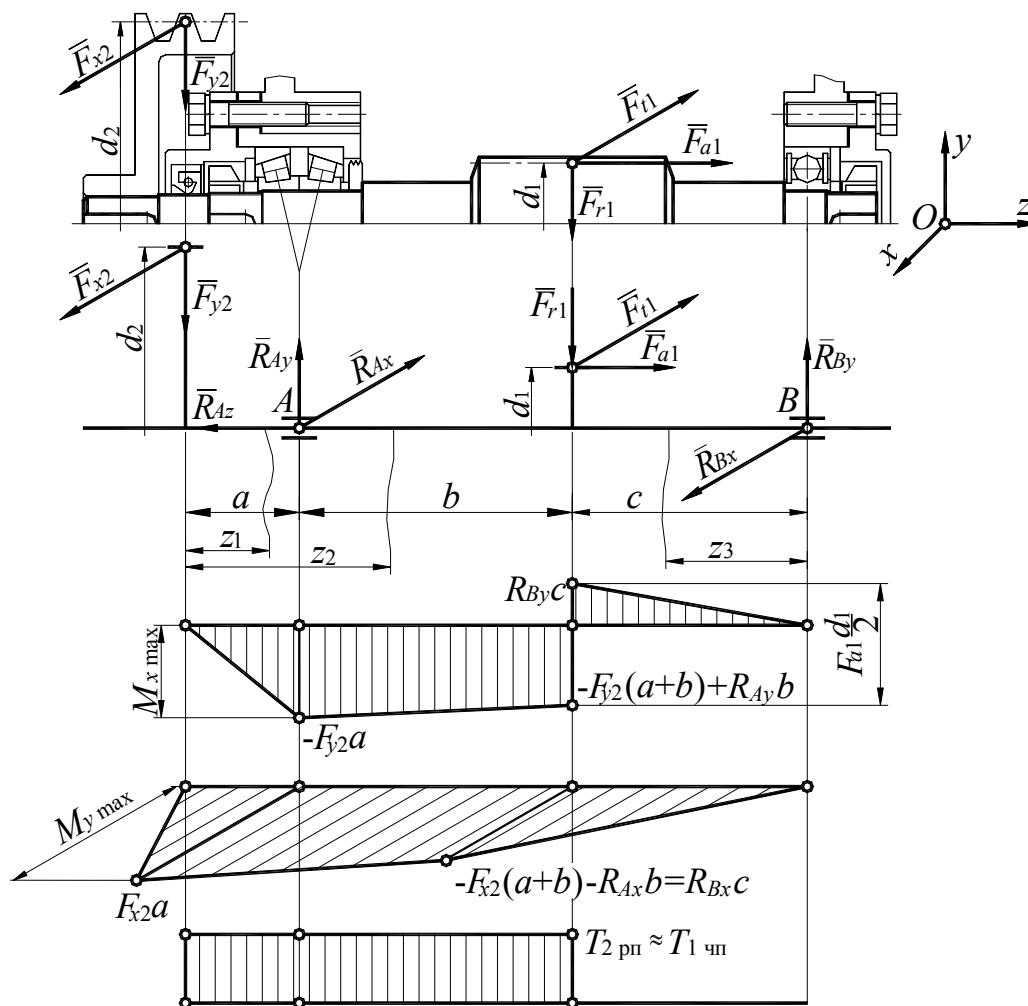


Рис. 5.2.13

4. Для *опасного* сечения (рис. 5.2.14) расчетное значение изгибающего момента равно (при использовании третьей теории прочности):

$$M = \sqrt{M_{x \max}^2 + M_{y \max}^2} \quad (5.2.2)$$

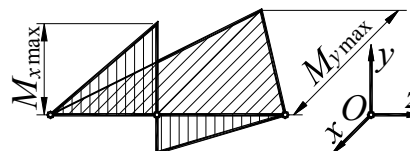


Рис. 5.2.14

Значение M , определенное по формуле (5.2.2), принимается *положительным*.

5. Для того чтобы значения M_x и M_y было удобно суммировать, их эпюры рекомендуется строить в одном масштабе.

5.2.4.4.1.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА ПО СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ

Расчет вала на *статическую* прочность сводится к определению *напряжений* и к определению *коэффициента безопасности* и сравнению полученных значений с допускаемыми.

Эквивалентные напряжения в *наиболее опасном сечении* вала, появляющиеся при совместном действии изгиба и кручения, наиболее часто определяют по *третьей* теории прочности.

При совместном действии *изгиба* и *кручения* на вал *круглого* сплошного поперечного сечения, условие прочности по третьей теории прочности (см. разделы 2.7.2.3 и 2.7.3.2) принимает вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2}}{W} \leq \sigma_p. \quad (5.2.3)$$

Значение осевого момента инерции W для круглого сплошного сечения, входящего в формулу, равно:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (5.2.4)$$

Величина действительного коэффициента безопасности S в этом случае определяется по формуле (2.7.62) и сравнивается с его допускаемым значением S_p в соответствии с условием:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq S_p. \quad (5.2.5)$$

где $S_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}$ — коэффициент безопасности по нормальным напряжениям;

$S_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}$ — коэффициент безопасности по касательным напряжениям.

$$\tau_{\tau} \approx 0,5\sigma_{\tau}.$$

5.2.4.4.1.4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА ПО УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Проверочный расчет вала (или оси) на *усталостную* прочность учитывает все основные факторы, влияющие на усталостную прочность; характер напряжений, наличие концентраторов напряжений, абсолютные размеры вала (или оси), обработку поверхностей и прочностные характеристики материала, из которого изготовлен вал (или ось). Конструкция вала (или оси) должна быть полностью известна.

Переменные напряжения в валах появляются как от изменяющейся во времени, так и от постоянной внешней нагрузки. Постоянные по значению и направлению силы передач, например, вызывают во *вращающихся* валах циклические (переменные) напряжения изгиба, изменяющиеся по *симметричному* циклу.

Расчет на усталостную прочность заключается в определении величины действительных коэффициентов запаса усталостной прочности S для выбранных *опасных* сечений валов (или осей) и является поэтому проверочным и сравнению ее с допускаемой величиной S_p .

Допускаемый коэффициент безопасности S_p при расчете на *выносливость* может быть представлен в виде произведения трех составляющих:

$$S_p = S_{p1} S_{p2} S_{p3} \quad (5.2.6)$$

где S_{p1} – учитывает степень ответственности детали,

S_{p2} – учитывает точность расчетных нагрузок,

S_{p3} – учитывает надежность выбранного материала.

Величина коэффициента S_{p1} выбирается из диапазона 1,3-1,5, причем большие значения соответствуют большей ответственности детали с точки зрения последствий, вызванных поломкой детали.

Величина коэффициента S_{p2} принимается в пределах 1,1-1,5 и может быть меньшей или большей в зависимости от точности расчета нагрузок.

Величина коэффициента S_{p3} принимается равной 1,3 для деталей из проката или поковки и равной 1,5 для термообработанных деталей.

Условие усталостной прочности определяется уравнением (5.2.5), в котором коэффициенты безопасности S_σ и S_τ определяются по формулам (см. раздел 2.11.5):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (5.2.7)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.2.8)$$

где S_σ , S_τ – коэффициенты безопасности, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям;

σ_{-1} , τ_{-1} – пределов выносливости, соответственно, по нормальным и по касательным напряжениям;

σ_a , τ_a – амплитуда, соответственно, нормальных и касательных напряжений;

σ_m, τ_m – среднее напряжение цикла, соответственно, нормальных и касательных напряжений, Н/мм²;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла на прочность, соответственно, при изгибе и при кручении.

5.2.4.4.2. ПРОВЕРКА ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Из рассмотрения перемещений при *изгибе* балок, проведенного в разделе 2.5.8, очевидно, что жесткость валов при такой деформации характеризуется двумя параметрами – *максимальным прогибом* y и *углом поворота сечения* θ (рис. 5.2.15), величина которых не должна превышать допускаемых значений y_p и θ_p .

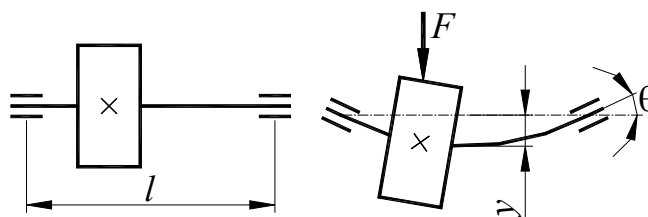


Рис. 5.2.15

Допустимые перемещения сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы.

Допустимые значения углов поворота θ_p сечения вала в местах расположения подшипников приведены в табл. 5.2.1.

Таблица 5.2.1

Тип подшипника		θ_p
Подшипники качения	шариковые однорядные	0°17'
	шариковые сферические	2°50'
	роликовые цилиндрические	0°09'
	роликовые конические	0°05'
Подшипники скольжения		0°04'

Максимальный прогиб вала y_p , несущего зубчатые колеса, обычно принимают из диапазона $(0,0002-0,0003)l$ (рис. 5.2.15), а допустимый прогиб под колесами составляет: $0,01m$ для цилиндрических и $0,005m$ для конических, гипоидных и глобоидных передач (m – модуль зацепления).

Деформации и перемещения при *кручении* валов рассмотрены в разделе 2.6.3.

Условие обеспечения необходимой жесткости вала на основании уравнения (2.6.20) имеет вид:

$$\psi = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{T_k}{GJ_p} \leq \psi_p \quad (5.2.9)$$

где ψ – *относительный угол закручивания*

T_k – крутящий момент;

G – *модуль упругости второго рода;*

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \text{ МПа,} \quad (5.2.10)$$

для стали:

$$G = \frac{2 \times 10^5}{2(1+0,3)} \approx 8 \times 10^5 \text{ МПа.} \quad (5.2.10')$$

J_p – *полярный момент инерции сечения;*

для круглого сплошного сечения:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (5.2.11)$$

μ – коэффициент Пуассона.

Допускаемый *относительный угол закручивания* валов ψ_p зависят от требований и условий работы конструкции. Чтобы исключить рассогласование движения звеньев, для валов средних размеров рекомендуется принимать его равным $0,5^\circ$ на 1 м длины вала.

5.3. ОПОРЫ ВАЛОВ

5.3.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Опорой называют часть механизма, обеспечивающую вращательное движение подвижных частей механизма.

Основной частью опоры является подшипник, являющийся промежуточным элементом между неподвижной частью механизма и вращающимся валом.

В зависимости от *вида трения* подшипники подразделяют на два основных вида: подшипники качения и подшипники скольжения.

В зависимости от *способности восприятия нагрузки* подшипники подразделяют на

- *радиальные* (воспринимают радиальные реакции),
 - *упорные* (воспринимают осевые реакции),
 - *радиально-упорные* (воспринимают комбинированные реакции).
- Упорные подшипники скольжения* называют *подпятниками*.

5.3.2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

5.3.2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипник качения (рис. 5.3.1) состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, которыми соединяется с цапфой и корпусом. Между кольцами расположены тела качения 3.

По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца (на торцовых поверхностях колец упорных подшипников качения) выполняют желоба – дорожки качения, по которым при работе подшипника катятся тела качения. Вследствие этого между контактирующими поверхностями тел качения и дорожек колец подшипников возникает преимущественно трение качения.

Сепараторы 4 направляют и удерживают на равных расстояниях тела качения при работе подшипников.

Имеются подшипники, у которых отсутствуют некоторые из указанных деталей. Например, игольчатые и некоторые другие типы специальных подшипников не имеют сепараторов. Такие подшипники имеют большее число тел качения и, следовательно, большую грузоподъемность. Однако предельные частоты вращения бессепараторных подшипников значительно ниже вследствие повышенных моментов сопротивления вращению. В некоторых узлах машин в целях уменьшения габаритов, а также повышения точности и жесткости применяют так называемые совмещенные опоры: дорожки качения при этом выполняют непосредственно на валу или на поверхности корпусной детали. Отдельные типы подшипников снабжаются мазеудерживающими шайбами, уплотнительными устройствами и другими специальными деталями.

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

- по форме тел качения:

— шариковые (рис. 5.3.2, 5.3.3, 5.3.7, 5.3.9, а);

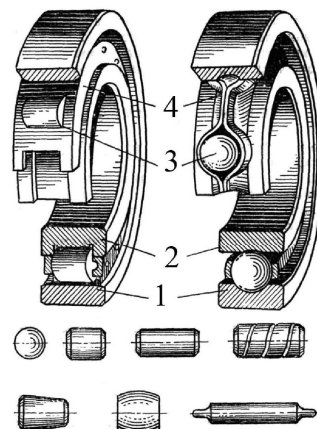


Рис. 5.3.1

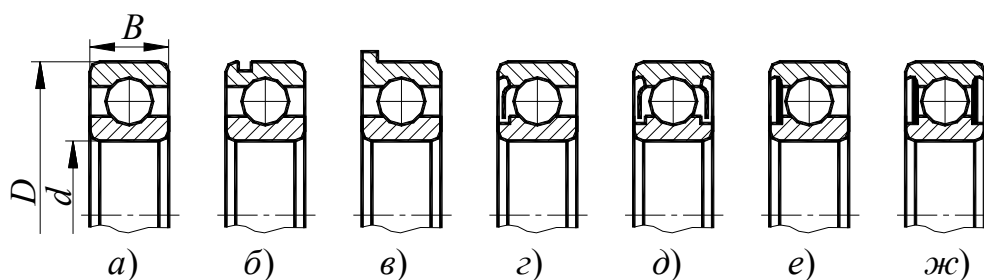


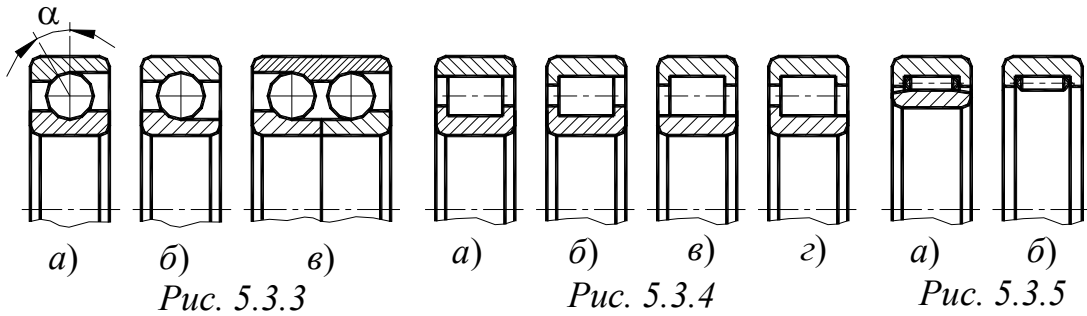
Рис. 5.3.2

— *роликовые*:

ролики *цилиндрические* (рис. 5.3.4); ролики *конические* (рис. 5.3.6; 5.3.8, а); ролики *бочкообразные* (рис. 5.3.8, б; 5.3.9, б);

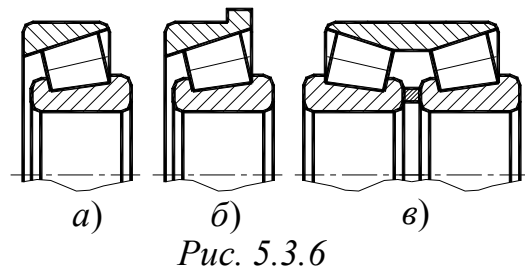
— *игльчатые* (рис. 5.3.5);

по направлению воспринимаемой нагрузки:

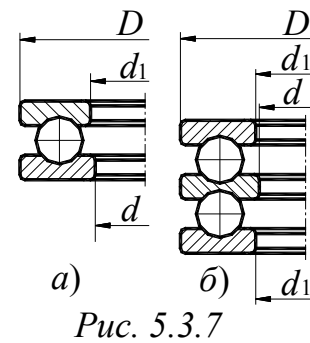


— *радиальные*, в основном для радиальных нагрузок (нагрузок, действующие перпендикулярно оси вращения подшипника) (рис. 5.3.2, 5.3.4, 5.3.5, 5.3.9);

— *радиально-упорные*, предназначенные для восприятия одновременно действующих на подшипник радиальной и осевой нагрузок (рис. 5.3.3, 5.3.6);

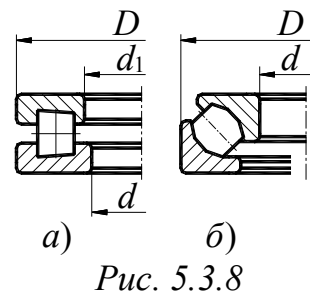


— *упорно-радиальные*, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии относительно небольшой радиальной нагрузки (упорно-радиальные подшипники отличаются от радиально-упорных величиной номинального (начального) угла контакта α (рис. 5.3.3, а), который равен углу между нормалью к зоне контакта шарика или ролика с дорожкой качения наружного кольца и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника; радиально-упорные подшипники имеют $\alpha < 36^\circ$, а упорно-радиальные — $\alpha > 36^\circ$;



— *упорные*, предназначенные для восприятия для осевых нагрузок (рис. 5.3.7, 5.3.8);

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия совместно действующих радиаль-



ной и осевой нагрузок, а упорно-радиальные подшипники часто используют для восприятия только осевых нагрузок.

— по числу рядов качения:

— *однорядные*;

— *двухрядные*;

— *четырёхрядные*.

— по способу компенсации перекосов вала:

— *несамоустанавливающиеся*;

— *самоустанавливающиеся* – допускающие по-

ворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца (рис. 5.3.9).

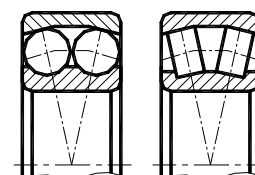
Подшипники с отверстием *одного внутреннего диаметра* по соотношению *габаритных размеров* подразделяют на *размерные серии* – сочетания серий *диаметров* и *ширин (высот)*, определяющее *габаритные размеры* подшипника.

Для подшипников качения по ГОСТ 3478-79 установлены следующие *размерные серии*:

— *диаметров*: 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4, 5 (в порядке увеличения размера наружного диаметра подшипника при одинаковом диаметре отверстия);

— *ширин* или *высот*: 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 (в порядке увеличения размера ширины или высоты).

ГОСТ 520-89 устанавливает *классы точности* подшипников, приведенные в табл. 5.3.1. Перечень классов точности дан в порядке повышения точности.



а) б)

Рис. 5.3.9

Таблица 5.3.1

Класс точности	Тип подшипника
0, 6, 5, 4, 2, Т	Шариковые радиальные
	Роликовые радиальные
	Шариковые радиально-упорные
0, 6, 5, 4, 2	Упорные и упорно-радиальные
0, 6Х, 6, 5, 4, 2	Роликовые конические
Дополнительные классы точности подшипников (8 и 7 – ниже класса точности 0) установлены для применения по заказу потребителей в ответственных узлах	

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений, размеров, формы, положения поверхностей подшипников.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации или уровня других *дополнительных* технических требований установлены три *категории* подшипников – *A, B, C*.

К *категории A* относят подшипники классов точности 5, 4, 2, *T* с одним из комплексных дополнительных требований по уровню вибраций, допускаемым отклонениям от круглости поверхностей качения, значениям осевого и радиального биений, соответствующих следующему, более высокому классу точности, моменту трения, контролю угла контакта и др.

К *категории B* относят подшипники классов точности 0, 6X, 6, 5 с одним из дополнительных требований по уровню вибраций, допускаемым отклонениям от круглости поверхностей качения, значениям осевого и радиального биений, соответствующих следующему, более высокому классу точности, моменту трения, контролю угла контакта, повышенным требованиям по высоте, монтажной высоте и ширине подшипника.

К *категории C* относят подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляют дополнительных требований, установленных для подшипников категорий *A* и *B*, а также другие требования, не указанные в ГОСТ 520-89.

Конкретные значения дополнительных технических требований устанавливаются в технических условиях на подшипники категорий *A, B, C* или в конструкторской документации.

В *общем* машиностроении чаще всего применяют подшипники классов 0, 6 и 5.

5.3.2.2. МАРКИРОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Маркировка подшипников состоит из их *условного обозначения* в соответствии с ГОСТ 3189-89 и *условного обозначения* предприятия-изготовителя. ГОСТ 3189-89 устанавливает *систему условных обозначений* подшипников и распространяется на шариковые и роликовые подшипники (кроме роликовых и игольчатых подшипников без колец по ГОСТ 4060-78 и ГОСТ 24310-80).

Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения, любым способом, не вызывающим коррозии подшипников.

Основное условное обозначение подшипника состоит из семи основных знаков, обозначающих следующие признаки:

- размерную серию ширины,
- конструктивное исполнение,
- тип подшипника,
- класс точности,

- размерную серию диаметров,
- внутренний диаметр подшипника.

Основное условное обозначение подшипника характеризует *основное исполнение*:

- с кольцами и телами качения из подшипниковой стали ШХ15;
- класса точности 0;
- с сепаратором, установленным для основного конструктивного исполнения согласно отраслевой документации.

Порядок расположения знаков *основного условного обозначения* подшипников приведен на схемах 1 и 2.

Схема 1 – для подшипников с диаметром отверстия *менее* 10 мм, кроме подшипников с диаметрами отверстий 0,6; 1,5 и 2,5 мм.

Схема 2 – для подшипников с диаметром отверстия от 10 мм до 500 мм, кроме подшипников с диаметрами отверстия 22, 28, 32.

Дополнительные знаки условного обозначения располагают справа и слева от основного условного обозначения. *Дополнительные знаки справа* начинают с *прописной* буквы, а *дополнительные знаки слева* отделены от основного условного обозначения знаком «*тире*».

Схема 1

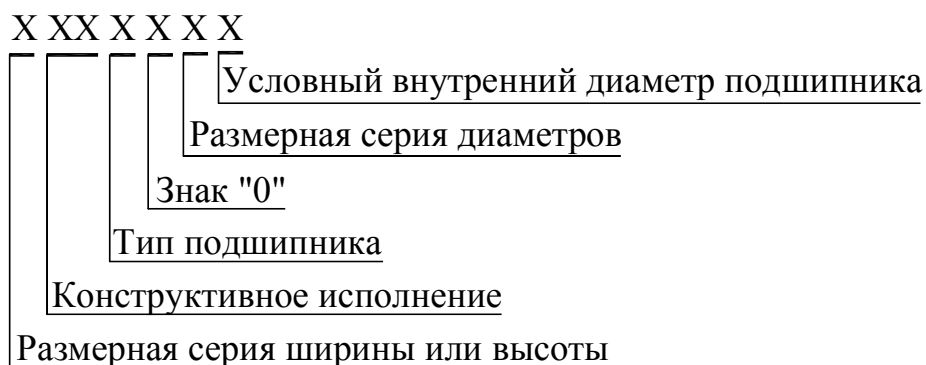
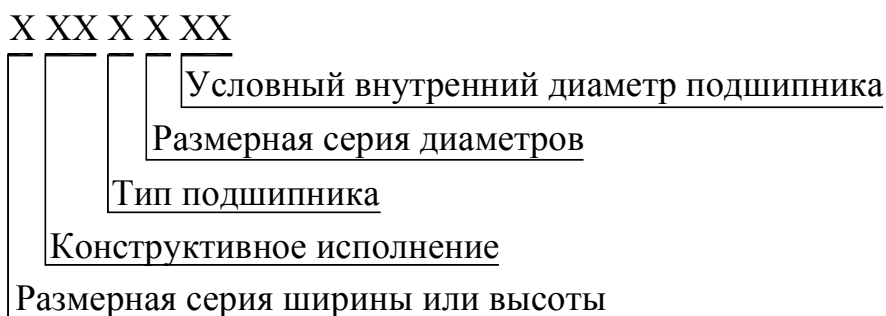


Схема 2



Условное обозначение подшипника, состоящее из основных знаков и дополнительных знаков, является *полным условным обозначением*.

Основное условное обозначение является частным случаем полного условного обозначения.

Расшифровку знаков выполняют в порядке перечисления *справа налево*.

1. Обозначение *внутреннего диаметра подшипника*.

Схема 1

Первый числовой знак справа, обозначающий условный внутренний диаметр подшипника, должен быть численно равен номинальному внутреннему диаметру подшипника.

Схема 2

Крайние два числовых знака справа обозначают условный внутренний диаметр подшипника.

Условный внутренний диаметр обозначают частным от деления номинального значения этого диаметра на число 5.

Обозначения диаметров отверстия подшипников в диапазоне (10–17) мм приведены в табл. 5.3.2.

Таблица 5.3.2

Внутренний диаметр подшипника, мм	Условный внутренний диаметр
10	00
12	01
15	02
17	03

2. Обозначение *размерных серий*.

Второй числовой знак справа схемы 1 и третий числовой знак справа схемы 2, обозначающие серию диаметров совместно с седьмым справа знаком, обозначающим серию ширин (высот), обозначают размерную серию подшипника.

Серия ширин (высот), имеющая знак 0, в условном обозначении не указывается.

Третий числовой знак справа схемы 1 всегда обозначается нулем (0).

3. Обозначение *типов подшипников*.

Четвертый числовой знак справа схем 1 и 2 обозначает тип подшипника.

Типы подшипников установлены ГОСТ 3395-89 (табл. 5.3.2).

Таблица 5.3.2

Тип подшипника	Четвертый знак
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический	3
Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный или упорно-радиальный	8
Роликовый упорный или упорно-радиальный	9

5. Обозначение конструктивного исполнения.

Пятый и шестой числовые знаки справа схем 1 и 2 обозначают конструктивные исполнения подшипников, которые для каждого типа подшипников по ГОСТ 3395-89 обозначают цифрами от 00 до 99.

Обозначение серии ширин, конструктивного исполнения и типа подшипника, имеющее знак 0 (00), стоящий *левее последней значащей цифры*, опускают, если серия ширин по схемам 1 и 2 обозначена знаком 0. В этом случае условное обозначение подшипника может состоять из двух, трех или четырех цифр.

Примеры основных условных обозначений:

по схеме 1:

1000094 – подшипник шариковый радиальный однорядный с диаметром отверстия 4 мм, серии диаметров 9, серии ширин 1, основного конструктивного исполнения;

25 – подшипник шариковый радиальный однорядный с диаметром отверстия 5 мм, серии диаметров 2, серии ширин 0, основного конструктивного исполнения;

по схеме 2:

32205 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами без бортов на внутреннем кольце с диаметром отверстия 25 мм, серии диаметров 2, серии ширин 0;

4074103 – подшипник радиальный роликовый игольчатый с массивными кольцами с диаметром отверстия 17 мм, серии диаметров 1, серии ширин 4.

5.3.2.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТИПОВ

Рассмотрим характеристики наиболее распространенных подшипников.

5.3.2.3.1. ТИП 0 – ШАРИКОВЫЙ РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК

Шариковые радиальные однорядные подшипники основного конструктивного исполнения (обозначение 0000, рис. 5.3.2, а) предназначены для восприятия *радиальных* и *ограниченных осевых* сил любого направления являются наиболее распространенными и дешевыми. Грузоподъемность их ниже, чем у роликоподшипников равных размеров. Могут работать под воздействием только осевой силы при высокой частоте вращения, т.е. в условиях, для которых упорные шариковые подшипники не пригодны. Обеспечивают осевое фиксирование вала в двух направлениях. Не являясь самоустанавливающимися, допускают небольшие углы взаимного перекоса внутреннего и наружного колец (до 30'), значения которых зависят от радиальных зазоров в подшипнике. При одинаковых габаритных размерах эти подшипники работают с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций.

Другие конструктивные исполнения:

с *канавкой* по ГОСТ 2893-82 на наружном кольце для установочного кольца (обозначение 50000, рис. 5.3.2, б); применение установочного кольца упрощает осевое крепление подшипника в корпусе и позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец подшипников;

с *упорным бортом на наружном кольце* (840000, рис. 5.3.2, в); наличие упорного борта на наружном кольце позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец; возможны исполнения с одной (860000) и двумя (880000) защитными шайбами;

с *одной* (60000, рис. 5.3.2, г) или с *двумя* (80000, рис. 5.3.2, д) *защитными шайбами*, которые предохраняют подшипники от утечки смазочного материала и проникновения пыли и грязи в полость подшипника;

с *односторонним* (160000, рис. 5.3.2, е) или с *двусторонним* (180000, рис. 5.3.2, ж) *уплотнением* из маслостойкой резины или пластмассы; эффективность герметизации выше, чем у подшипников с защитными шайбами;

5.3.2.3.2. ТИП 1 – ШАРИКОВЫЙ РАДИАЛЬНЫЙ СФЕРИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК

Шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники основного конструктивного исполнения (обозначение 1000, рис. 4.4.9, а) предназначены для восприятия *радиальных* сил, но могут воспринимать и *ограниченные осевые* силы любого направления. Наличие осевой составляющей приводит к неравномерности в распределении сил между рядами. Радиальная грузоподъемность ниже, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников.

Дорожка качения на наружном кольце подшипника обработана по сфере. Поэтому подшипник способен *самоустанавливаться* и работать при значительном перекосе внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Применяют в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий в корпусах.

5.3.2.3.3. ТИП 2 – РОЛИКОВЫЙ РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ

Роликовые радиальные однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами основного конструктивного исполнения – с бортами на внутреннем кольце и без бортов на наружном кольце (обозначение 2000, рис. 5.3.4, а) – могут воспринимать только *радиальную* силу. Роликоподшипники отличаются большей грузоподъемностью, чем шарикоподшипники. Возможен раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец. Допускают *осевое относительное смещение колец*, поэтому возможно применение в качестве *плавающей опоры* (*плавающими опорами* называют опоры, которые допускают осевые смещения одного из концов валов или осей).

Другие конструктивные исполнения:

с однобортовым наружным кольцом (12000, рис. 5.3.4, б);

без бортов на внутреннем кольце (32000, рис. 5.3.4, в);

с однобортовым внутренним кольцом (42000, рис. 5.3.4, г).

Подшипники, имеющие наружные и внутренние кольца с бортами, кроме радиальной могут воспринимать ограниченную одностороннюю или двустороннюю осевую силу.

Роликовые радиальные подшипники предъявляют высокие требования к соосности посадочных мест.

Подшипники с модифицированным контактом (ролики или дорожки качения выполнены с небольшой поперечной кривизной) допускают малые взаимные перекосы колец.

5.3.2.3.4. ТИП 6 – ШАРИКОВЫЙ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК

Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (рис. 5.3.3, а). Основные конструктивные исполнения 36000, 46000 и 66000 различаются *начальными углами контакта* ($\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 26^\circ$ и $\alpha = 36^\circ$ соответственно). Угол контакта α – угол между нормалью к площадке контакта и плоскостью вращения подшипника. По скоростным возможностям радиально-упорные подшипники с небольшим углом контакта (12°) не уступают радиальным однорядным шарикоподшипникам. С ростом α осевая грузоподъемность растет, а предельная частота вращения и допустимая радиальная нагрузка уменьшаются. Планируется переход на выпуск подшипников с углами контакта $\alpha = 15^\circ$, $\alpha = 25^\circ$ и $\alpha = 40^\circ$.

Подшипники предназначены для восприятия *радиальной* и *осевой* силы *только одного направления*; работать под действием только радиальной силы без осевой не могут.

Для восприятия осевых сил любого направления и двусторонней фиксации вала эти подшипники устанавливаются на валу попарно. При сборке узла подшипники необходимо регулировать для получения минимального зазора между шариками и желобами колец при установившемся тепловом режиме. В некоторых машинах (например, в станках) путем регулирования парные подшипники собирают с предварительным натягом, вследствие чего повышается жесткость опор и точность вращения.

Чем меньше угол контакта, тем больше *радиальная*, но меньше *осевая жесткость* и *грузоподъемность* подшипников. С ростом угла контакта снижается предельно допустимая частота вращения вращающегося кольца вследствие влияния гироскопического эффекта.

Радиально-упорные подшипники отличаются от радиальных большим числом шариков, которое удается разместить в подшипнике вследствие наличия скоса на кольце, поэтому их жесткость и грузоподъемность выше.

Радиально-упорные подшипники с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ допускают отдельный монтаж наружного и внутреннего (с шариками) колец подшипников, так как в этом варианте наружное кольцо является съемным.

Другие конструктивные исполнения:

Неразъемные радиально-упорные подшипники *со скосом на внутреннем кольце* (обозначение 36000К, рис. 5.3.3, б), сепараторы которых центрируются по бортикам *наружных* колец.

При такой конструкции улучшается смазывание мест трения сепаратора о кольцо, сепаратор в процессе работы самобалансируется, снижается барботаж масла, что позволяет использовать такие подшипники в опорах с *повышенной частотой вращения*.

Чашечные подшипники (обозначение 56000, рис. 5.3.3, *в*), широко применяются в приборостроении. Эти подшипники выпускают с наружным диаметром от 1 мм.

5.3.2.3.5. ТИП 7 – РОЛИКОВЫЙ КОНИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК

Роликовые радиально-упорные конические подшипники основного конструктивного исполнения повышенной грузоподъемности с нормальным углом контакта от 10° до 16° (обозначение 7000, рис. 5.3.6, *а*) предназначены для восприятия радиальной и осевой силы только одного направления.

Отличаются от шариковых радиально-упорных подшипников большей грузоподъемностью, меньшей предельной частотой вращения, меньшей достижимой точностью вращения вала.

В узлах с роликовыми коническими подшипниками должна быть предусмотрена возможность регулирования осевого зазора подшипников. Допускают отдельный монтаж наружного кольца и внутреннего кольца с комплектом роликов.

Другие конструктивные исполнения:

с большим углом контакта (обозначение 27000А, $\alpha > 20^\circ$); способны воспринимать значительные осевые силы;

с упорным бортом на наружном кольце (обозначение 67000, рис. 5.3.6, *б*); наличие борта на наружном кольце позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец подшипников;

— двухрядные с внутренним дистанционным кольцом (обозначение 97000А, рис. 5.3.6, *в*).

Однорядные конические подшипники необходимо регулировать при сборке, двухрядные регулировать не требуется.

Однорядные подшипники для фиксации вала должны устанавливаться парно, двухрядные подшипники фиксируют положение вала относительно корпуса в осевом направлении в обе стороны.

Конические подшипники требуют строгой соосности посадочных поверхностей вала и корпуса.

Подшипники с модифицированным контактом (особенно с модификацией контакта на рабочей поверхности наружного кольца) допускают незначительные взаимные перекосы колец.

5.3.2.3.6. ТИП 8 – ШАРИКОВЫЙ УПОРНЫЙ ИЛИ УПОРНО-РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК

Основное конструктивное исполнение упорного подшипника – *одинарный* подшипник (обозначение 8000, рис. 5.3.7, *а*). Предназначен

для восприятия только осевой силы одного направления. Подшипники лучше работают на вертикальных валах. Очень чувствительны к точности монтажа. Вследствие повышенного гироскопического эффекта применяют при значительно меньших, чем другие шарикоподшипники, частотах вращения.

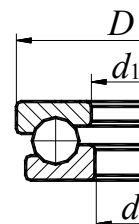


Рис. 5.3.10

Двойной упорный подшипник с тремя кольцами (обозначение 38000, рис. 5.3.7, б); применяют для восприятия осевых сил в обоих направлениях.

Шариковые *одинарные упорно-радиальные* подшипники (обозначение 168000, рис. 5.3.10) применяют для восприятия *радиальной* и *осевой* силы *одного направления* при невысоких частотах вращения. Они менее чем шариковые упорные, чувствительны к взаимному перекосу колец.

5.3.2.4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

С целью уменьшения габаритов подшипниковых узлов в приборах применяют *насыпные* и *малогабаритные* подшипники.

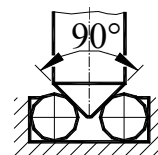


Рис. 5.3.12

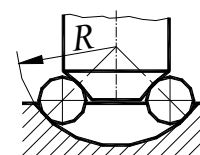


Рис. 5.3.13

В *насыпных* подшипниках шарики закладывают в расточенные гнезда (рис. 5.3.12, 5.3.13) или в чашки (рис. 5.3.14).

Насыпные подшипники имеют разнообразные конструкции и размеры и их можно применять не только в приборных конструкциях. Например, насыпные подшипники используют в опорах поворотных частей механизмов больших размеров. Насыпные подшипники, позволяя получать минимальные габариты опор, могут воспринимать комбинированные нагрузки при сравнительно малых потерях на трение. Однако они требуют весьма точного изготовления и высокой твердости рабочих поверхностей контактирующих поверхностей. По сравнению со стандартными подшипниками их нагрузочная способность меньше.

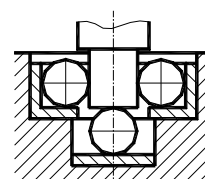


Рис. 5.3.14

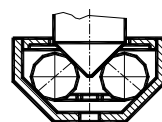


Рис. 5.3.15

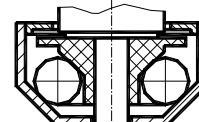


Рис. 5.3.16

Подшипники *чашечного типа* (рис. 5.3.15, 5.3.16) могут заменять опоры на кермах и центрах.

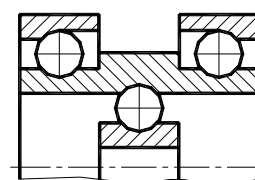


Рис. 5.3.17

В приборах применяют также *специальные шариковые* подшипники, к которым относятся подшипники с *разновращающимися кольцами* (рис. 5.3.17), с гладкой внутренней поверхностью (рис. 5.3.18), с трехточечным (рис. 5.3.19) и четырехточечным контактом (рис. 5.3.20) и др.

Специальные подшипники, кроме уменьшения трения, обеспечивают точное центрирование валов и компенсацию значительных тепловых деформаций, хорошую фиксацию в радиальном и осевом направлениях подвижной системы приборов.

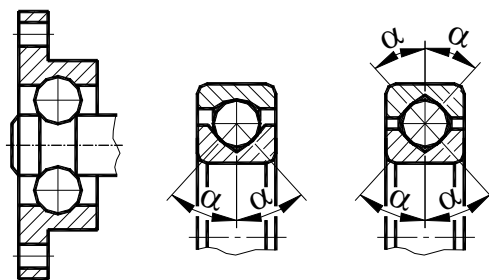


Рис. 5.3.18 Рис. 5.3.19 Рис. 5.3.20

Распространенные формы цапф приборных осей для сопряжения с малогабаритными и насыпными подшипниками качения показаны на рис. 5.3.12–5.3.16.

5.3.2.5. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Кольца и тела качения стандартных подшипников качения изготовляют из специальных шарикоподшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ГТ, 20Х2Н4А.

Сепараторы изготовляют в большинстве случаев из мягкой углеродистой стали марок 08кп, 10кп. Сепараторы высокоскоростных подшипников выполняют массивными из текстолита, фторопласта, латуни бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипника.

Тела качения и кольца подвергают закалке до $(63-67) HRC_3$ и обрабатывают по высоким классам шероховатости (до 11-го).

5.3.2.6. ЗАЗОРЫ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Под *радиальным* или *осевым зазором* подразумевают полное соответственно радиальное или осевое перемещение в обоих направлениях одного кольца относительно другого.

Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров для данных условий эксплуатации подшипника позволяют обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, необходимое смещение вала и корпуса в радиальном и осевом направлениях, улучшить и повысить стабильность виброакустических характеристик, снизить потери на трение.

Условные обозначения групп зазоров и числовые значения радиального и осевого зазоров в состоянии поставки для подшипников качения устанавливает ГОСТ 24810-81.

Посадочный зазор всегда меньше *начального* в связи с деформациями колец в радиальном направлении после установки подшипника на рабочее место.

При работе подшипникового узла и установившемся температурном режиме образуется *рабочий зазор*, который может быть больше или

меньше посадочного в зависимости от схемы установки подшипников, воспринимаемой нагрузки и перепада температур вала и корпуса.

Рекомендуемые размеры зазоров для подшипников качения приводятся в специальной справочной литературе.

Осевые и радиальные зазоры подшипников могут быть установлены в определенных пределах только при монтаже в узле машины. Требуемый осевой зазор в упорных подшипниках

устанавливают также при монтаже. В зависимости от конструкции узла регулирование осевых зазоров осуществляют *смещением* наружного или внутреннего кольца подшипника. Оптимальное

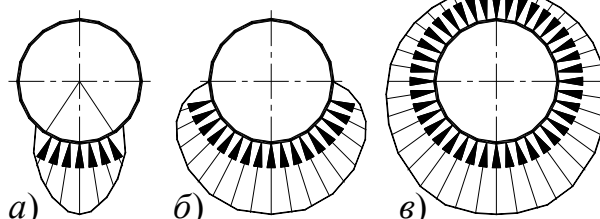


Рис. 5.3.21

значение зазоров устанавливают экспериментально для каждого конкретного узла. Если подшипники собраны с *большим зазором*, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика (рис. 5.3.21, *а*). Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

Уменьшение зазоров приводит к более равномерному распределению нагрузки между телами качения, снижает вибрации, повышает жесткость опоры. Наличие некоторых осевых зазоров положительно сказывается на снижении момента сопротивления вращению.

Обычные радиально-упорные подшипники регулируют так, чтобы *осевой зазор* при установившемся температурном режиме был бы *близок к нулю*. В этом случае под действием радиальной нагрузки находятся около половины тел качения (рис. 5.3.21, *б*).

5.3.2.7. ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ И СОПРЯГАЕМЫХ С НИМИ ДЕТАЛЕЙ

При проектировании подшипниковых узлов следует назначать *посадки подшипников качения* на вал и в корпус, которые зависят от следующих факторов:

- режима работы подшипника и вида нагружения колец,
- величины, направления и характера нагрузок,
- типа и размера подшипника,
- жесткости вала и корпуса,
- характера температурных деформаций системы (увеличения или уменьшения плотности посадки при рабочих температурах),
- способа крепления подшипника (с затяжкой или без затяжки),

— условий эксплуатации.

Также следует предусмотреть удобство монтажа и демонтажа.

Различают три основных *вида нагружения* колец:

— *местное* (кольцо не вращается относительно нагрузки),

— *циркуляционное* (кольцо вращается относительно нагрузки),

— *колебательное* (кольцо совершает относительно нагрузки возвратно-поступательное движение в пределах угла менее 360°).

Для *циркуляционно* нагруженных колец, через которые передается внешняя нагрузка, следует назначать посадки *с натягом*.

Местно нагруженные кольца устанавливаются с небольшим зазором. Такой вид сопряжения позволяет кольцу под действием толчков и вибраций периодически поворачиваться вокруг оси подшипника, вследствие чего в работе принимает участие не ограниченный участок кольца, а вся дорожка качения.

Посадки подшипников на валы выполняют по системе *отверстия с перевернутым полем допуска* у кольца (то есть поле допуска кольца расположено «в минус» от нулевой линии, а не «в плюс», как у обычного основного отверстия).

Посадка подшипника *в корпус* выполняется по системе *вала*.

Структура условных обозначений посадок подшипника на сборочном чертеже:

1234,

где 1 – условное обозначение диаметра (\emptyset);

2 – номинальный диаметр сопряжения в мм;

3 – буквенное обозначение поля допуска для сопряженной с подшипником детали;

4 – номер качества допуска на деталь, сопряженную с подшипником.

Например, посадки внутреннего кольца подшипника на вал – $\emptyset 25k5$, $\emptyset 45m6$; внешнего кольца в корпус – $\emptyset 62H7$, $\emptyset 72M6$.

При *назначении посадок* подшипников качения необходимо исходить из следующего:

— посадки для вращающихся колец подшипников должны исключать возможность проскальзывания кольца по посадочной поверхности в процессе работы под нагрузкой;

— чем больше нагрузка и чем сильнее толчки, тем посадки должны быть более плотными;

— для тяжело нагруженных колец целесообразно применять осевую затяжку, которая исключает перенапряжение подшипников и облегчает их установку;

— чем выше частота вращения, тем посадки должны быть более свободными;

- посадки роликоподшипников следует выбирать более плотными, чем посадки шарикоподшипников;
- посадки радиально-упорных подшипников можно назначать более плотными, чем посадки радиальных, так как у радиальных подшипников посадочные натяги могут существенно изменить зазоры в подшипнике, а в радиально-упорных подшипниках зазоры устанавливаются при сборке;
- чем больше размер подшипника, тем более плотной должна быть его посадка;
- в корпусах из мягких сплавов подшипники следует устанавливать в термически обработанных стальных стаканах;
- валы следует термически обрабатывать до твердости более (35-40) *HRC*₃.

5.3.2.8 ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечивать следующее:

- возможность теплового расширения (удлинения) вала без нарушения нормальной работы подшипников, то есть без нагружения их дополнительными осевыми нагрузками;
- необходимые условия для работы подшипника, то есть смазку и предохранение от пыли и грязи;
- удобство монтажа и демонтажа подшипников;
- при установке подшипников на вал и в корпус осевая сила должна передаваться непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается. Эта сила не должна передаваться через тела качения (шарики или ролики);
- фиксацию положения вала в осевом направлении, за исключением передач с *шевронными* колесами (в последнем случае один из валов, на которые смонтированы шестерня и колесо шевронной передачи, должен быть установлен на *двух плавающих опорах* – осевая фиксация осуществляется не в опорах, а зубьями сопряженных шестерни и колеса шевронной передачи).

Кроме того, все детали узла должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Наибольшее распространение получили две схемы установки подшипников в корпусах.

Первая схема заключается в том, что *осевое фиксирование* вала выполняют в *одной опоре*, а другую опору делают *плавающей* (рис. 5.3.22).

Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки.

Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала и воспринимает только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре обычно применяют *радиальные* подшипники. Такая схема установки подшипников применяют в конструкциях при сравнительно длинных валах (когда отношение расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{ц}$ достигает 12), а также при установке валов в подшипники, размещенные в разных корпусах. Жесткость вала может быть повышена установкой в фиксирующей опоре двух подшипников, за счет регулировки которых сводят к минимуму радиальное и осевое смещения вала (рис. 5.3.22).

При установке подшипников с плавающей опорой опасность защемления вала в опорах вследствие нагрева снижается. Поэтому эту схему очень часто используют в червячных редукторах, которые имеют сравнительно низкий КПД.

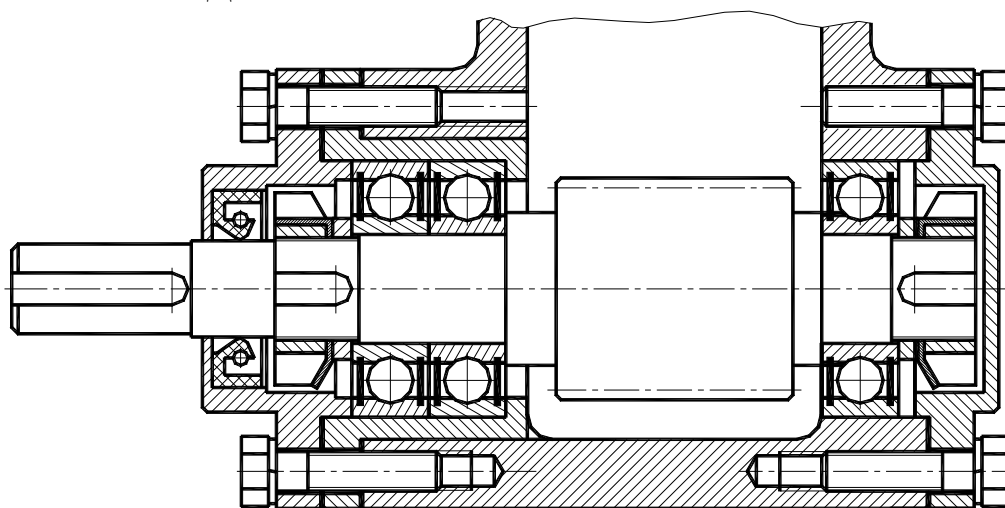


Рис. 5.3.22

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому при действии на опоры вала *только радиальных* сил в качестве плавающей выбирают *менее нагруженную* опору.

Если выходной (входной) конец вала соединяют муфтой с валом другого узла (например, с валом электродвигателя), в качестве *фиксирующей* принимают опору, ближайшую к выходному (входному) концу вала.

Вторая схема основана на осевом фиксировании вала в двух опорах – в каждой опоре в одном направлении (рис. 5.3.23, 5.3.24).

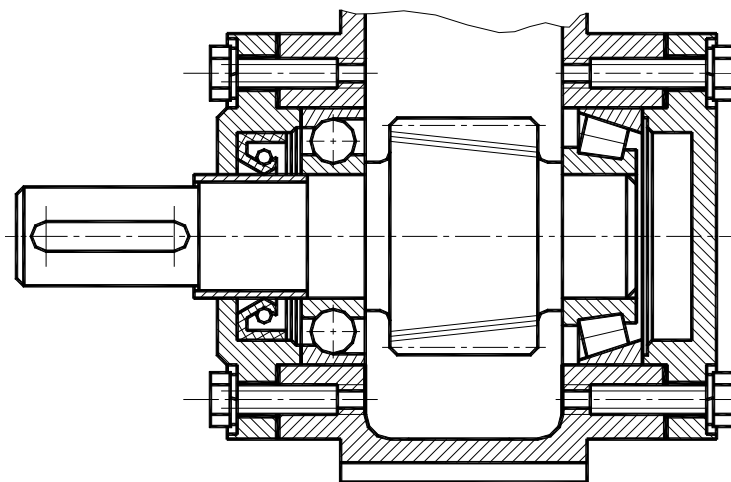


Рис. 5.3.23

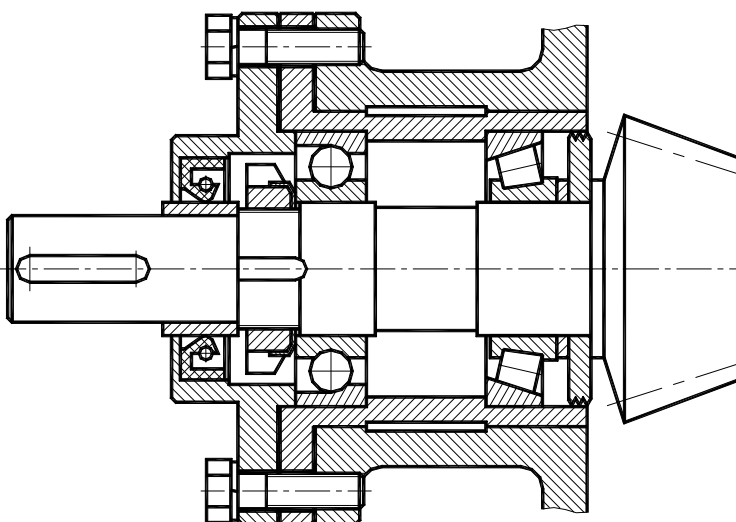


Рис. 5.3.24

Эта схемы применима с определенными ограничениями по расстоянию между опорами, что связано с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Наиболее конструктивно проста схема установки подшипников *враспор* (рис. 5.3.23), ее широко применяют при сравнительно *коротких* валах.

Для исключения защемления вала в опорах вследствие нагрева при работе предусматривают зазор s . Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. В зависимости от конструкции узла и условий эксплуатации $s = (0,2 - 0,8)$ мм (в узлах с радиально-упорными подшипниками).

При установке *враспор* внешняя осевая нагрузка будет восприниматься либо одной, либо другой крышкой.

При установке вала по схеме, представленной на рис. 5.3.24, *вероятность заземления* подшипников вследствие температурных деформаций вала при росте температуры *исключена*, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме по рис. 5.3.23. Но превышать *отношение* расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{\text{ц}}$ более 12 не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для подшипников.

5.3.2.9. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Работоспособность подшипников качения ограничивается:

— *усталостным выкрашиванием* рабочих поверхностей дорожек и тел качения (этот вид разрушения является основным критерием работоспособности);

— *пластическими деформациями* (в результате которых при $n \leq 1$ об / мин и больших нагрузках на дорожках качения могут появляться вмятины-лунки);

— *раскалыванием колец и тел качения* (раскалывание может быть вызвано неправильным монтажом подшипников, погрешностями формы и размеров посадочных поверхностей валов и корпусов, ударными и вибрационными нагрузками);

— *разрушением сепараторов* (характерно для подшипников, работающих при высоких угловых скоростях);

— *абразивным износом рабочих поверхностей* (наблюдается у подшипников, работающих в загрязненной среде при недостаточной защите от загрязнения).

5.3.2.10. УКАЗАНИЯ ПО ПОДБОРУ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В настоящее время в России разработаны и приняты методики расчета и выбора подшипников качения по статической и динамической грузоподъемностям, а также проверки предельной скорости вращения и наличия гидродинамического режима смазки подшипников.

5.3.2.11. СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. СТАТИЧЕСКАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРУЗКА

5.3.2.11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Методы расчета базовой статической грузоподъемности и статической эквивалентной нагрузки для подшипников качения установлены ГОСТ 18854-94.

При *статическом* нагружении повреждения подшипников проявляются в виде *смятия рабочих поверхностей*.

Приводимые в ГОСТ 18854-94 формулы и коэффициенты для расчета базовой статической расчетной грузоподъемности основаны на принятых в качестве расчетных значениях контактных напряжений.

В ГОСТ 18854-94 применяют следующие *термины* и *определения*.

Статическая нагрузка – нагрузка, действующая на подшипник, кольца которого не вращаются относительно друг друга.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность C_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая соответствует максимально допустимым контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника.

Для однорядных радиально-упорных подшипников радиальная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, вызывающей чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая статическая осевая грузоподъемность C_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует максимально допустимым контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника. равным:

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка P_{or} – статическая радиальная нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Статическая эквивалентная осевая нагрузка P_{oa} – статическая центральная осевая нагрузка, которая должна вызвать такие же контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Диаметр ролика (для расчета грузоподъемности) D_{we} – диаметр ролика в среднем сечении.

Для *конического* ролика диаметр для расчета грузоподъемности равен среднему значению диаметров в теоретических точках пересечения поверхности качения с большим и малым торцами ролика.

Длина ролика (для расчета грузоподъемности) L_{we} – наибольшая теоретическая длина контакта ролика и той дорожки качения, где контакт является самым коротким. За длину контакта принимают расстояние между теоретическими точками пересечения поверхности качения и торцами ролика, за вычетом фасок ролика, или ширину дорожки качения, за вычетом галтелей (проточек). При этом выбирают меньшее значение.

Номинальный угол контакта α – угол между радиальным направлением и прямой линией, проходящей через точки контакта тел качения и колец в осевом сечении подшипника. Для дорожки качения с прямолинейной образующей α – угол между радиальным направлением и линией, перпендикулярной к образующей дорожки качения наружного кольца.

Диаметр окружности центров тел качения D_{pw} .

Диаметр окружности центров набора шариков – диаметр окружности, проходящей через центры шариков в одном ряду подшипника.

Диаметр окружности центров набора роликов – диаметр окружности, проходящей через оси роликов в среднем сечении роликов в одном ряду подшипника.

5.3.2.11.2. БАЗОВАЯ СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_{or} = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha, \quad (5.3.1)$$

где f_0 – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения, определяемый по графикам на рис. 5.3.25 (*шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники*) и рис. 5.3.26 (*шариковые самоустанавливающиеся подшипники*);

примечания:

1. значения f_0 определены по формулам Герца, полученным из условия первоначального точечного контакта с модулем упругости E , равным $2,07 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона μ , равным 0,3.

2. значения f_0 определены для случая обычного распределения внешней силы между телами качения, при котором нагрузка на наиболее нагруженный шарик в шариковых радиальных и радиально-упорных подшипниках равна $\frac{5F_r}{z \cos \alpha}$;

i – число рядов тел качения в подшипнике;

z – число шариков, воспринимающих нагрузку в одном направлении;
 D_w – диаметр шарика, мм.

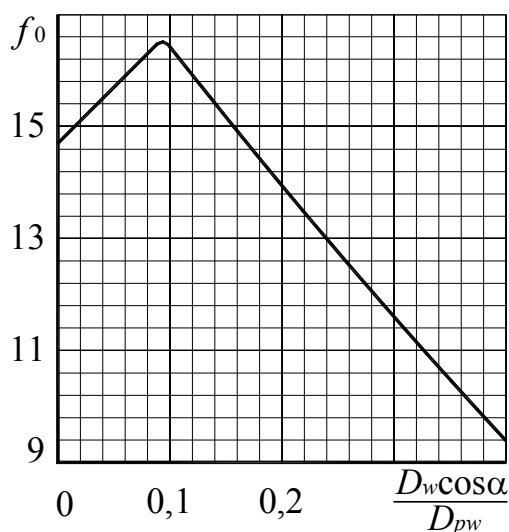


Рис. 5.3.25

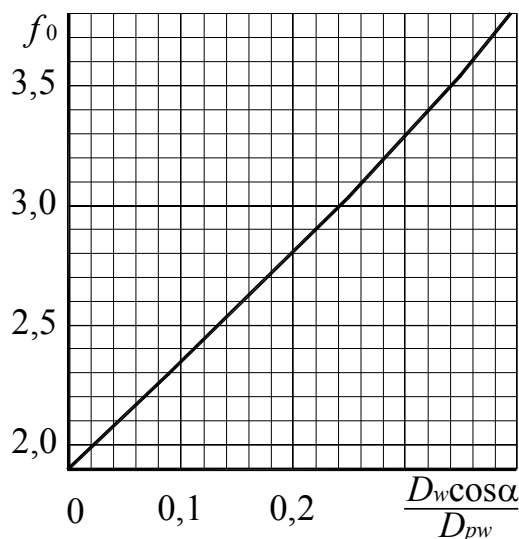


Рис. 5.3.26

Роликовые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_{or} = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) iz L_{we} D_{we} \cos \alpha, \quad (5.3.2)$$

где D_{we} – диаметр ролика, мм;

L_{we} – длина ролика, мм;

z – число роликов, воспринимающих нагрузку в одном направлении.

Базовая статическая *радиальная* грузоподъемность двух и более одинаковых *однорядных шариковых* и *роликовых радиальных* и *радиально-упорных* подшипников, установленных рядом на одном валу при их последовательном расположении в случае равномерного распределения между ними нагрузки равна номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника, умноженной на число подшипников.

5.3.2.11.3. СТАТИЧЕСКАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРУЗКА

Статическая эквивалентная *радиальная* нагрузка для *шариковых радиальных* и *радиально-упорных*, *роликовых радиально-упорных* ($\alpha \neq 0^\circ$) подшипников равна большему из двух значений, рассчитанных по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (5.3.3)$$

$$P_{0r} = F_r, \quad (5.3.4)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник;

F_a – осевая нагрузка на подшипник;

X_0 – коэффициент статической радиальной нагрузки (табл. 5.3.4);
 Y_0 – коэффициент статической осевой нагрузки (табл. 5.3.4).

Для *роликовых радиальных* подшипников ($\alpha = 0^\circ$), которые воспринимают только радиальную нагрузку:

$$P_{0r} = F_r. \quad (5.3.5)$$

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых *однорядных радиальных шариковых* и *радиально-упорных шариковых* и *роликовых* подшипников, установленных рядом на одном валу при расположении широкими или узкими торцами друг к другу и образующих общий подшипниковый узел, используют значения X_0 и Y_0 для *двухрядных* подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

Таблица 5.3.4

Значения коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипников		X_0	Y_0	X_0	Y_0	
		для однорядных подшипников		для двухрядных подшипников		
шариковые	радиальные		0,60	0,50	0,60	0,50
	радиально-упорные при угле контакта α , град	12°	0,50	0,47	1,00	0,94
		15°		0,46		0,92
		20°		0,42		0,84
		25°		0,38		0,76
		30°		0,33		0,66
		35°		0,29		0,58
	40°	0,26		0,52		
самоустанавливающиеся						
роликовые	самоустанавливающиеся		0,22 ctg α		0,44 ctg α	
	радиально-упорные конические					
Примечание. Значения Y_0 для промежуточных углов контакта получают линейным интерполированием						

При расчете статической эквивалентной радиальной нагрузки для двух и более одинаковых *однорядных шариковых радиальных*, *шариковых* и *роликовых радиально-упорных* подшипников, установленных последовательно на одном валу, используют значения X_0 и Y_0 для *одно-*

рядных подшипников, а значения F_r и F_a принимают в качестве *общей* нагрузки, действующей на *весь комплект*.

5.3.2.12. ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ДИНАМИЧЕСКАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРУЗКА

5.3.2.12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Методы вычисления базовой динамической расчетной грузоподъемности и расчетного ресурса подшипников качения установлены ГОСТ 18855-94.

Разрушение вращающегося под нагрузкой подшипника качения происходит вследствие усталостных процессов в металле колец и тел качения.

Целью ГОСТ 18855-94 является создание необходимой основы для расчета ресурса подшипников качения.

Расчетный ресурс – основной показатель правильности выбора подшипника.

В ГОСТ 18855-94 применяются ниже перечисленные термины и определения в соответствии с ГОСТ 18854-94.

Ресурс – число оборотов, которое одно из колец подшипника (или кольца упорного двойного подшипника) делает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости металла одного из колец или тел качения.

Надежность – вероятность того, что данный подшипник достигнет или превысит расчетный ресурс.

Базовый расчетный ресурс L_{10} , миллионов оборотов, – ресурс, соответствующие 90%-й надежности для подшипника, изготовленного из обычного материала с применением обычных технологии и условий эксплуатации.

Базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность C_r , – *постоянная радиальная* нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Для *радиально-упорных однорядных* подшипников радиальная расчетная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, которая вызывает чисто радиальное смещение подшипниковых колец относительно друг друга.

Базовая динамическая осевая расчетная грузоподъемность C_a , – *постоянная центральная осевая* нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов.

Динамическая эквивалентная радиальная нагрузка P_r , – постоянная радиальная нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Динамическая эквивалентная осевая нагрузка P_a , – постоянная центральная осевая нагрузка, под воздействием которой подшипник будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Диаметр ролика D_{we} , – диаметр среднего сечения ролика.

Длина ролика L_{we} , – теоретическая длина контакта ролика и дорожки качения.

Номинальный угол контакта α , – угол в осевом сечении подшипника между радиальным направлением и прямой линией, проходящей через точки контакта тела качения с дорожками качения колец.

Для дорожки качения с *прямолинейной* образующей α – угол между радиальным направлением и линией, перпендикулярной к образующей дорожки качения наружного кольца.

Диаметр окружности центров набора шариков (роликов) D_{pw} , – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения в одном ряду подшипника.

Нормальные условия эксплуатации – условия, которые являются оптимальными для подшипника (подшипник правильно установлен, смазан, защищен от проникания инородных тел; нагрузка соответствует типоразмеру подшипника; подшипник не подвергается чрезмерным изменениям температуры и частоты вращения).

5.3.2.12.2. БАЗОВАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ РАСЧЕТНАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники:
при $D_w \leq 25,4$ мм:

$$C_r = 1,3 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,8}, \quad (5.3.6)$$

при $D_w > 25,4$ мм:

$$C_r = 3,647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{0,67} D_w^{1,4}. \quad (5.3.7)$$

В формулах (5.3.6) и (5.3.7):

i – число рядов тел качения в подшипнике;

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; его значения можно определять по графикам, приведенным на рис. 5.3.27 для подшипников:

кривая 1 – шариковых однорядных радиальных и двухрядных радиально-упорных;

кривая 2 – шариковых двухрядных радиальных;

кривая 3 – шариковых самоустанавливающихся;

D_w – диаметр шарика, мм;

z – число тел качения в однорядном подшипнике; число тел качения в одном ряду многорядного подшипника при одинаковом числе их в каждом ряду.

Роликовые радиальные и радиально-упорные подшипники:

$$C_r = b_m f_c (iL_{we} \cos \alpha)^{0,78} z^{0,75} D_{we}^{1,074}, \quad (5.3.8)$$

где $b_m = 1,0$ для игольчатых подшипников со штампованным наружным кольцом;

$b_m = 1,1$ для роликовых цилиндрических, конических и игольчатых с кольцами, подвергнутыми обработке резанием;

$b_m = 1,15$ для роликовых сферических;

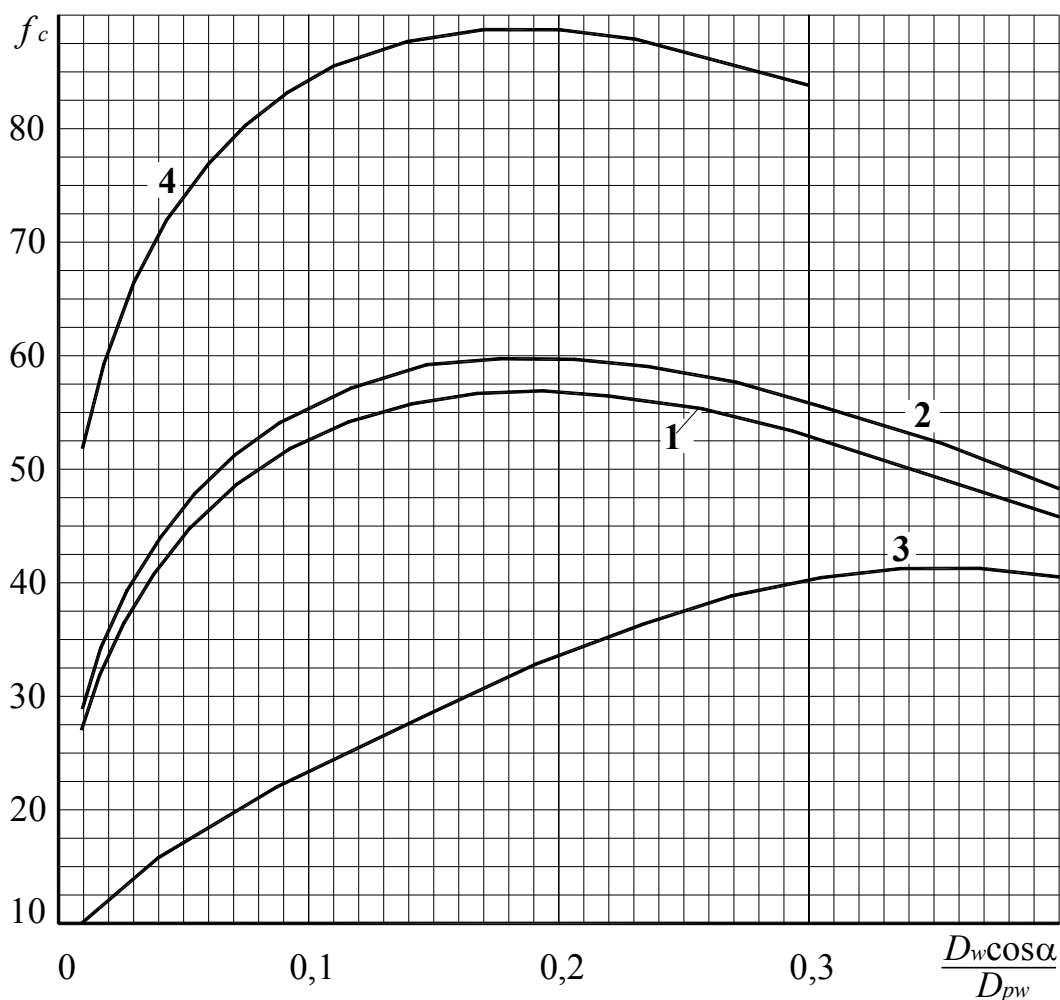


Рис. 5.3.27

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения; его значения можно определять для роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников по графику, приведенному на рис. 5.3.27 (кривая 4).

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для двух одинаковых *шариковых радиальных однорядных* подшипников, установленных рядом на одном и том же валу, эту пару подшипников рассматривают как *один двухрядный радиальный* подшипник.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности для двух одинаковых *шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных* подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (парный монтаж) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, эту пару рассматривают как *один двухрядный радиально-упорный* подшипник.

Базовую динамическую радиальную грузоподъемность для двух или более одинаковых *шариковых и роликовых радиально-упорных однорядных* подшипников, точно изготовленных и смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, определяют умножением числа подшипников в степени 0,7 (для шариковых) или 7/9 (для роликовых) на базовую динамическую грузоподъемность одного подшипника.

5.3.2.12.3. ДИНАМИЧЕСКАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРУЗКА

Для *шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных* подшипников при постоянных радиальной и осевой нагрузках:

$$P_r = XF_r + YF_a, \quad (5.3.9)$$

для *роликовых радиальных* подшипников с углом $\alpha = 0^\circ$ при радиальной нагрузке:

$$P_r = F_r. \quad (5.3.10)$$

В формулах (5.3.9) и (5.3.10):

F_r – радиальная нагрузка на подшипник или радиальная составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник;

F_a – осевая нагрузка на подшипник или осевая составляющая фактической нагрузки, действующей на подшипник.

Значения коэффициентов X динамической радиальной нагрузки и Y динамической осевой нагрузки приведены в табл. 5.3.5-5.3.10.

Таблица 5.3.5

Значения коэффициентов X и Y
для шариковых радиальных подшипников

Относительная осевая нагрузка		X	Y	X	Y	X	Y	e
		однорядные подшипники		многорядные подшипники				
$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{izD_w^2}$	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
0,172	0,172	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
0,345	0,345		1,99				1,99	0,22
0,689	0,689		1,71				1,71	0,26
1,030	1,030		1,55				1,55	0,28
1,380	1,380	0,56	1,45	1,0	0	0,56	1,45	0,30
2,070	2,070		1,31				1,31	0,34
3,450	3,450		1,15				1,15	0,38
5,170	5,170		1,04				1,04	0,42

Таблица 5.3.6

Значения коэффициентов X и Y
для шариковых радиально-упорных подшипников

Относительная осевая нагрузка		X	Y	X	Y	X	Y	e
		однорядные подшипники		многорядные подшипники				
$\frac{f_0 i F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{zD_w^2}$	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
$\alpha=5^\circ$	0,173	0,172	Используют значения X , Y и e , применимые к однорядным радиальным шариковым подшипникам	1,0	0,78	2,78	3,74	0,23
	0,346	0,345				2,40	3,23	0,26
	0,692	0,689				2,07	2,78	0,30
	1,040	1,030				1,87	2,52	0,34
	1,390	1,380				1,75	2,36	0,36
	2,080	2,070				1,58	2,13	0,40
	3,460	3,450				1,39	1,87	0,45
	5,190	5,170				1,26	1,69	0,50
	6,920	6,890				1,21	1,63	0,52

Значения коэффициентов X и Y
для шариковых радиально-упорных подшипников

Относительная осевая нагрузка		X	Y	X	Y	X	Y	e
		однорядные подшипники		многорядные подшипники				
$\frac{f_0 i F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{z D_w^2}$	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
$\alpha=10^\circ$	0,175	0,172	0,46	1,88	0,75	2,18	3,06	0,29
	0,350	0,345		1,71		1,98	2,78	0,32
	0,700	0,689		1,52		1,76	2,47	0,36
	1,050	1,030		1,41		1,63	2,29	0,38
	1,400	1,380		1,34		1,55	2,18	0,40
	2,100	2,070		1,23		1,42	2,00	0,44
	3,500	3,450		1,10		1,27	1,79	0,49
	5,250	5,170		1,01		1,17	1,64	0,54
	7,000	6,890		1,00		1,16	1,63	0,54
$\alpha=15^\circ$	0,178	0,172	0,44	1,47	1,0	1,65	2,39	0,38
	0,357	0,345		1,40		1,57	2,28	0,40
	0,714	0,689		1,30		1,46	2,11	0,43
	1,070	1,030		1,23		1,38	2,00	0,46
	1,430	1,380		1,19		1,34	1,93	0,47
	2,140	2,070		1,12		1,26	1,82	0,50
	3,570	3,450		1,02		1,14	1,66	0,55
	5,350	5,170		1,00		1,12	1,63	0,56
	7,140	6,890		1,00		1,12	1,63	0,56
$\alpha=20^\circ$	-	-	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57
$\alpha=25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68
$\alpha=30^\circ$			0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80
$\alpha=35^\circ$			0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95
$\alpha=40^\circ$			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14
$\alpha=45^\circ$			0,33	0,50	0,47	0,54	0,81	1,34

Таблица 5.3.7

Значения коэффициентов X и Y
для шариковых самоустанавливающихся подшипников

X	Y	X	Y	X	Y	e
однорядные подшипники		многорядные подшипники				
$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
0,40	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	1,0	$0,42 \operatorname{ctg} \alpha$	0,65	$0,65 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух одинаковых шариковых роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, смонтированных рядом на одном и том же валу (парный монтаж) по схеме «широкий торец к широкому» или «узкий торец к узкому» так, что они работают как один узел, их рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник, используя значения X и Y для двухрядных подшипников.

Таблица 5.3.8

Значения коэффициентов X и Y для роликовых радиально-упорных подшипников ($\alpha \neq 0$)

Тип подшипника	X	Y	X	Y	e
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
однорядные	1,0	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
двухрядные		$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$	

При расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки для двух или более одинаковых однорядных шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников, смонтированных последовательно рядом на одном и том же валу так, что они работают как один узел, используют значения X и Y для однорядного подшипника.

5.3.2.13. РАСЧЕТНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА

Расчетным показателем долговечности подшипника служит базовый ресурс L_{10} , соответствующий 90%-й надежности (отсюда в обозначении индекс 10, равный разности 100-90).

Однако во многих случаях желательно вычислить ресурс для более высоких уровней надежности или с учетом специальных свойств под-

шипников и условий эксплуатации. В таких случаях выполняют расчет скорректированного ресурса.

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов определяют при 90%-ной надежности:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k, \quad (5.3.11)$$

где C – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (радиальная C_r или осевая C_a);

P – эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная P_r или осевая P_a);

k – показатель степени, равный 3 для шариковых подшипников и равный 3,33 для роликовых подшипников.

Формула расчета ресурса справедлива, если P_r (или P_a), а при переменных нагрузках $P_{r\max}$ (или $P_{a\max}$), не превышает $0,5 C_r$ (или $0,5 C_a$).

По приведенной выше формуле вычисляют базовый расчетный ресурс L_{10} для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемых при нормальных условиях.

При отличии свойств материала или условий эксплуатации от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности определяют скорректированный расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов:

$$L_{sa} = a_1 a_2 a_3 L_{10}, \quad (5.3.12)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности P_t (табл. 5.3.9);

Таблица 5.3.9

Надежность P_t , %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	L_{10a}	L_{5a}	L_{4a}	L_{3a}	L_{2a}	L_{1a}
Значения коэффициента a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21
<i>Примечание:</i> расчет подшипников качения при повышенной вероятности безотказной работы выполняют для ответственных узлов при необходимой надежности в диапазоне (91-99)%; вместо индекса «s» в обозначении ресурса записывают значение разности (100- P_t), где P_t – надежность при определении ресурса						

a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника, появляющихся вследствие применения специальных материалов (например, сталей с особенно низким содер-

жанием неметаллических включений) или специальных процессов производства, или специальной конструкции; значения коэффициента a_2 устанавливает изготовитель подшипника;

a_3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника.

Эксплуатационные условия, которые дополнительно учитывают с помощью коэффициента a_3 :

- соответствие вязкости смазочного материала требуемому значению (с учетом частоты вращения и температуры),
- наличие в смазочном материале инородных частиц,
- наличие условий, вызывающих изменение свойств материала деталей подшипника (например, высокая температура вызывает снижение твердости).

Вычисление *базового ресурса* основано на том, что толщина масляной пленки в зонах контакта «тело качения – дорожка качения» равна или больше суммарной шероховатости поверхностей контакта. При этом $a_3=1$.

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах:

$$L_{sah} = \frac{10^6 L_{sa}}{60n}, \quad (5.3.13)$$

где n – частота вращения кольца, об/мин.

При выборе типоразмера подшипников и расчете скорректированного ресурса для конкретных условий эксплуатации предполагают, что подшипники соответствуют необходимому классу точности и обеспечены требуемые прочность и жесткость валов и корпусов.

5.3.2.14. ВЫБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

5.3.2.14.1. СИЛЫ, НАГРУЖАЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ

5.3.2.14.1.1. РАДИАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ

Вал на подшипниках, установленных по одному в опоре, условно рассматривают как балку на шарнирно-подвижных опорах или как балку с одной шарнирно-подвижной и одной шарнирно-неподвижной опорой.

Радиальную реакцию F_r подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок.

Для *радиальных* подшипников точка приложения реакции расположена на *середине ширины* подшипника.

Для *радиально-упорных* подшипников расстояние a между точкой приложения реакции и торцом подшипника может быть определено графически (рис. 5.3.28) или аналитически:

подшипники *шариковые радиально-упорные однорядные*:

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha], \quad (5.3.14)$$

подшипники *роликовые конические однорядные*:

$$a = 0,5\left[T + \frac{e(d + D)}{3}\right]. \quad (5.3.15)$$

Ширину кольца B , монтажную высоту T , коэффициент осевого нагружения e , угол контакта α , а также диаметры d и D принимают по каталогу подшипников.

Реакции опор определяют из уравнений равновесия. Методика определения *реакций* в опорах приведена в разделе 5.2.4.4.1.2.

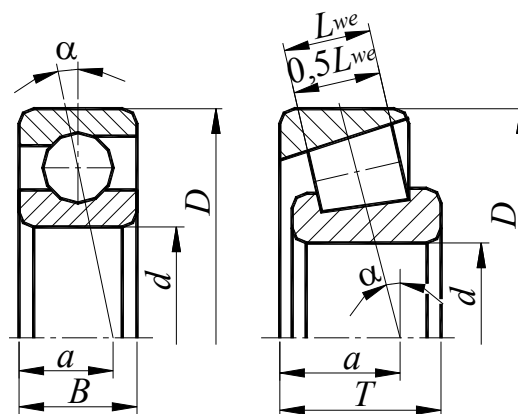


Рис. 5.3.28

В ряде случаев направление вращения может быть переменным или неопределенным, причем изменение направления вращения может привести к изменению не только направления, но и значений реакций опор. В таких случаях при определении реакций рассматривают наиболее неблагоприятный вариант.

5.3.2.14.1.2. ОСЕВЫЕ РЕАКЦИИ

При установке вала на двух *радиальных шариковых* или *радиально-упорных* подшипниках *нерегулируемых* типов осевая сила F_a , нагружающая подшипник, равна по величине внешней осевой силе F_A , действующей на вал. Силу F_A воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При определении осевых сил, нагружающих *радиально-упорные* подшипники *регулируемых* типов, следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки F_r вследствие наклона контактных линий. Значения этих сил зависят от типа подшипника, угла контакта, значений радиальных сил, а также от того, как отрегулированы подшипники (рис. 5.3.21, а-в).

Если подшипники собраны с большим зазором, то всю нагрузку воспринимает только один или два шарика или ролика (рис. 5.3.21, а). Осевая составляющая нагрузки при передаче ее одним телом качения

равна $F_r \operatorname{tg} \alpha$. Условия работы подшипников при таких больших зазорах неблагоприятны, и поэтому такие зазоры недопустимы.

Обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой зазор при установленном температурном режиме был бы близок к нулю. В этом случае под действием радиальной нагрузки F_r находятся около половины тел качения (рис. 5.3.21, б), а суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из-за наклона контактных линий равна $e'F_r$ и представляет собой минимальную осевую силу, которая должна действовать на радиально-упорный подшипник при заданной радиальной силе:

$$F_{a \min} = e'F_r \quad (5.3.15)$$

В шариковых радиально-упорных подшипниках действительный угол контакта отличается от начального и зависит от радиальной нагрузки F_r и базовой статической грузоподъемности C_{0r} . Поэтому коэффициент e' определяют по формулам:

— для подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$:

$$e' = 0,563 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,195}, \quad (5.3.16)$$

— для подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$:

$$e' = 0,579 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,136}, \quad (5.3.17)$$

— для подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$:

$$e' = e. \quad (5.3.18)$$

Значения коэффициента e в формуле (5.3.18) принимают по табл. 5.3.6.

Для конических роликовых подшипников:

$$e' = 0,83e. \quad (5.3.19)$$

Значения коэффициента e в формуле (5.3.19) принимают по табл. 5.3.8.

Под действием силы $F_{a \min}$ наружное кольцо подшипника поджато к крышке корпуса. При отсутствии упора кольца в крышку оно будет отжато в осевом направлении, что приведет к нарушению нормальной работы подшипника. Для обеспечения нормальных условий работы осевая сила, нагружающая подшипник, должна быть не меньше минимальной:

$$F_a \geq F_{a \min}. \quad (5.3.20)$$

Это условие должно быть выполнено для каждой опоры.

Если $F_a \geq F_{a \min}$, то более половины тел качения подшипника находятся под нагрузкой (рис. 5.3.21, в). Жесткость опоры с ростом осевой нагрузки увеличивается, поэтому в некоторых опорах, например в опорах шпинделей станков, применяют сборку с *предварительным натягом*.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была бы не меньше минимальной:

$$F_{a1} \geq F_{a1 \min} \quad (5.3.21)$$

$$F_{a2} \geq F_{a2 \min} \quad (5.3.22)$$

Кроме того, должно быть выполнено условие равновесия вала – равенство нулю суммы всех осевых сил, действующих на вал. Например, для схемы по рис. 5.3.30:

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0. \quad (5.3.23)$$

Рассмотрим *пример* нахождения осевых реакций в опорах.

В представленной на рис. 5.3.29 расчетной схеме приняты обозначения:

F_A и F_R – внешние осевая и радиальная нагрузки, действующие на вал;

F_{r1} и F_{r2} – радиальные реакции опор;

F_{a1} и F_{a2} – осевые реакции опор.

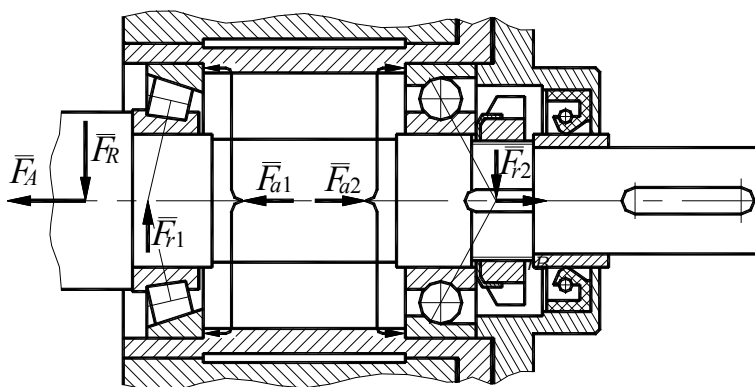


Рис. 5.3.29

Решение по определению осевых реакций в опорах может быть найдено при совместном удовлетворении трех условий:

— из условия (5.3.20) в каждой опоре с учетом (5.3.15) следует:

$$F_{a1} \geq e' F_{r1};$$

$$F_{a2} \geq e' F_{r2};$$

— из условия равновесия вала под действием осевых сил следует:

$$F_A + F_{a1} - F_{a2} = 0.$$

Для нахождения решения применяют *метод попыток*, предварительно принимая осевую силу в одной из опор равной минимальной.

1. Пусть, например,

$$F_{a1} = e' F_{r1}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a2} = F_A + F_{a1} = F_A + e'F_{r1}.$$

Проверяем выполнение условия $F_a \geq F_{a\min}$ для второй опоры.

Если при этом выполняется условие $F_{a2} \geq e'F_{r2}$, то осевые силы найдены правильно.

Если $F_{a2} < e'F_{r2}$, что недопустимо, то нужно предпринять вторую попытку.

2. Следует принять:

$$F_{a2} = e'F_{r2}.$$

Тогда из условия равновесия вала получим:

$$F_{a1} = F_{a2} - F_A = e'F_{r2} - F_A.$$

При этом условие $F_{a1} \geq e'F_{r1}$ будет обязательно выполнено.

5.3.2.14.2. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от значения частоты вращения кольца.

Подшипники выбирают по *статической* грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n \leq 10$ об/мин).

Подшипники, работающие при $n > 10$ об/мин, выбирают по *динамической* грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности.

Подшипники, работающие при частоте вращения $n > 10$ об/мин и резко переменной нагрузке, также следует проверять на *статическую* грузоподъемность.

Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.

Подбор подшипников выполняют для обеих опор вала.

В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор рекомендуется применять подшипники одного типа и одного размера. В этом случае подбор выполняют по наиболее нагруженной опоре.

Иногда из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее с уверенностью определить, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения значений эквивалентных нагрузок, по которым и определяют более нагруженную опору.

5.3.2.14.2.1. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ

Значения базовой статической грузоподъемности для каждого подшипника определенные по формулам (5.3.1), (5.3.2), приведены в каталогах подшипников.

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли статическая эквивалентная нагрузка на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$P_{0r} \leq C_{0r}. \quad (5.3.24)$$

При выборе и расчете подшипников следует иметь в виду, что допустимая статическая эквивалентная нагрузка P_{0r} может быть меньше, равна или больше базовой статической грузоподъемности. Значение этой нагрузки зависит от требований к плавности хода, шумности и к моменту трения, а также и от действительной геометрии поверхностей контакта. Чем выше перечисленные требования, тем меньше значение допустимой статической эквивалентной нагрузки.

Если не требуется высокая плавность хода, то возможно кратковременное повышение P_{0r} до $2C_{0r}$.

При повышенных требованиях к плавности хода, шумности и к стабильности момента трения рекомендуется уменьшить допускаемую статическую эквивалентную нагрузку P_{0r} до $\frac{C_{0r}}{S_0}$. Коэффициент безопасности S_0 для упорных подшипников крановых крюков и подвесов равен 1,5; для приборных прецизионных поворотных устройств $S_0 = 2$; для ответственных тяжело нагруженных опор и поворотных кругов $S_0 = 4$.

5.3.2.14.2.2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ЗАДАННЫЙ РЕСУРС

Исходные данные:

F_{r1}, F_{r2} – радиальные нагрузки (радиальные реакции) опор двухопорного вала;

F_A -внешняя осевая сила, действующая на вал;

n – частота вращения кольца (как правило, частота вращения вала);

d -диаметр посадочной поверхности вала, который берут из компоновочной схемы;

L'_{sa}, L'_{sah} – требуемый ресурс при необходимой вероятности безотказной работы подшипника соответственно в млн. об. или в часах;

режим нагружения;

условия эксплуатации подшипникового узла (возможная перегрузка, рабочая температура и др.).

Условия работы подшипников весьма разнообразны и могут различаться по величине кратковременных перегрузок, рабочей температуре, вращению внутреннего или наружного кольца и др. Влияние этих факторов на работоспособность подшипников учитывают введением в рас-

чет эквивалентной динамической нагрузки (формулы (5.3.9), (5.3.10)) и дополнительных коэффициентов.

Подбор подшипников качения следует выполнять в такой последовательности.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников.
2. Для назначенного подшипника определяют следующие данные:
— для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ – значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей (по каталогу подшипников);

— для шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ – значение C_r (по каталогу подшипников), а по табл. 5.3.6 – значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e ;

— для конических роликовых – значение C_r (по каталогу подшипников) и по табл. 5.3.8 определяют значения коэффициентов нагрузок X и Y , коэффициента осевого нагружения e .

3. Из условия равновесия вала и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники определяют осевые силы F_{a1} и F_{a2} .

5. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ по табл. 5.3.5 в соответствии с имеющейся информацией находят значения X , Y и e в зависимости от $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ или $\frac{F_a}{izD_w^2}$.

5. Сравнивают отношение $\frac{F_a}{VF_r}$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y .

При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимают $X=1$, $Y=0$.

При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных окончательно принимают определенные ранее (в п. 2 и 4) значения коэффициентов X и Y .

Здесь V – коэффициент вращения кольца:

$V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки;

$V=1,2$ при вращении наружного кольца.

6. Вычисляют эквивалентную *радиальную* динамическую нагрузку: для шариковых радиальных и шариковых или роликовых радиально-упорных подшипников:

$$P_r = (VXF_r + YF_a) K_T K_B, \quad (5.3.25)$$

для роликовых радиальных подшипников:

$$P_r = VF_r K_T K_B. \quad (5.3.26)$$

Значение температурного коэффициента K_T принимают по табл. 5.3.10, а коэффициента K_B безопасности – в зависимости от рабочей температуры $t_{\text{раб}}$ подшипника по табл. 5.3.11.

Таблица 5.3.10

$t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 5.3.11

Характер нагрузки	K_B	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки	1,0-1,2	Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки	1,3-1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы поворота кранов
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200% номинальной нагрузки	1,8-2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станков. Мощные вентиляторы. Холодильное оборудование

Для работы при *повышенных температурах* применяют подшипники со специальной стабилизирующей термообработкой и изготовленные из теплостойких сталей.

Для подшипников, работающих при переменных режимах нагружения, задаваемых циклограммой нагрузок и соответствующими этим нагрузкам частотами вращения (рис. 5.3.30) следует вычислять эквивалентную динамическую нагрузку при переменном режиме нагружения:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}}, \quad (5.3.27)$$

где P_i и L_i – постоянная эквивалентная нагрузка (радиальная или осевая) на i -м режиме и продолжительность ее действия в млн. об.

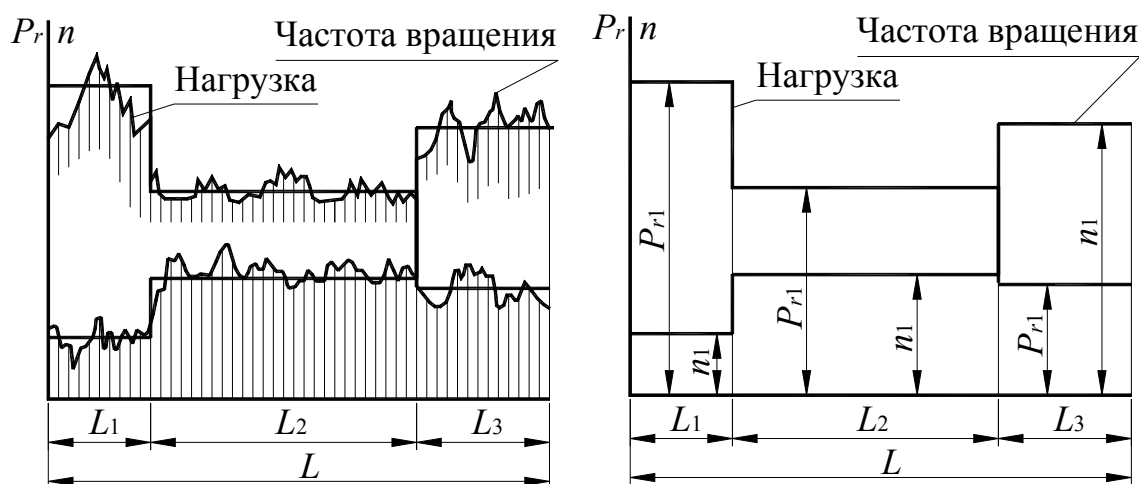


Рис. 5.3.30

Если L_i задана в часах (L_{hi}), то ее пересчитывают на млн. об. с учетом частоты вращения n_i , об/мин:

$$L_i = \frac{60n_i L_{hi}}{10^6}. \quad (5.3.28)$$

Если нагрузка на подшипник изменяется по линейному закону от P_{\min} до P_{\max} , то эквивалентная динамическая нагрузка равна:

$$P_E = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} \quad (5.3.29)$$

По ГОСТ 21354-87 режимы работы машин с *переменной* нагрузкой сведены к шести *типовым* режимам нагружения:

- 0 – постоянному;
- I –тяжелому;
- II – среднему равновероятному;
- III – среднему нормальному;

IV – легкому;
V – особо легкому.

Для подшипников опор валов зубчатых передач, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E (табл. 5.3.12):

Таблица 5.3.12

Режим работы	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,00	0,80	0,63	0,56	0,50	0,40

При этом по известным максимальным, длительно действующим силам F_{r1} , F_{r2} , F_{Amax} (соответствующим максимальному из длительно действующих вращающему моменту) находят эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1} = K_E F_{r1max}, \quad (5.3.30)$$

$$F_{r2} = K_E F_{r2max}, \quad (5.3.31)$$

$$F_A = K_E F_{Amax}, \quad (5.3.32)$$

по которым в соответствии с п. 2-6 ведут расчет подшипников, как при постоянной нагрузке.

7. Определяют скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника, ч:

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n}, \quad (5.3.33)$$

где C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (при переменном режиме нагружения P_{Er});

k – показатель степени:

$k = 3$ для шариковых подшипников,

$k = 3,3$ – для роликовых подшипников;

n – частота вращения кольца;

a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от необходимой надежности (табл. 5.3.9);

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий его эксплуатации (табл. 5.3.13).

Таблица 5.3.13

Подшипники	Значения коэффициента a_{23} для условий применения		
	1	2	3
Шариковые (кроме сферических)	0,7-0,8	1,0	1,2-1,4
Роликовые с цилиндрическими роликами; шариковые сферические двухрядные	0,5-0,6	0,8	1,0-1,2
Роликовые конические	0,6-0,7	0,9	1,1-1,3

При выборе коэффициента a_{23} различают следующие условия применения подшипника:

1 – обычные (материал обычной плавки наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла наличие в нем инородных частиц);

2 – характеризующиеся наличием упругой гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения, отсутствием повышенных перекосов в узле; сталь обычного изготовления;

3 – то же, что в п. 2, но кольца и тела качения изготовлены из стали электрошлакового или вакуумно-дугового переплава.

8. Оценивают пригодность намеченного размера подшипника.

Подшипник пригоден, если выполняется условие:

$$L_{sah} \geq L'_{sah}, \quad (5.3.34)$$

где L_{sah} – расчетный ресурс подшипника;

L'_{sah} – требуемый ресурс подшипника.

В некоторых случаях в одной опоре устанавливают два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник.

При определении ресурса по формуле (5.3.33) вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников:

для шарикоподшипников:

$$C_{r\text{сум}} = 1,625C_r, \quad (5.3.35)$$

для роликоподшипников:

$$C_{r\text{сум}} = 1,714C_r. \quad (5.3.36)$$

Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта $C_{0r\text{ сум}}$ равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника C_{0r} :

$$C_{0r\text{ сум}} = 2C_{0r}. \quad (5.3.37)$$

При определении эквивалентной нагрузки P_r , значения коэффициентов X и Y принимают как для двухрядных подшипников: для шарикоподшипников по табл. 5.3.5-5.3.8; для роликоподшипников – по табл. 5.3.8.

5.3.3. СМАЗКА И УПЛОТНЕНИЯ ОПОР НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

5.3.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Смазка подшипников уменьшает трение, износ и нагрев рабочих поверхностей; обеспечивает отвод теплоты; предохраняет поверхности трения от загрязнения и коррозии; повышает плавность вращения валов и осей; уменьшает шум и в некоторой степени компенсирует колебания нагрузок.

Смазочные материалы разделяют на три вида:

— *жидкие* минеральные смазки, которые изготавливают из нефтяных и синтетических масел;

— *эластичные* смазки (*консистентные пасты*), получаемые сгущением жидких масел;

К основным свойствам, характеризующим *качество смазочных веществ*, относятся:

— *вязкость* или *внутреннее трение* масла (жидкости) – способность масла сопротивляться сдвигу смежных слоев при их относительном смещении; вязкость масел существенно падает с увеличением температуры;

— *маслянистость*, или *активность* смазки – способность масла образовывать на смазываемых поверхностях прочные (адсорбированные) пленки; маслянистость является основной характеристикой при работе опор в условиях граничного или полужидкостного трения;

— *пентрация* – характеризует густоту или консистентность масел и, в частности, способность покачиваться через систему подачи.

К важным характеристикам *масел* относятся также температура вспышки и застывания, а *масел* – температура разжижения.

Жидкие смазки по сравнению с консистентными смазками имеют следующие преимущества: меньший коэффициент трения и большую стабильность свойств; способны проникать в узкие зазоры, обеспечивают лучший отвод теплоты и удаление продуктов износа; допускают

смену смазки без разборки опор. Однако жидкие смазки требуют более сложных уплотнений и регулярного наблюдения за подачей.

Консистентные смазки эффективны при невысоких скоростях, больших давлениях и рабочей температуре опор до 120°C, а также при переменном режиме работы и длительных перерывах в работе. Они лучше предохраняют опоры от коррозии.

С помощью присадок получают *составные (компаундированные)* смазки, которые имеют высокую маслянистость и способны работать при большом перепаде температур.

При выборе смазки необходимо учитывать условия работы пар трения, характер и величину нагрузок, величину скорости, температурный режим, специфические требования.

Маловязкие масла применяют при низких температурах и высоких скоростях, и наоборот, чем больше нагрузка и выше температура, тем большую вязкость должно иметь масло.

5.3.3.2. ПОДАЧА СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ К ПОВЕРХНОСТЯМ ТРЕНИЯ

5.3.3.2.1. СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Преимущественно используют следующие способы смазки подшипников качения.

Картерная смазка.

При этом способе жидкая смазка осуществляется разбрызгиванием или масляным туманом, то есть подшипники смазывают тем же маслом, которым смазываются детали передач. Гнезда подшипников не изолируются от внутренних полостей коробок скоростей и редукторов. Если зубчатые колеса или специальные разбрызгиватели (рис. 5.3.31), окунающиеся в масло, имеют достаточные окружные скорости, то брызги и капли масла заполняют внутреннюю полость корпуса, проникают к подшипникам, смазывают и охлаждают их.

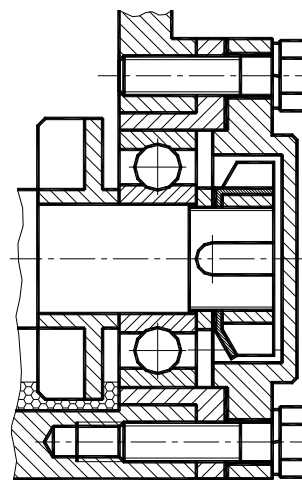


Рис. 5.3.31

Смазка окунанием.

Применяют для смазки подшипников горизонтальных валов жидкой смазкой. При малых скоростях подшипники погружают в масляную ванну до центра нижнего тела качения, а при больших скоростях нижнее тело качения должно лишь слегка касаться масла.

Циркуляционная смазка.

Циркуляционную жидкую смазку самотеком или под давлением рекомендуют применять для подшипников вертикальных и высокоскоростных валов, а так же при малых частотах вращения валов.

При циркуляционной смазке масло от насоса через очищающий фильтр и ниппель подается в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам подводится к подшипникам. К подшипникам качения масло подводят с *внешней* стороны подшипника, чтобы оно стекало в картер через подшипник (рис. 5.3.32).

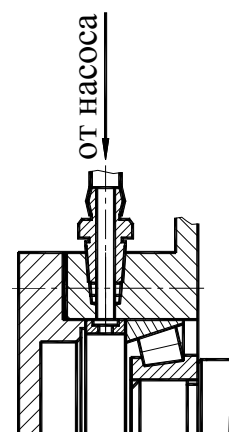


Рис. 5.3.32

Смазка пластичным смазочным материалом.

В этом случае подшипники смазывают пластичной смазкой, которой заполняют свободное пространство внутри опоры между крышкой подшипника и маслозащитным кольцом.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс-масленки (рис. 5.3.33). Масло подают под давлением специальным шприцем. Пример установки пресс-масленки приведен на рис. 5.3.34.

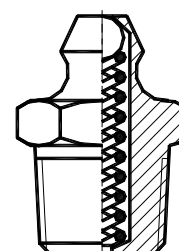


Рис. 5.3.33

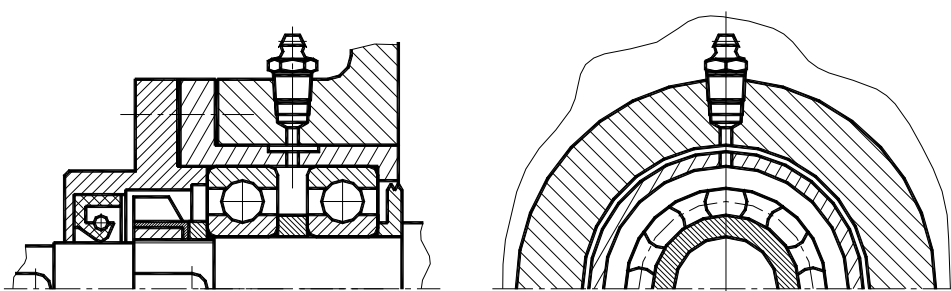


Рис. 5.3.34

Данный способ используется при малых скоростях вращения вращающегося кольца подшипника, а так же в тех случаях, когда опора вала, расположена на значительном расстоянии от уровня масляной ванны (например, верхняя опора вертикального вала).

Пластичную смазку подшипников применяют и при горизонтальном расположении валов, когда частота вращения вала относительно мала, вследствие чего затруднено образование масляного тумана.

Критерием применения данного способа смазки является условие:

$$dn \leq 3 \times 10^6 \text{ мм} \times \text{об/мин}, \quad (5.3.38)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм;

n – частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин.

Смазка нижних опор вертикальных валов.

Специфика смазки таких опор состоит в том, что необходимо исключить попадание абразивных частиц, образующихся при износе передач, в подшипник. Поэтому нижние опоры вертикальных валов обычно изолируют от масляной ванны и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом. В этом случае для исключения попадания жидкой смазки в подшипник из картера устанавливают изолирующий стакан с вертикальными стенками (рис. 5.3.35).

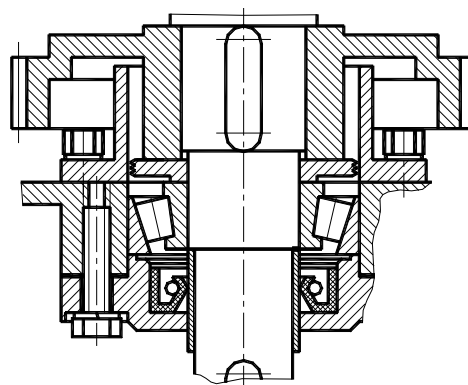


Рис. 5.3.35

Использование смазки, закладываемой в полость подшипников с защитными шайбами (рис. 5.3.2, д) или с уплотнением из маслостойкой резины или пластмассы (рис. 5.3.2, ж) при их изготовлении.

5.3.3.3. УПЛОТНЕНИЯ ОПОР

Уплотнительные устройства предназначены для разделения сред, предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты подшипниковых узлов от попадания в них извне пыли и влаги.

В машиностроении получили применение различные конструкции уплотнительных устройств, выбор которых определяется окружной скоростью цапфы вала, условиями окружающей среды (присутствием влаги, пыли, кислот, абразивных частиц) и другими факторами.

Уплотнения, применяемые в машиностроении, делятся на:

- контактные;
- щелевые;
- лабиринтные.

Из контактных уплотнений наибольшее распространение получили контактные манжетные уплотнения.

Манжета (рис. 5.3.36) состоит из корпуса 1, изготовленного из бензомаслостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняю-

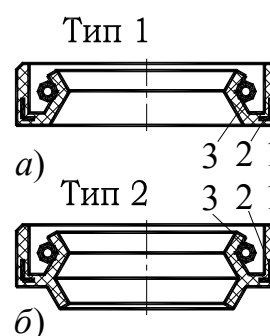


Рис. 5.3.36

щую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка, плотно охватывающая поверхность вала.

Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой (рис. 5.3.36, б), называемой «пыльником». Размеры манжет, материалы каркаса, определяющие рабочую среду и максимальные окружные скорости, определяются стандартами.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 5.3.37). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

При запыленной внешней среде также ставят две манжеты (рис. 5.3.38) или одну с пыльником (рис. 5.3.39).

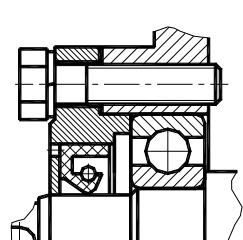


Рис. 5.3.37

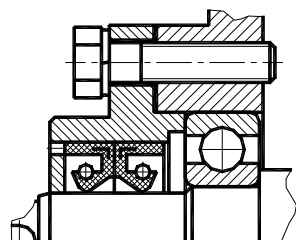


Рис. 5.3.38

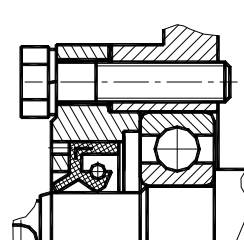


Рис. 5.3.39

Свободное пространство между манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом.

Манжетные уплотнения просты по конструкции и достаточно работоспособны при скоростях до 10 м/с и температуры до 90° С, но требуют регулировки прижатия, высокого класса шероховатости шеек валов и систематического наблюдения.

Бесконтактные *щелевые* (рис. 5.3.40) и *лабиринтные* (рис. 5.3.41) уплотнения применяются в быстроходных узлах и являются одними из наиболее совершенных и надежных типов уплотнений.

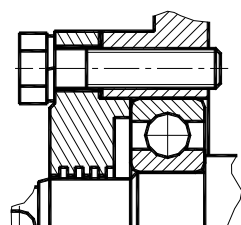


Рис. 5.3.40

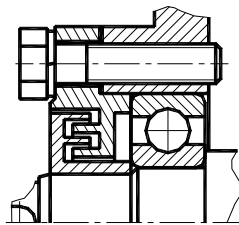
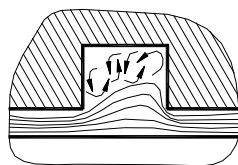
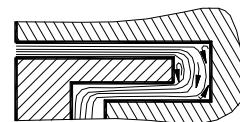


Рис. 5.3.41



Применение этих уплотнений не ограничено окружной скоростью, температурой узла и видом его смазки. Малый зазор сложной извилистой формы между вращающейся и неподвижной частями узла, заполненный консистентной смазкой, предохраняет подшипник от проникновения в него

пыли и влаги, а также препятствует вытеканию масла. Бесконтактные уплотнения не вызывают износа валов, так как герметизация достигается заполнением зазоров густой смазкой.

Некоторые типы подшипников качения имеют встроенные уплотнения, что значительно упрощает конструкцию подшипниковых узлов.

5.3.4. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

5.3.4.1. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Подшипники скольжения представляют собой устройства, предназначенные для направления относительного движения валов и осей, а также для передачи нагрузок этих деталей на корпус машины. Подшипники скольжения оказывают значительно большее сопротивление вращению валов по сравнению с подшипниками качения. Однако применение смазки дает возможность резко снизить это сопротивление и повысить долговечность трущихся пар. С этой же целью применяются газодинамические подшипники скольжения, у которых в качестве смазки используются газы.

По *виду* воспринимаемой *нагрузки* подшипники скольжения подразделяют на:

- радиальные (воспринимают радиальные реакции),
- упорные (воспринимают осевые реакции); такие подшипники называют *подпятниками*,
- радиально-упорные (воспринимают комбинированные реакции).

По *форме цапф* подшипники скольжения делятся на:

- цилиндрические,
- конические,
- шаровые,
- другие.

Так как область применения подшипников скольжения в силовых узлах машин общего назначения ограничена, в данном курсе рассматриваются только приборные опоры скольжения.

5.3.4.2. ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИБОРОВ

В приборах, валы и оси которых несут малые нагрузки, часто применяются конические опоры на центрах, сферические опоры на кернах, а также другие конструкции опор с коническими и сферическими рабочими поверхностями. Особенности этих опор являются простота, сравнительно малое сопротивление вращению и высокая надежность действия.

5.3.4.2.1. КОНИЧЕСКИЕ ОПОРЫ

Конические опоры (рис. 5.3.42) воспринимают комбинированные нагрузки, достаточно износостойки, обеспечивают высокую точность центрирования осей даже после некоторого износа. Их недостатком является отсутствие взаимозаменяемости и большое сопротивление вращению.

Осевая нагрузка F_a вызывает большие нормальные давления на боковых поверхностях втулки и цапфы. Суммарное давление F_n определяют по формуле:

$$F_n = \frac{F_a}{\sin \alpha}. \quad (5.3.39)$$

С уменьшением угла α возрастает точность центрирования осей, но увеличиваются нормальные давления, вероятность заклинивания и осевое перемещение цапфы, необходимое для регулировки ее положения и компенсации износа. Обычно принимают $\alpha = 3^\circ - 5^\circ$.

Конические опоры обычно работают при малых угловых скоростях, и поэтому их рассчитывают только по средним удельным давлениям p :

$$p = \frac{F_a}{A_p} \leq p_p, \quad (5.3.40)$$

где p_p – допустимые удельные давления (принимают такими же, как и для радиальных подшипников скольжения);

F_a – осевая нагрузка;

A_p – расчетная площадь опоры, равная площади проекции боковой поверхности опоры на плоскость, перпендикулярную к оси вала.

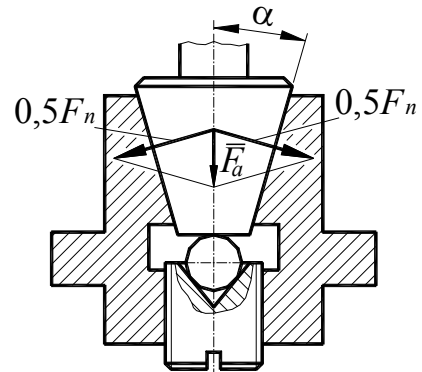


Рис. 5.3.42

5.3.4.2.2. ОПОРЫ НА ЦЕНТРАХ

Простейшая опора на центрах, (рис. 5.3.43) состоит из цапфы с конической рабочей поверхностью и подшипника, имеющего цилиндрическое отверстие с конической зенковкой.

Регулирование зазоров в опоре осуществляется осевым перемещением подшипника, который может быть выполнен в виде винта.

Для предотвращения защемления вращающихся элементов опоры при изменении температуры один из подшипников опирают на пружину (рис. 5.3.44).

Цапфы опор на центрах обычно изготавливают из сталей марок У8А; У12А, Ст40, Ст50 с закалкой рабочих поверхностей, бронзы БрОФ, латуни ЛАЖ60-1-1Л, ЛКС80-3-3, нейзильбера МНЦ, МНЦС. Кроме того, применяются специальные сплавы, обладающие высокой коррозионной стойкостью. Материалом подшипников служит бронза и латунь указанных выше марок.

Размеры элементов опоры назначаются конструктивно с учетом следующих рекомендаций:

диаметр отверстия подшипника: $d = (0,5-1,5)$ мм;

глубина сверления: $L \approx 3d$;

длина цилиндрической части: $l \approx 1,5d$;

угол конуса цапфы: $2\alpha = 60^\circ$.

Расчет опор на центрах на прочность производится по контактным напряжениям, возникающим на контактном пояске цапфы и подшипника.

Момент сил трения в опорах на центрах определяется по следующим формулам:

при действии радиальной нагрузки F_r :

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi}{2} f F_n \frac{d}{2} = \frac{\pi f d F_r}{4 \cos \alpha}, \quad (5.3.41)$$

при действии осевой нагрузки F_a :

$$M_{\text{тр}} = f F_n \frac{d}{2} = \frac{f d F_a}{2 \sin \alpha}, \quad (5.3.42)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

d – диаметр расчетной окружности трения (рис. 5.3.43, а).

Если вращающийся стержень одновременно нагружен радиальной F_r и осевой F_a силами, то суммарный момент трения в опорах может быть найден по формуле:

$$M_{\text{тр}} = f \left(\frac{\pi F_r d}{4 \cos \alpha} + \frac{F_a d}{2 \sin \alpha} \right). \quad (5.3.43)$$

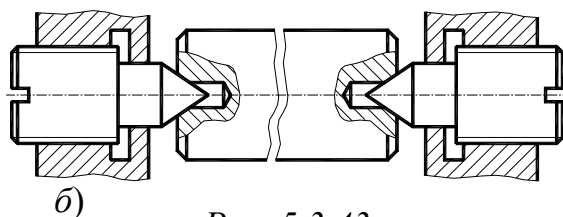
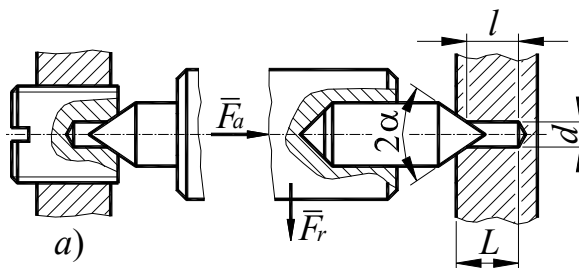


Рис. 5.3.43

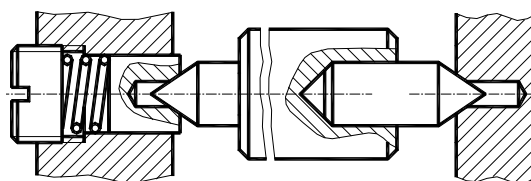


Рис. 5.3.44

Опоры на центрах имеют малые моменты трения, обеспечивают высокую точность центрирования, допускают работу осей с перекосами, воспринимают комбинированные нагрузки.

Из-за очень малой поверхности контакта опоры не могут работать со смазкой и подвержены интенсивному износу. Поэтому их применяют при небольших нагрузках и скоростях вращения осей.

Для уменьшения износа рабочие поверхности закаливают до твердости *HRC* 50-60.

Существенным их недостатком является резкое увеличение моментов трения и даже возможность заклинивания опор в результате теплового удлинения осей. Регулировка опор повышает точность установки осей и уменьшает отрицательное влияние вибраций и тепловых деформаций. Опоры на центрах широко применяют в часовых и других механизмах.

5.3.4.2.3. ОПОРЫ НА КЕРНАХ

Опоры на керне состоят из конической цапфы – керна 1 и подпятника 2, имеющего внутренний конус (рис. 5.3.45) или сферическое (рис. 5.3.46) углубление.

Керны делают вместе с осями или вставными. В последнем случае керны запрессовывают или режут – ввинчивают в оси.

Рекомендуемые размеры керна:

- диаметры $d = (0,5-0,75)$ мм,
- угол конуса $\alpha = 50^\circ \pm 5^\circ$,
- радиус закругления вершины конуса $r = (0,015-0,15)$ мм.

Рекомендуемые размеры подпятников:

- наружные диаметры (1,0- 4,0) мм;
 - у конических подпятников:
 - угол впадины $\beta = 85^\circ \pm 5^\circ$;
 - радиус закругления $R = (0,04-0,3)$ мм;
 - у сферических подпятников:
 - радиус впадины $R = (0,6-1,8)$ мм.

Керны изготавливают из инструментальных сталей (У8А, У10А, У12А) с обязательной закалкой до твердости *HRC* 60, кобальто-вольфрамовых сплавов, титана и специальных немагнитных коррозионно-стойких сплавов. Рабочую поверхность керна полируют.

Подпятники изготавливают из натуральных и синтетических твердых камней: агата, рубина, сапфира, корунда, а также из сплавов: бронзы БрОЦС, БрБ2, латуни ЛМС, ЛКС. Рабочая поверхность подпятника должна быть тверже, чем у керна; ее так же полируют.

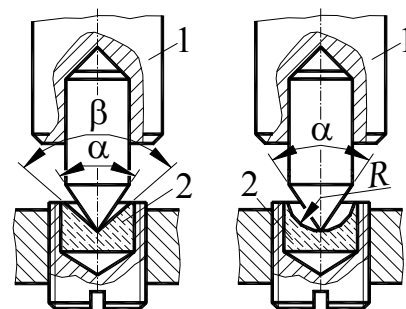


Рис. 5.3.45

Рис. 5.3.46

В основе *расчета* элементов опоры на *прочность* лежит определение *контактных* напряжений. При действии на опору осевой нагрузки острие керна и подпятник деформируются, в результате чего образуется контактная поверхность, на которой распределены нормальные напряжения σ_H . Условие контактной прочности опоры в этом случае имеет вид:

$$\sigma_H = 0,6173 \sqrt{\frac{F_a E_{\text{пр}}^2}{\rho_{\text{пр}}^2}} \leq \sigma_{H\text{р}}, \quad (5.3.44)$$

где $E_{\text{пр}} = \frac{2E_{\text{к}}E_{\text{п}}}{E_{\text{к}} + E_{\text{п}}}$ – приведенный модуль упругости опоры

$E_{\text{к}}$ – модуль упругости материала керна;

$E_{\text{п}}$ – модуль упругости материала подпятника;

$\rho_{\text{пр}} = \frac{r_{\text{п}}r_{\text{к}}}{r_{\text{п}} - r_{\text{к}}}$ – приведенный радиус кривизны;

$\sigma_{H\text{р}}$ – допускаемое контактное напряжение материалов керна (подпятника).

Момент сил трения в вертикальной опоре на кернах, нагруженной осевой силой F_a определяется по формуле:

$$M_{\text{тр}} = \frac{3\pi f r_H F_a}{16}, \quad (5.3.45)$$

где f – коэффициент трения, значение которого при наличии смазки можно принимать 0,07-0,09;

r_H – радиус поверхности контакта керна и подпятника, определяемый по формуле:

$$r_H = 1,113 \sqrt{\frac{F_a \rho_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}}}}. \quad (5.3.46)$$

Опоры на кернах используют при горизонтальном и вертикальном расположении осей; они воспринимают различные по направлению нагрузки. Благодаря очень малым размерам площадок контакта они создают незначительные сопротивления трению, но могут работать при малых нагрузках и малых угловых скоростях. Они не обеспечивают высокой точности центрирования.

Применяют такие опоры в измерительных приборах, электрических счетчиках, компасах и в других подобных устройствах.

5.3.4.2.4. ШАРОВЫЕ ОПОРЫ

Шаровые опоры обеспечивают точную центровку и позволяют осуществлять вращение с одновременным покачиванием осей относительно центра опоры.

К их недостаткам относятся большие сопротивления и износ.

Опоры со *сферическими* подпятниками (рис. 5.3.47) по сравнению с опорами, имеющими *конические* подпятники (рис. 5.3.48), отличаются высокой нагрузочной способностью и износостойкостью, но имеют большие потери на трение и сложнее в изготовлении.

В приборах преимущественно применяют опоры с *коническими* подпятниками.

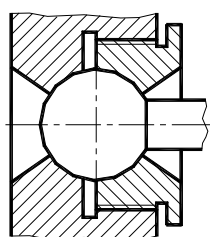
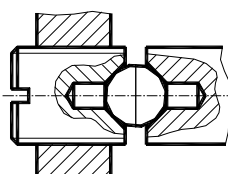
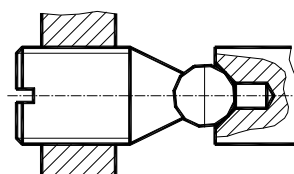


Рис. 5.3.47



а)



б)

Рис. 5.3.48

5.3.4.3. СМАЗКА ОПОР ПРИБОРОВ

В приборах смазка, как правило, остается на поверхностях трения весьма длительное время без смены. Поэтому масла, применяемые в приборостроении, дополнительно должны хорошо удерживаться на поверхностях трения; иметь малую вязкость и высокую сопротивляемость давлению; незначительно изменять физико-химические свойства при широком перепаде температур ($\pm 60^\circ \text{C}$) и в течение длительного времени.

Сухие смазки применяют в особо тяжелых условиях – глубокий вакуум, очень низкие или очень высокие температуры.

В качестве *твердых* смазывающих веществ применяют сульфид молибдена, серебро и другие металлы и сплавы, которые наносят на рабочие поверхности опор электролитическим способом.

5.4. МУФТЫ

5.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ МУФТ

Муфтами называют устройства, предназначенные для соосного соединения валов и служащие:

- для передачи вращающего момента;
- в качестве предохранительных устройств;
- в качестве тормозов;

— для демпфирования ударных нагрузок при включении в действие приводных двигателей (*упругие* муфты);

— для плавного увеличения вращающего момента, прилагаемого со стороны двигателя к рабочей машине (*цепные* муфты);

— для регулирования собственной частоты колебаний машин, в состав которых они включаются, с целью устранения возможных резонансов системы в диапазоне рабочих скоростей их движения.

Муфты, применяемые в машиностроении, подразделяют на:

— *постоянные* муфты, предназначенные для передачи крутящего момента при постоянном соединении валов;

— *цепные* муфты, предназначенные, кроме передачи крутящего момента, для включения и выключения валов при их движении или во время остановки.

Основной нагрузкой для муфт является вращающий момент T . Поэтому их нагрузочную способность оценивают значением допустимого вращающего момента T_p . Значения T_p , а также размеры, масса и другие данные указывают в паспортах муфт.

Наибольший длительно действующий момент T для муфт может быть определен теоретически или экспериментально. В упрощенном расчете, используя предшествующий опыт проектирования и эксплуатации машин, принимают:

$$T = \frac{T_p}{K}, \quad (5.4.1)$$

где K — коэффициент режима работы.

$$K = SK_d, \quad (5.4.2)$$

S — коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя, $S = 1,0 - 1,8$;

K_d — коэффициент, учитывающий характер передаваемой нагрузки, $K_d = 1,0 - 1,5$ (меньшие значения принимают при спокойной нагрузке, большие — при ударной и реверсивной нагрузке).

Муфты (кроме втулочных и фланцевых, рассмотренных в разделах 5.4.1.1.1 и 5.4.1.1.2), должны, в той или иной степени, компенсировать отклонения от соосного положения соединяемых валов, обусловленные особенностями конструкции, и практически неизбежными отклонения-

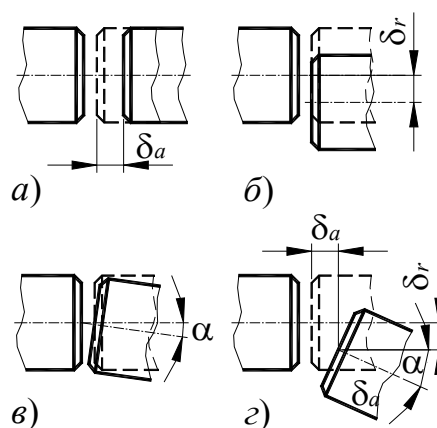


Рис. 5.4.1

ми (смещения), вызванными преимущественно погрешностями монтажа (рис. 5.4.1), а также деформациями валов от эксплуатационных нагрузок, тепловых воздействий и т.п. В противном случае детали муфт, соединяемые валы и их опоры (подшипники и корпуса) окажутся под действием неблагоприятных дополнительных нагрузок.

Расчеты и опыт проектирования конструкций показали, что дополнительные изгибающие и перерезывающие нагрузки в системе «валы-муфта-опоры», можно снизить:

- уменьшением погрешностей монтажа;
- увеличением компенсирующей способности системы «валы-муфта-опоры» за счет взаимных кинематических перемещений деталей под нагрузкой в пределах зазоров или по направляющим элементам муфты (компенсирующие и подвижные муфты);
- увеличением податливости, (компенсирующей способности за счет деформаций одного из звеньев системы).

Высокую податливость муфтам придают введением в их конструкции упругих элементов (пружин, мембран), а также элементов из материалов с малым модулем упругости (например, резины и т.п.).

Муфты разнообразны по конструкции, наиболее распространенные из них стандартизованы. Выбор типа муфт производят в соответствии с конструктивными особенностями и требованиями, предъявляемыми к приводу (машине) в целом.

5.4.1.1. ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

5.4.1.1.1. ВТУЛОЧНЫЕ МУФТЫ

Втулочные муфты состоят из стальной или чугунной втулки, насаживаемой на концы валов и соединяемой с ними. Данные муфты стандартизованы ГОСТ 24246-96 и изготавливаются четырех исполнений (рис. 5.4.2).

Эти муфты предназначены для соединения соосных цилиндрических валов при передаче вращающего момента от 1 Нм до 12 500 Нм без смягчения динамических нагрузок и ограничения частоты вращения.

В этих муфтах исключаются относительные угловые или поперечные смещения валов.

Соотношения между размерами стандартных муфт таковы, что обеспечивается *равнопрочность* соединения. В ответственных случаях проверяют на *срез* штифты и на *смятие* штифтом втулку и вал. Обычно более близкими к разрушающим являются касательные напряжения в материале штифта; поэтому при значительной перегрузке втулочных муфт чаще всего срезается штифт.

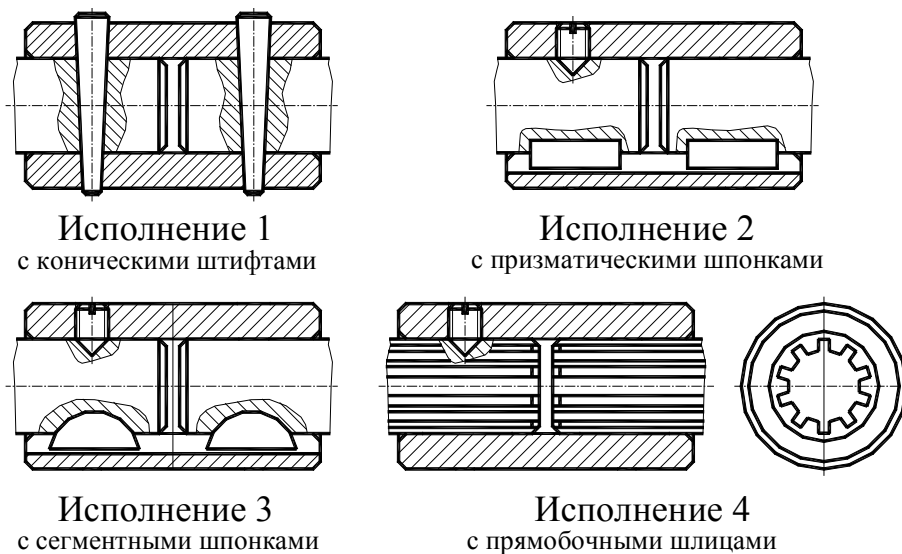


Рис. 5.4.2

5.4.1.1.2. ФЛАНЦЕВЫЕ МУФТЫ

Фланцевые муфты (рис. 5.4.3) предназначены для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента без уменьшения динамических нагрузок:

— стальными муфтами – от 16 Нм до 40000 Нм при окружной скорости на наружном диаметре муфты до 70 м/с;

— чугунными муфтами – от 8 Нм до 20 000 Н м при окружной скорости до 35 м/с.

Болты изготавливают из высоколегированной стали.

Фланцевые муфты передают крутящий момент либо трением между торцами сжатых болтами полумуфт (напряженные болты устанавливаются с зазором – см. раздел 4.2.2.1.7.5), либо работающими на срез болтами, точно пригнанными в отверстия полумуфт (см. разделы 4.2.2.1.7.3, 4.2.2.1.7.3).

Фланцевые муфты стандартизованы ГОСТ 20761-96 и изготавливаются двух исполнений:

— с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

— с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66.

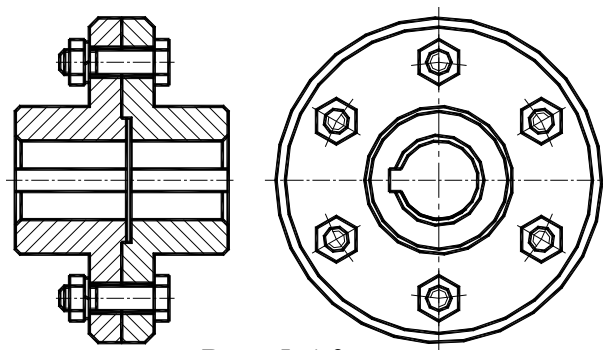


Рис. 5.4.3

Допускается сочетание полумуфт в разных исполнениях и с различными диаметрами посадочных отверстий.

5.4.1.1.3. УПРУГИЕ МУФТЫ

За счет использования упругих силовых элементов муфты способны не только компенсировать радиальные и угловые смещения, но и демпфировать колебания, амортизировать толчки и удары. Муфта в этом случае является компенсатором системы не только при монтаже, но и при эксплуатации приводов, так как отклонения валов от соосного положения образуются также в результате их деформации от рабочей нагрузки и температуры.

5.4.1.1.3.1. УПРУГИЕ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВЫЕ МУФТЫ

Упругие *втулочно-пальцевые* муфты общего назначения (рис. 5.4.4) применяют для соединения соосных валов при передаче вращающего момента от 6,3 Нм до 16 000 Нм и уменьшения динамических нагрузок.

Вращающий момент между фланцевыми полумуфтами передается через резиновые гофрированные втулки 1, надетые на пальцы 2.

Муфты, в зависимости от типоразмера, допускают радиальное смещение осей валов на (0,2-0,6) мм, продольное смещение валов на (1-2) мм и угловое смещение до 1°.

Диапазон рабочих температур – от –40 °С до +50°С.

Их работоспособность определяется стойкостью втулок.

Для ограничения износа среднее контактное давление пальца на втулку определяют по формуле:

$$p = \frac{2T}{zD_0d_{\text{п}}l_{\text{вт}}} \leq p_p, \quad (5.4.3)$$

где z – число пальцев, z -6;

D_0 – диаметр окружности расположения осей пальцев;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальцев;

$l_{\text{вт}}$ — длина упругого элемента;

p_p – допускаемое давление для резиновых втулок.

Втулочно-пальцевые муфты стандартизованы ГОСТ 21424-93.

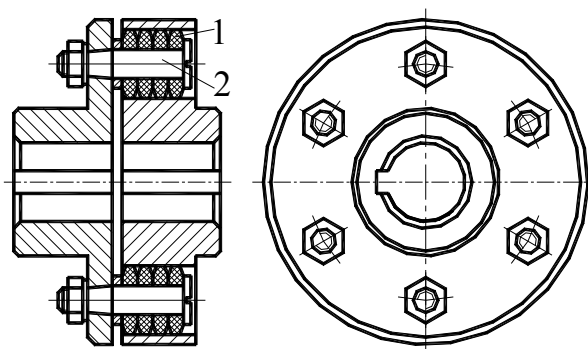


Рис. 5.4.4

Полумуфты изготовляют в следующих исполнениях:

1-е цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

— цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

— с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;

— с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

5.4.1.1.3.2. УПРУГИЕ МУФТЫ С ТОРООБРАЗНОЙ ОБОЛОЧКОЙ

Упругие муфты с *торообразной оболочкой* (рис. 5.4.5) состоят из двух полумуфт, насаживаемых на соединяемые концы валов. Полумуфты соединяют резиновой (или резинокордной) оболочкой, закрепляемой с помощью прижимных колец и болтов.

Эти муфты применяют для передачи вращающего момента от 20 Нм до 40000 Нм, уменьшения динамических нагрузок и компенсации смещений валов.

Муфты с торообразной оболочкой стандартизованы ГОСТ 20884-93. Стандарт предусматривает упругие муфты двух типов:

1 – с оболочкой выпуклого профиля;

2-е оболочкой вогнутого профиля.

Полумуфты каждого типа изготовляют в двух исполнениях:

1 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

2-е коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

Допускается изготовлять полумуфты для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66 и ГОСТ 12081-72, а также применять другие виды соединений полумуфт с валами.

Преимуществами муфт с упругими оболочками являются компенсация неточностей взаимного расположения соединяемых валов, а также простота монтажа и демонтажа упругого элемента.

Недостатком этих муфт является увеличенные габариты по сравнению муфтами других конструкций.

5.4.1.1.3.3. УПРУГИЕ МУФТЫ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ

Упругая муфта *со звездочкой* (рис. 5.4.6) состоит из двух одинаковых полумуфт, которые снабжены торцовыми кулачками.

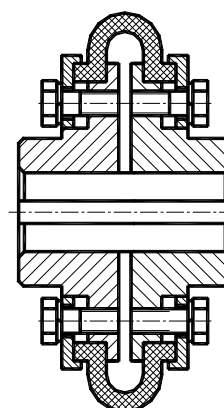


Рис. 5.4.5

Между этими кулачками помещается резиновая звездочка с *четырьмя* или *шестью* лепестками.

Первая из них может передавать вращающий момент от 2,5 Нм до 6,3 Нм при частоте вращения n в диапазоне (5000-6500) мин⁻¹.

Вторая может передавать вращающий момент от 16 м до 400 Нм при частоте вращения n в диапазоне (1500-4500) мин⁻¹ (большая частота вращения допускается для муфт меньшего диаметра). Муфты достаточно эффективно уменьшают динамические нагрузки.

Упругие муфты *со звездочкой* стандартизованы ГОСТ 14084-93.

Стандарт предусматривает муфты двух исполнений:

- 1 – на длинные концы валов;
- 2 – на короткие концы валов.

5.4.1.1.4. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Компенсирующие жесткие муфты применяют для уменьшения влияния несоосности валов на работу подшипников и других устройств.

Муфты содержат элементы, обладающие относительной подвижностью. Компенсация смещений валов при использовании таких муфт достигается наличием больших зазоров в сопряжениях их деталей или скольжения деталей друг по другу.

5.4.1.1.4.1. ЗУБЧАТЫЕ МУФТЫ

Зубчатые муфты (рис. 5.4.7) применяют в высоконагруженных механизмах для соединения валов диаметром от 40 мм до 200 мм.

Муфта состоит из двух втулок с наружными зубчатыми венцами и двух соединительных обжимов с внутренними зубьями.

Соединение втулок с валом осуществляется шпонкой и посадкой с натягом или шлицами.

Соединительные обжимы, внутренние зубья которых входят в зацепление с эвольвентными зубьями втулок, соединены между собой жестко с помощью болтов, посаженных в отверстия без зазора.

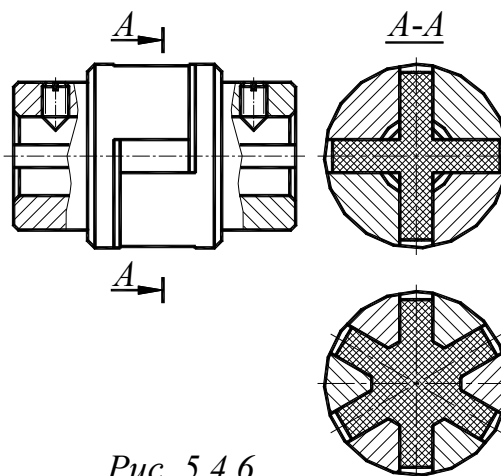


Рис. 5.4.6

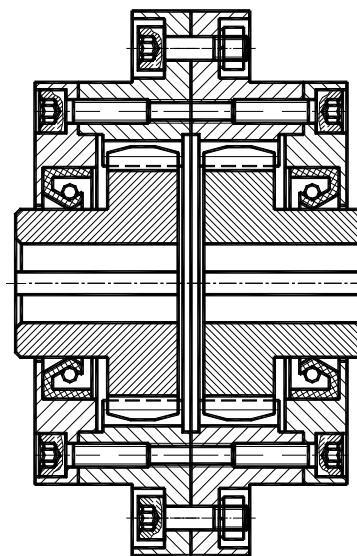


Рис. 5.4.7

Головки зубьев на втулках имеют сферическую форму по длине зуба и бочкообразную форму в продольном сечении. Для муфт используют эвольвентное зацепление с профильным углом $\alpha = 20^\circ$ и коэффициентом высоты $h_a^* = 0,8$. Центрирование обоймы относительно втулки обычно выполняют по наружному диаметру d_a . Большое число одновременно работающих зубьев эвольвентного профиля обеспечивает компактность и высокую нагрузочную способность. При такой форме зубьев и предусмотренных боковых зазорах в зацеплении допускается перекося оси каждого вала до $0^\circ 30'$ и некоторое радиальное смещение валов (при отсутствии углового смещения) от 1,5 мм до 6,5 мм (в зависимости от диаметра вала).

Зубчатые муфты стандартизованы ГОСТ 5006-83.

При вращении валов, установленных с перекосями, происходит циклическое смещение (продольное и радиальное) зубьев втулок относительно обоймы. Это скольжение вызывает изнашивание зубьев. Для повышения износостойкости активные поверхности зубьев выполняют твердыми (45-55 HRC), внутреннюю полость муфты заполняют маслом.

Подбор муфт производится по расчетному вращающему моменту. Износ зубьев муфты в течение ресурса будет допустимым, если выполняется условие:

$$p = \frac{2Tk_H}{b_M d_M h z} \leq p_p, \quad (5.4.4)$$

где T – передаваемый момент;

k_H – коэффициент концентрации нагрузки, $k_H = 1,1-1,3$;

b_M – длина зуба;

d_M – диаметр делительной окружности;

h – рабочая высота зуба,

$$h \approx 1,8 m,$$

где m – модуль зацепления;

z – число зубьев полумуфты;

p – средние контактные давления на рабочих поверхностях зубьев;

p_p – допускаемое давление.

5.4.1.1.4.2. ШАРНИРНЫЕ МУФТЫ

Шарнирные муфты (ГОСТ 5147-97) (рис. 5.4.8) могут соединять валы, имеющие наибольшие углы перекося (до 45°) по сравнению с муфтами других типов, причем в процессе работы величина угла наклона может изменяться. Это достигается с помощью шарниров 1, 3 и промежуточного звена (крестовины) 2, выполненного в виде параллелепи-

педа с двумя отверстиями, оси которых пересекаются под прямым углом. Шарниры и крестовина соединены полуосями.

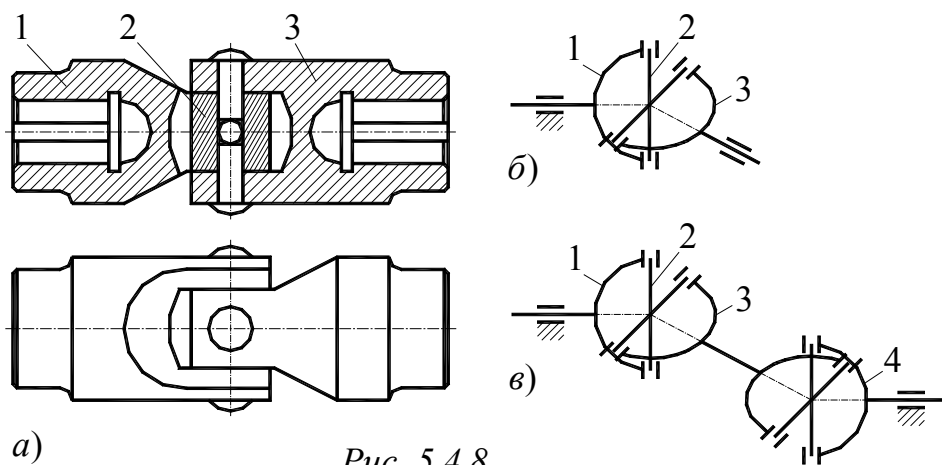


Рис. 5.4.8

Муфты изготавливаются для валов с диаметрами от (8-40) мм, передаваемый момент – (11,2-1120) Нм.

Недостатком шарнирной муфты является *неравномерность вращения входного вала при равномерном вращении выходного*, если валы установлены несоосно (рис. 5.4.8, б). Для устранения этого недостатка применяют *сдвоенные шарнирные муфты* (рис. 5.4.8, в), однако для равномерного вращения ведомого вала необходимо соблюдение параллельности соединяемых валов, соединенных с шарнирами 1 и 4.

5.4.1.2. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

В зависимости от способа соединения и разъединения полумуфт в процессе работы различают *управляемые* и *самоуправляемые* (автоматические) сцепные муфты.

5.4.1.2.1. СЦЕПНЫЕ УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Их используют в коробках скоростей и других механизмах при необходимости изменения режима работы.

Передача вращающего момента осуществляется либо за счет зацепления (зубчатые или кулачковые муфты), либо силами трения (фрикционные муфты).

Общим требованием для всех типов сцепных муфт является строгая соосность соединяемых валов.

По сравнению с кулачковыми и зубчатыми фрикционные муфты обладают рядом преимуществ: плавная передача движения от ведущего

вала к ведомому, возможность включения при любой разности скоростей и предохранение механизмов от поломок деталей в случае внезапной перегрузки. В этой связи фрикционные муфты получили наиболее широкое распространение. Однако эти муфты можно применять только в тех случаях, когда не требуется строгого соблюдения равенства угловых скоростей соединяемых валов.

Принципиальные схемы фрикционных муфт представлены на рис. 3.5.9.

Полумуфты 1 закреплены на валах неподвижно, а полумуфты 2 являются подвижными или имеют подвижные элементы.

В зависимости от формы рабочих поверхностей различают следующие разновидности фрикционных муфт:

- дисковые (рис. 3.5.9, а, б),
- конусные (рис. 3.5.9, в),
- цилиндрические (рис. 3.5.9, г).

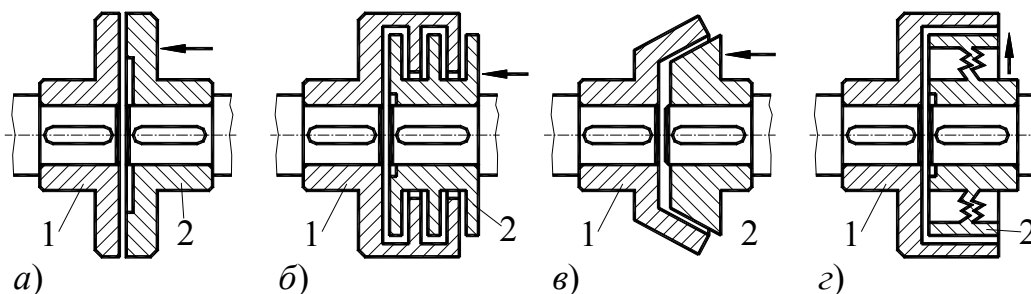


Рис. 5.4.9

Многодисковые муфты (рис. 5.4.10) получили среди фрикционных муфт наибольшее распространение благодаря плавности включения, небольшим габаритам и несложной регулировке при износе дисков.

Муфта состоит из двух неподвижных полумуфт 1 и 2 и пакетов дисков, один из которых (3) соединен с помощью наружных зубьев или шлицев с полумуфтой 2, а внутренние диски 4 скреплены с полумуфтой 1.

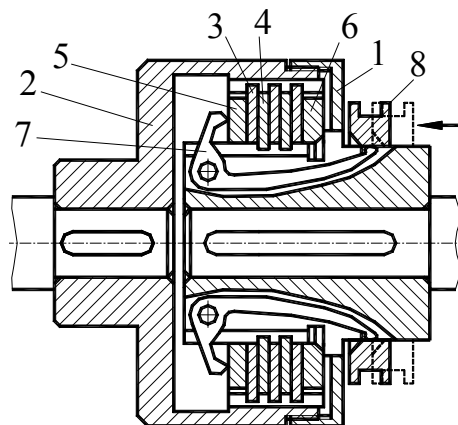


Рис. 5.4.10

При включении муфты диски сжимаются между упорными кольцами 5 и 6 при помощи рычажного механизма включения 7, 8. При этом вращающий момент нарастает с увеличением силы нажатия (с увеличением контактных давлений на поверхностях трения), вследствие чего можно соединить валы под нагрузкой.

Пробуксовывание муфты в процессе включения обеспечивает плавный разгон ведомого вала.

В выключенной муфте между дисками появляются зазоры, момент трения практически исчезает и движение ведомому валу не передается.

Фрикционные сцепные муфты передают вращающий момент между полумуфтами за счет сил трения на рабочих поверхностях (дисковой или конической формы). Давление на поверхностях контакта (смазываемых или сухих) создают с помощью устройств и механизмов включения различного типа (пружинно-рычажных механизмов, электрических, гидравлических и пневматических устройств).

Фрикционные муфты должны обладать надежностью сцепления, высокой износо- и теплостойкостью контактирующих поверхностей.

Материал трущихся деталей (накладок) выбирается в зависимости от среднего контактного давления p :

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{2Tk_c}{D_0 f z A} \leq p_p, \quad (5.4.5)$$

где F_a – осевая сила;

T – вращающий момент;

k_c – коэффициент запаса сцепления, $k_c = 1,3-1,5$;

D_0 – средний диаметр контакта;

f – коэффициент сцепления (трения покоя);

z – число пар поверхностей трения;

A – площадь поверхности трения;

p_p – допускаемые давления

Площадь поверхности трения:

$$A = \pi D_0 b, \quad (5.4.6)$$

где b – ширина поверхности трения; принимают в зависимости от диаметра D_0 :

$$b = \psi D_0. \quad (5.4.7)$$

На основании опыта эксплуатации рекомендуется:

$\psi = 0,15-0,25$ для дисковых и конусных муфт;

$\psi = 0,20-0,30$ для цилиндрических муфт.

Если задаться фрикционным материалом и значением ψ , то:

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{2Tk_c}{\pi \psi f z p_p}}. \quad (5.4.9)$$

5.4.1.2.2. СЦЕПНЫЕ САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Сцепные самоуправляемые муфты характерны тем, что валы у таких муфт соединяются и разъединяются автоматически в зависимости от изменения одного из следующих параметров:

- крутящего момента,
- скорости,
- направления вращения.

Сцепные самоуправляемые муфты подразделяют на:

- предохранительные,
- обгонные,
- центробежные.

5.4.1.2.2.1. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Предохранительные муфты (муфты предельного момента) служат для защиты механизмов от перегрузки. Они срабатывают, если вращающий момент на ведомом валу механизма достигает предельной величины.

Предохранительные муфты подразделяют на две разновидности:

- с *разрушающимся элементом* в цепи передачи энергии;
- *самоуправляемые* предохранительные муфты (передача энергии автоматически возобновляется после уменьшения вращающего момента до величины, меньше предельной).

Ниже приведены краткие сведения о предохранительных муфтах. Более полные данные содержатся в специальной литературе.

Предохранительные муфты с разрушающимся элементом имеют наиболее простую конструкцию. Они просты и надежны в работе, обладают сравнительно высокой точностью срабатывания.

Типичным представителем этого семейства являются муфты со *срезными штифтами* (рис. 5.4.11).

Такая муфта состоит из двух дисковых полу-муфт 1 и 2, соединяемых металлическим штифтом 3, вставленным в термически обработанную втулку 4.

Штифты изготавливают из хрупких материалов (высокоуглеродистой стали, чугуна, бронзы и др.), чтобы повысить быстродействие. Их размещают в закаленных до высокой твердости втулках из сталей 40Х, У8А, У10А и др.

При возникновении перегрузки штифт срезается, муфта разъединяет валы и полу-муфты начинают вращаться относительно друг друга.

Фрикционные предохранительные муфты применяют в машинах, подвергающихся действию ударных нагрузок или частым кратковременным перегрузкам. Наибольшее распространение получили много-

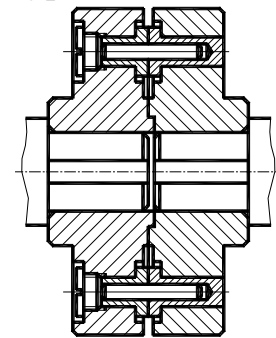


Рис. 5.4.11

дисковые фрикционные муфты. На рис. 5.4.12 показана одна из конструкций такой муфты, по конструкции сходная со сцепной муфтой (рис. 5.4.10).

Осевая сила создается в муфте нажимным устройством, включающим в себя нажимной диск 2 и упорный диск 3, между которыми размещены тарированные пружины 4, сжатые до необходимой силы болтами 1. Устройство собирается вне муфты и вворачивается в корпус до соприкосновения нажимного диска с комплектом фрикционных дисков. В таком положении болты отвинчиваются, нажимной диск оказывается не связанным с упорным диском и силы пружин передаются на фрикционные диски. При возрастании вращающего момента до предельного значения муфта начнет проскальзывать.

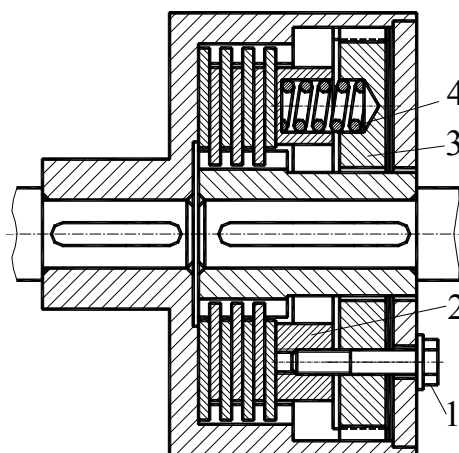


Рис. 5.4.12

На рис. 5.4.13 представлена предохранительная шариковая муфта. При достижении вращающим моментом предельного значения под действием осевых сил, обусловленных формой впадин полумуфты, шарики смещаются в осевом направлении (преодолевая сопротивление пружины) и размыкают муфту.

Предохранительные шариковые муфты стандартизованные по ГОСТ 15621-77 для диаметров валов от 8 мм до 48 мм, допускают вращающие моменты в диапазоне (4-400) Нм.

На практике также используют предохранительные кулачковые и некоторые другие типы предохранительных муфт.

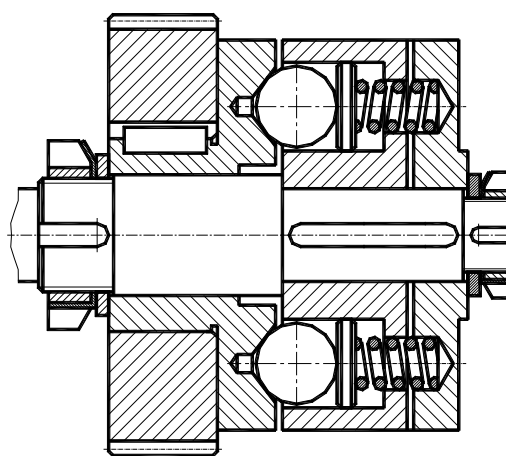


Рис. 5.4.13

5.4.1.2.2. ОБГОННЫЕ МУФТЫ

Обгонные муфты (муфты свободного хода) предназначены для передачи вращающего момента только в одном направлении. Они автоматически соединяют или разъединяют валы в зависимости от соотношения их угловых скоростей. Если скорость ведущего вала больше, чем у ведомого, муфта соединяет валы. Когда скорость ведомого вала превысит

скорость ведущего, муфта разъединяет валы, не препятствуя ведомому валу обгонять ведущий.

Наибольшее распространение получили обгонные *фрикционные* муфты (рис. 5.4.14), передающие вращающий момент за счет заклинивания между полумуфтами промежуточных тел (в основном, роликов). Такие муфты бесшумны, компактны, могут работать при высокой частоте вращения. Их изготавливают для валов диаметром (10-90) мм и передачи момента до 800 Нм.

При вращении звездочки 1 по часовой стрелке ролики 2 заклиниваются между звездочкой и наружным кольцом 3 и передают вращение соединенному с ним ведомому валу. Прижимные устройства 4 уменьшают «мертвый» ход и способствуют равномерному распределению нагрузки между роликами. При вращении звездочки в обратном направлении ролики заклиниваться не будут и вращение не будет передаваться.

Муфта свободного хода позволяет ведомому звену вращаться (например, по инерции) при остановленном ведущем звене. Этот эффект используется в передачах велосипедов, мотоциклов, станков, автомобилей и т.д.

В роликовой муфте ведущим может быть и наружное кольцо при вращении против часовой стрелки.

Силы, действующие на ролик со стороны звездочки 1 и кольца 3, показаны на рис. 5.4.15. Равнодействующая F_R нормальных сил и сил трения в зонах контакта (точки A и B) отклонены от радиуса на угол $0,5\alpha$. Чтобы ролик не выскальзывал из паза, угол трения ρ должен быть этого угла, то есть должно выполняться условие:

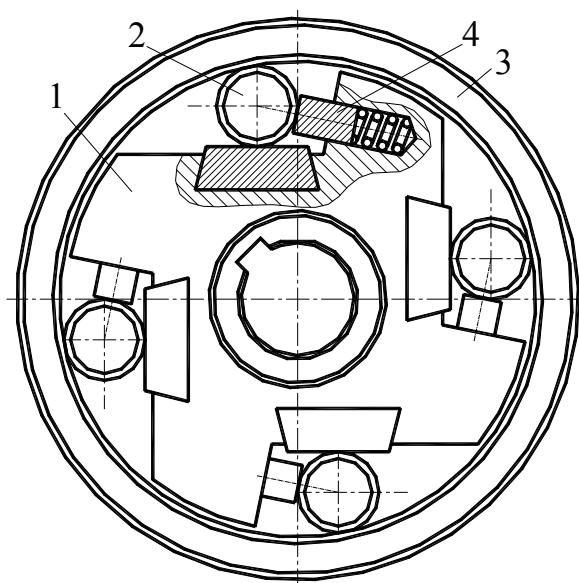


Рис. 5.4.14

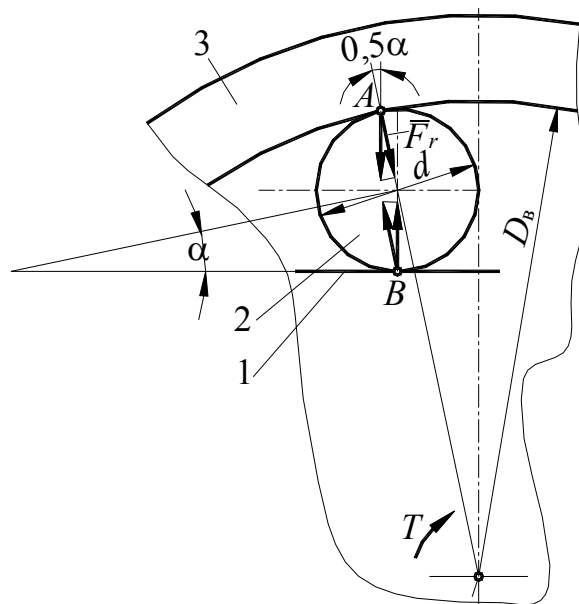


Рис. 5.4.15

$$f = \operatorname{tg} \rho \geq \operatorname{tg}(0,5\alpha), \quad (5.4.10)$$

или

$$\alpha \leq 2\rho = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} f, \quad (5.4.11)$$

где f – коэффициент трения скольжения ролика по сопрягаемым с ним деталям.

Расчет на прочность роликовых муфт состоит в основном в проверке напряжений *смятия* в местах контакта. Здесь одновременно и динамически действуют большие нормальные и касательные силы. При расчете учитывают лишь *нормальные* силы и поэтому расчет служит лишь для сравнительной оценки.

Нормальная сила, действующая на заклиненный ролик:

$$F_R = \frac{2T}{zD_B} \operatorname{ctg}(0,5\alpha), \quad (5.4.12)$$

где T – расчетный крутящий момент, передаваемый муфтой;

z – число роликов в муфте;

D_B – внутренний диаметр кольца;

α – угол заклинивания.

По формуле (2.9.6) наибольшее давление на площадке контакта ролика со звездочкой получаем:

$$p = 0,418 \sqrt{\frac{2F_R E_{\text{пр}}}{ld}} \leq p_p, \quad (5.4.13)$$

Если расчет необходимо провести по контакту ролика с наружным кольцом, то для определения наибольшего давления следует использовать формулу (2.9.5).

Подставив (5.4.12) в (5.4.13) и решив полученное неравенство относительно T , получим:

$$T \leq \frac{2,86zD_B l d p_p}{E_{\text{пр}} \operatorname{ctg}(0,5\alpha)}. \quad (5.4.14)$$

В формулах (5.4.13) и (5.4.14):

l – длина ролика;

d – диаметр ролика;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материалов ролика и деталей, сопрягаемых с роликом.

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (5.4.15)$$

где E_1 – модуль упругости материала ролика;

E_2 – модуль упругости материала детали, сопрягаемой с роликом.

5.4.1.2.2.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МУФТЫ

Центробежные муфты служат для автоматического соединения или разъединения валов при достижении ими заданных угловых скоростей, при которых полумуфты сцепляются или расцепляются под действием сил инерции грузов и пружин.

Они обычно применяются в приводах машин со значительными маховыми моментами от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, например, в приводах центрифуг, ленточных конвейеров и т.п. Объясняется это тем, что обычные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором имеют сравнительно малый пусковой момент, которого недостаточно для пуска машин со инерционными значительными массами. С помощью центробежной муфты двигатель (сначала без нагрузки) может легко разогнаться и затем при определенной скорости привести в движение рабочую машину. В результате процесс пуска протекает плавно, без перегрузки двигателя и рабочей машины. В приводах с тяжелыми условиями пуска использование центробежных муфт позволяет применить двигатель меньшей мощности.

От обычных фрикционных муфт сцепления центробежные муфты отличаются лишь способом прижатия трущихся поверхностей.

Принципиально возможны конструкции центробежных муфт, в которых фрикционные поверхности любого типа (см. рис. 5.4.9) сжимаются центробежными силами инерции. В центробежных муфты с фрикционными поверхностями *радиального* типа (колодочные, ленточные), центробежная сила непосредственно сжимает трущиеся поверхности. В *осевых* муфтах (дисковых, конусных) для этого необходим дополнительный рычажный механизм, преобразующий радиально направленные центробежные силы в осевые.

Наибольшее распространение получила *фрикционная центробежная муфта радиального действия*.

На рис. 5.4.16 показана центробежная фрикционная четырехколодочная муфта, встроенная в шкив 1 плоскоременной передачи. Радиально перемещающиеся колодки 2 смонтированы на направляющем кресте 3. В неподвижной муфте положение колодок в кресте фиксируется с помощью плоских пружин 4 и винтов 5. При частоте вращения, составляющей (70-80)% от максимальной, колодки 2 под действием сил инерции, преодолевая силы пружин 4, вплотную подойдут к внутренней поверхности шкива. Но вращающий момент при этом передаваться не будет. При последующем увеличении частоты вращения колодки прижмутся к шкиву, и за счет сил трения последний начнет передавать вращающий момент.

Соприкосновение между колодками и барабаном произойдет при выполнении условия:

$$F_0 = m\omega_0^2 r \geq F_{\text{п}}, \quad (5.4.16)$$

где F_0 – центробежная сила колодки;

$F_{\text{п}}$ – сила, развиваемая пружиной;

m – масса колодки;

ω_0 – угловая скорость крестовины;

r – расстояние от центра масс колодки до оси вращения.

Сила, развиваемая пружиной (см. раздел 2.5.8):

$$F_{\text{п}} = \frac{48EJu}{l^3}, \quad (5.4.17)$$

где l – расчетная длина пружины;

u – стрела прогиба;

EJ – жесткость сечения пружины при изгибе;

E – модуль упругости материала пружины;

J – момент инерции прямоугольного сечения пружины;

$$J = \frac{bh^3}{12}. \quad (5.4.18)$$

Для передачи вращающего момента необходимо, чтобы ведущий вал достиг угловой скорости, равной ω_1 .

При этом:

$$T = (F_{\text{п}} - F_0)Rfz = mrRfz(\omega_1^2 - \omega_0^2). \quad (5.4.19)$$

В диапазоне угловых скоростей между ω_0 и ω_1 муфта пробуксовывает и постепенно разгоняет ведомый вал.

Масса одной колодки:

Масса одной колодки:

$$m = \frac{Tk}{rRfz(\omega_1^2 - \omega_0^2)},$$

где k – коэффициент режима.

Работоспособность колодок рассчитывают так же, как и в других фрикционных муфтах.

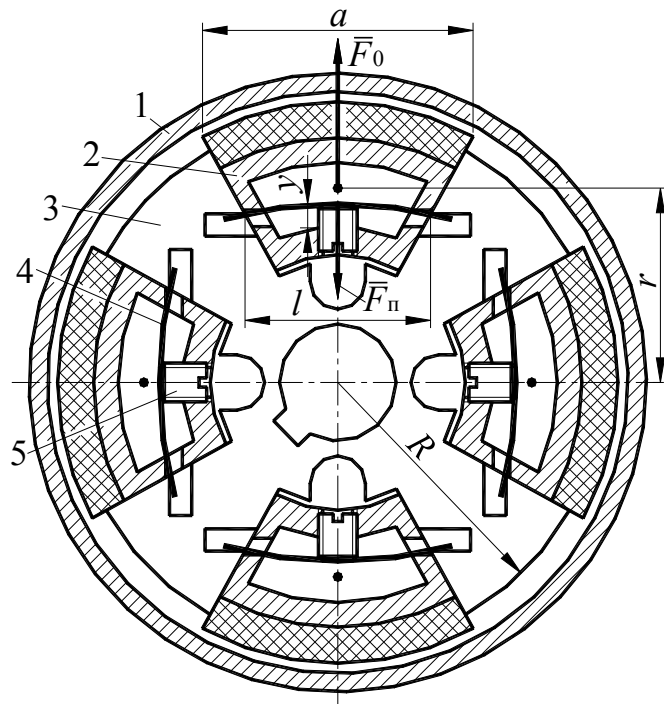


Рис. 5.4.16

Шариковые и порошковые муфты также относятся к центробежным муфтам.

У *шариковой муфты* (рис. 5.4.17) ведущим звеном является лопастное колесо, а ведомым – барабан, закрытый торцовыми крышками. Образовавшиеся камеры заполняют шариками со смазкой. При повышении числа оборотов лопастного колеса увеличивается центробежная сила, прижимающая дробь ободу барабана, увлекая его за собой силами трения. Крутящий момент, передаваемый муфтой, возрастает пропорционально квадрату скорости вращения.

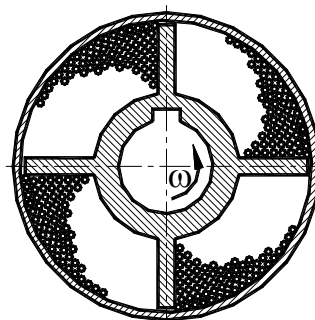


Рис. 5.4.17

В конце периода разгона он резко возрастает по сравнению со средней величиной во время скольжения. Это объясняется переходом от трения движения (качения и скольжения) к трению покоя. Перегрузочный момент муфты превышает пусковой примерно в два раза.

Детали муфты обычно изготавливают из чугуна, а если муфта работает при частых пусках, то из стали. Смазку следует периодически обновлять.

У *порошковой муфты* (рис. 5.4.18) ведущим звеном является наружный корпус 1 с гладкой внутренней поверхностью и ребрами снаружи для отвода тепла, а ведомым звеном – гофрированный диск 2. Внутреннюю полость муфты заполняют чугунной дробью, мелкими стальными шариками или графитизированным порошком. При вращении корпуса наполнитель муфты смещается центробежными силами к периферии и зажимает гофрированный диск; тем самым приводя в движение ведомый вал.

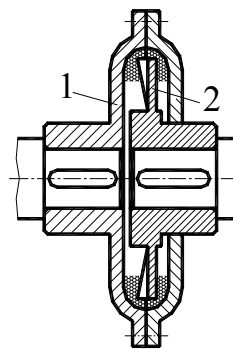


Рис. 5.4.18

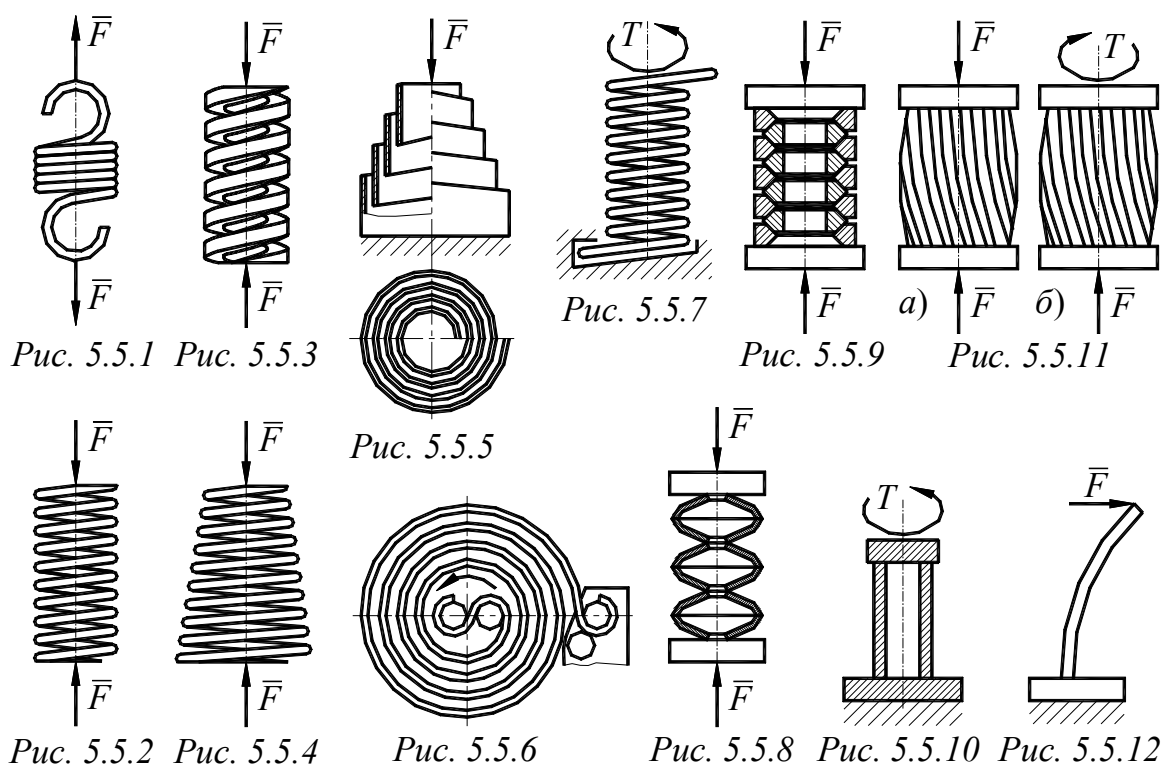
5.5. ПРУЖИНЫ

5.5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПРУЖИН

Пружины в машинах выполняют роль *упругих элементов*. Воспринимаемая *работу внешних сил*, они преобразуют ее в *работу упругой деформации материала*, из которого они изготовлены. Если нагрузка с пружины или рессоры снимается, то по мере исчезновения деформации затраченная ранее работа почти полностью возвращается.

Конструктивные формы пружин позволяют им воспринимать действие внешних сил на больших участках пути, то есть значительно деформироваться без потери упругих свойств.

Наиболее распространенные разновидности пружин представлены на рис. 5.5.1-5.5.12.



По функциональному признаку пружины подразделяют на:

— *упругие силовые элементы*, обеспечивающие действие определенных усилий на заданном участке пути (пружина предохранительного устройства, ограничивающая нагрузку; пружина, используемая для приведения деталей механизма в движение и др.); в этих случаях пружины выполняют роль *аккумуляторов энергии*, накопленной при их предварительной деформации;

— *амортизаторы* (воспринимая мгновенную энергию удара, такие пружины рассеивают ее в виде энергии упругих колебаний);

— *чувствительные элементы измерительных приборов* (например, в электроизмерительных приборах напряжение или сила тока преобразуются в момент электромагнитных сил, деформирующих упругий элемент, по величине деформации которого определяют измеряемый параметр).

2. По виду воспринимаемой нагрузки различают пружины, работающие на:

- растяжение (рис. 5.5.1);
- сжатие (рис. 5.5.2-5.5.5, 5.5.8, 5.5.9, 5.5.11, а);
- кручение (рис. 5.5.6, 5.5.7, 5.5.10, 5.5.11, б);
- изгиб (рис. 5.5.12).

3. По конструктивным признакам различают пружины:

- витые круглого сечения (рис. 5.5.1-5.5.2, 5.5.4, 5.5.7);

- витые фасонного профиля (рис. 5.5.3, 5.5.5);
- спиральные (рис. 5.5.6);
- тарельчатые (рис. 5.5.8);
- кольцевые (рис. 5.5.9);
- стержневые (рис. 5.5.10);
- блочные (рис. 5.5.11);
- плоские (рис. 5.5.12).

5.5.2. КОНСТРУКЦИИ ПРУЖИН

5.5.2.1. ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ

Витые пружины *растяжения* (рис. 5.5.1) имеют *закрытые* витки, плотно прилегающие друг к другу. Чтобы создать плотное прилегание витков, проволоку в процессе навивания натягивают, подвергая ее упругой деформации растяжения.

Когда готовую пружину снимают с оправки, происходит упругая отдача материала, пружина раздается в диаметре и витки настолько прижимаются друг к другу, что вся пружина приобретает предварительное натяжение. В результате увеличивается ее несущая способность.

Натяжение обычно составляет (25-30)% от предельной растягивающей силы, при которой полностью исчерпываются упругие свойства материала пружины.

Для передачи внешней нагрузки такие пружины снабжают *зацепами*. Например, для пружин малого диаметра ((3-4) мм) зацепы выполняют в форме отогнутых последних витков. Однако такие зацепы снижают сопротивление усталости пружин из-за высокой концентрации напряжений в местах отгиба. Поэтому для ответственных пружин диаметром свыше 4 мм часто применяют *закладные зацепы* (рис. 5.5.13), хотя они менее технологичны.

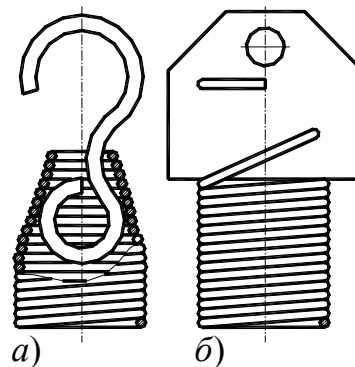


Рис. 5.5.13

5.5.2.2. ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ

Витые пружины сжатия круглого сечения (рис. 5.5.2-5.5.4) не имеют зацепов, и их навивку производят *открытой* навивкой, обеспечивающей определенный зазор между витками.

Опорные плоскости у пружин получают путем поджатия последних витков к соседним и сошлифовывания их перпендикулярно оси (рис. 5.5.14, а).

Пружины сжатия с большой относительной высотой ($\frac{H}{D_0} > 3$), под нагрузкой могут выпучиваться (рис. 5.5.14, б), поэтому их необходимо ставить на оправки либо монтировать в направляющих стаканах (рис. 5.5.14, в, г).

Мощные и жесткие пружины конструируют с витками *квадратного* или *прямоугольного* сечения (рис. 5.5.3).

Конические пружины могут иметь витки *круглого* сечения (рис. 5.5.4) и *прямоугольного* с большим отношением сторон.

Конические пружины с прямоугольным профилем навивают из полосовой стали и называют *телескопическими* (рис. 5.5.5).

Основная особенность таких пружин – разные радиусы кривизны соседних витков. Это обстоятельство вызывает и различную деформацию их: чем больше радиус витка, тем больше его деформация. При некотором значении сжимающего усилия F виток с наибольшим радиусом может оказаться поджатым торцевой поверхностью и выключенным из работы, за ним выключаются последующие витки пружины в порядке уменьшения их радиуса. Таким образом, уменьшается не только число витков, участвующих в работе, но и средний радиус пружины. Эти два обстоятельства влияют на жесткость пружины, которая в процессе осадки постепенно возрастает.

Тарельчатые пружины состоят из набора элементов — выгнутых дисков толщиной от 1 мм до 20 мм. Для увеличения деформации такие пружины собирают секциями, в этом случае общая деформация пропорциональна числу пружин в комплекте. Тарельчатые пружины относятся к группе *жестких* пружин, и поэтому они применяются иногда в строительных конструкциях для виброизоляции перекрытий промышленных сооружений.

Кольцевые пружины (рис. 5.5.9) состоят из набора колец специального профиля. При нагружении крайних колец по периметру наружные кольца надвигаются на внутренние, в результате первые растягиваются, а вторые сжимаются. При этом общая высота пружины уменьшается.

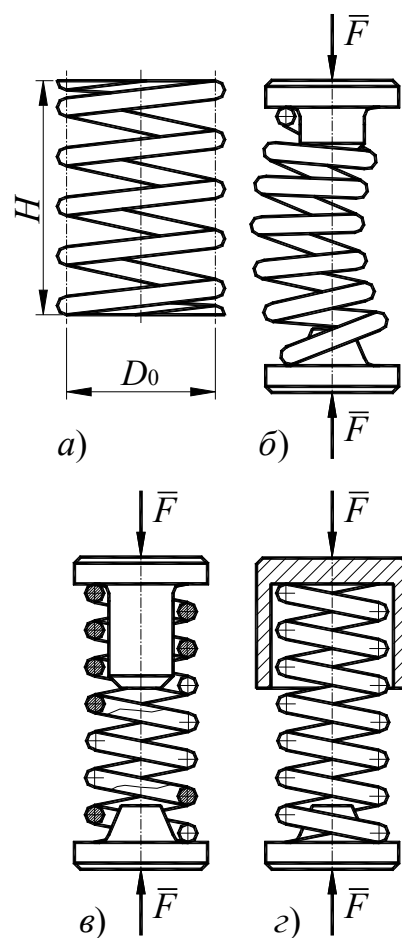


Рис. 5.5.14

После снятия внешней нагрузки внутренние силы упругости вновь раздвигают кольца. Это возможно благодаря тому, что угол конусности больше угла трения между поверхностями колец.

Блочные пружины, работающие на *сжатие* с упругими элементами из резины (рис. 5.5.11, *а*), применяют в качестве амортизаторов для смягчения ударных нагрузок и уменьшения вибраций. При работе на сжатие резина обладает максимальной жесткостью.

5.5.2.3. ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Витые пружины *кручения* воспринимают нагрузку в виде крутящего момента T (рис. 5.5.7). Они широко применяются в сельскохозяйственных и других машинах. Затрачиваемая работа в таких пружинах преобразуется в работу упругого поворота витков вокруг продольной оси пружины. Пружины навивают с углом подъема $\alpha \geq 12^\circ$ с сохранением некоторого зазора между витками во избежание соприкосновения их при закручивании.

Блочные пружины, работающие *кручение* с упругими элементами из резины (рис. 5.5.11, *б*), применяют в качестве амортизаторов для смягчения ударных нагрузок и уменьшения вибраций. Скручивающий момент передается через прикрепленные к основаниям цилиндра стальные шайбы.

Стержневые пружины представляют собой упругие стержни, нагруженные скручивающим моментом (рис. 5.5.10). Они получили название *торсионов* и применяются в качестве амортизаторов подвесок транспортных машин.

Спиральные пружины (рис. 5.5.6) нагружаются крутящим моментом. Они нашли широкое применение как заводные пружины часов, приборов, стрелкового оружия и т.д. Нагружение пружины осуществляется несколькими поворотами валика, с которым жестко связан один конец пружины. В процессе работы пружина, постепенно развертываясь, сообщает вращение барабану, с которым соединен ее второй конец.

5.5.2.4. МНОГОЖИЛЬНЫЕ ВИТЫЕ ПРУЖИНЫ

Достаточно широко используются витые пружины, в которых вместо проволоки используется трос, свитый из двух-шести проволок малого диаметра ($d = (0,8 - 2,0)$ мм) – *многожильные* пружины.

По конструктивному решению такие пружины эквивалентны концентрическим пружинам. Благодаря высокой демпфирующей способности (за счет трения между жилами) и податливости многожильные пружины хорошо работают в амортизаторах и подобных им устройствах.

Их недостатком является то, что при действии переменных нагрузок многожильные пружины довольно быстро выходят из строя от износа жил.

5.5.2.5. ПЛОСКИЕ ПРУЖИНЫ

Плоские пружины (рис. 5.5.12) широко применяют в приборах, в сельскохозяйственных и других машинах. Они обычно работают в условиях, когда усилия действуют в пределах небольшого хода. Они могут монтироваться либо на двух опорах (в этом случае нагрузка, как правило, прикладывается посередине между опорами), либо смонтированы консольно (нагрузка прикладывается на свободном конце пружины).

Разновидностью плоских пружин являются *рессоры*, представляющие собой набранные из стальных полос балки равного сопротивления изгибу (рис. 5.5.15). С целью уменьшения напряжений листам придают изогнутую форму, так что в собранном виде рессора подвергается предварительной деформации, противоположной той, которая вызывается силами, действующими на рессору во время ее работы в машине. Рессоры применяют, главным образом, в амортизационных устройствах транспортных машин.

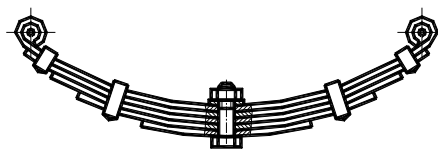


Рис. 5.5.15

5.5.3. МАТЕРИАЛЫ ПРУЖИН

Витые пружины изготовляют навивкой холодным или горячим способом с последующей отделкой торцов, термической обработкой и контролем.

Основными материалами для пружин являются высокопрочные стали: высокоуглеродистые 65, 70; марганцовистые 55Г, 65Г; кремнистая 60С2А, хромованадиевая 50ХФА, и специальная пружинная проволока I, II и III классов диаметром (0,2-5,0) мм.

Пружины для работы в химически активной и влажной среде изготавливают из кремнемарганцовистых бронз КМц 3-1, оловянно-цинковых бронз ОЦ 4-3 и бериллиевых бронз Б-2 и Б-2,5.

Для защиты поверхностей витков от окисления пружины ответственного назначения покрывают лаком или промасливают, а пружины особо ответственного назначения оксидируют, а также наносят на них цинковое или кадмиевое покрытие.

5.5.4. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Требования, предъявляемые к упругим элементам, зависят от их назначения, условий работы и точности механизмов. Однако упругие элементы разного назначения обладают рядом общих свойств.

Точность работы механизмов во многом зависит от *стабильности упругих характеристик* пружин, достигаемой за счет использования высококачественных материалов при их изготовлении. Кроме того, упругие элементы приборов должны обладать достаточной *прочностью* и *выносливостью*, а в ряде случаев электропроводностью и *устойчивостью к агрессивным средам*.

Показателями основных свойств упругих элементов являются:

- упругая характеристика,
- коэффициент жесткости,
- коэффициент чувствительности,
- упругое последствие,
- упругий гистерезис.

Упругой характеристикой называют зависимость между *деформацией* λ упругого элемента и *нагрузкой* F , вызвавшей эту деформацию.

Упругая характеристика элемента обычно выражается в виде функций:

$$\lambda = f(F) \quad (5.5.1)$$

или

$$\varphi = f(M), \quad (5.5.2)$$

где λ – деформация, выражаемая линейной величиной;

F – сила, вызывающая деформацию;

φ – деформация, выражаемая угловой величиной;

M – момент, вызывающий деформацию.

В зависимости от конструкции и упругих свойств характеристика пружины (рис. 5.5.16, а) может быть линейной (кривая 1), нелинейной затухающей (кривая 2) или нелинейной возрастающей (кривая 3). В практике приборостроения стремятся к созданию

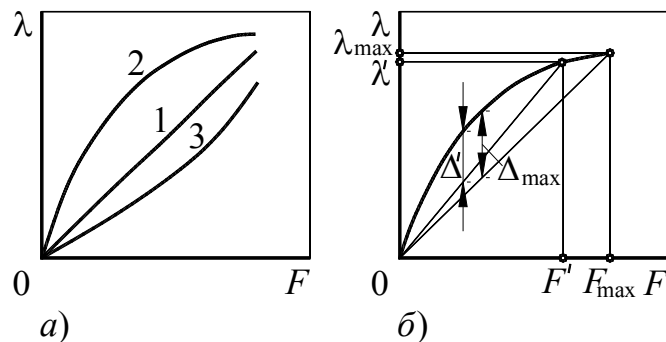


Рис. 5.5.16

пружины, имеющих линейную характеристику. Вместе с тем в приборах, предназначенных для измерения нелинейно изменяющихся величин (например, высоты, как функции давления воздуха), целесообразно

применять для получения линейных шкал упругие элементы с аналогичной нелинейной зависимостью деформации в функции измеряемого параметра.

Нелинейность характеристики упругого элемента определяется коэффициентом нелинейности η , представляющим собой выраженное в процентах отношение наибольшего отклонения Δ_{\max} действительной характеристики от линейной (рис. 5.5.16, б) к максимальной деформации λ_{\max} пружины, то есть:

$$\eta = \frac{\Delta_{\max}}{\lambda_{\max}} 100\% . \quad (5.5.3)$$

Из рис. 5.5.16, б видно, что, нелинейность у одной и той же пружины при разных диапазонах измерения параметра (F' и F_{\max}) различна. Это учитывается при проектировании упругих элементов приборов, предназначенных для измерения величин с заданной точностью.

Коэффициентом жесткости K упругого элемента называют отношение предела приращения нагрузки ΔF к приращению деформации $\Delta \lambda$, стремящейся к нулю, то есть:

$$K = \lim_{\Delta \lambda \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta \lambda} = \frac{dF}{d\lambda} \quad (5.5.4)$$

или

$$K = \frac{dM}{d\varphi} . \quad (5.5.5)$$

Коэффициент жесткости упругого элемента пропорционален тангенсу угла наклона характеристики пружины на элементарном участке (рис. 5.5.17).

Если характеристика линейна, то коэффициент жесткости – постоянная величина:

$$K = \frac{F}{\lambda} = \text{const} . \quad (5.5.6)$$

Коэффициентом чувствительности δ называют величину, обратную коэффициенту жесткости K :

$$\delta = \frac{1}{K} = \frac{d\lambda}{dF} \quad (5.5.7)$$

или

$$\delta = \frac{d\varphi}{dM} . \quad (5.5.8)$$

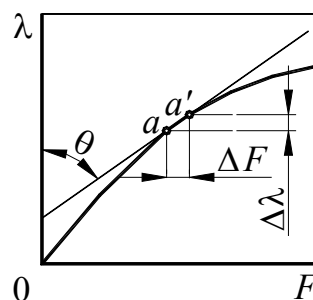


Рис. 5.5.17

Источником погрешностей, вносимых упругими измерительными элементами, является несовершенство упругих свойств материалов, характеризующееся *упругим последствием* и *упругим гистерезисом*.

Упругое последствие проявляется в запаздывании деформации пружины по сравнению с изменением приложенной нагрузки, то есть деформация элемента продолжает изменяться, когда нагрузка уже стабилизировалась. На упругой характеристике (кривые 1 на рис. 5.5.18) это явление отмечено участками *AB* и *CO*.

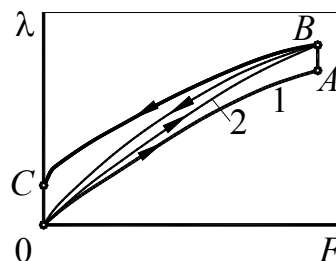


Рис. 5.5.18

Упругий гистерезис проявляется в несовпадении характеристик пружины при нагружении и при разгрузке (кривые 2 на рис. 5.5.18). Гистерезис зависит от величины напряжений, возникающих в материале при работе пружины. Поэтому для ряда чувствительных элементов величина допускаемых напряжений определяется не пределом прочности или текучести материала, а допустимой величиной гистерезиса.

5.5.5. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРУЖИН

В этом разделе рассмотрены расчет и проектирование наиболее часто встречающихся в практике пружин.

5.5.5.1. ВИТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ И РАСТЯЖЕНИЯ

5.5.5.1.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВИТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН

Метод определения размеров этих пружин сжатия и растяжения из стали круглого сечения приведен в ГОСТ 13765-86.

Эти пружины характеризуются следующими основными параметрами (рис. 5.5.19):

- диаметром d проволоки или размерами поперечного сечения пружины;
- средним диаметром D_0 ;
- индексом c (для пружин с круглым сечением витка):

$$c = \frac{D_0}{d}; \quad (5.5.9)$$

- числом рабочих витков n ;
- длиной рабочей части H_0 ;

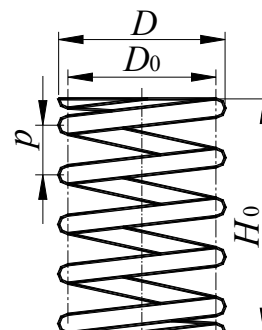


Рис. 5.5.19

— шагом витков p :

$$p = \frac{H_0}{n}; \quad (5.5.10)$$

— углом подъема витков α :

$$\alpha = \arctg \frac{p}{\pi D_0}. \quad (5.5.11)$$

Последние три параметра рассматривают в *ненагруженном* и в *нагруженном* состояниях.

Индекс пружины характеризует *кривизну* витка. Пружины с индексом $c \leq 3$ применять не рекомендуется из-за высокой концентрации напряжений в витках. Обычно индекс пружины выбирают в зависимости от диаметра проволоки следующим образом:

для $d \leq 2,5$ мм $c = 5-12$;

для $d = (3-5)$ мм $c = 4-10$;

для $d = (6-12)$ мм $c = 4-9$;

5.5.5.1.2. НАПРЯЖЕНИЯ В СЕЧЕНИЯХ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВИТКОВ

Под действием силы F , направленной вдоль оси винтовой пружины, в поперечном сечении витка пружины возникают результирующая внутренняя сила F , параллельная оси пружины, и момент T , плоскость которого совпадает с плоскостью пары сил F (рис. 5.5.20).

$$T = F \frac{D_0}{2} \quad (5.5.12)$$

Нормальное поперечное сечение витка наклонено к плоскости момента на угол α .

Проектируя на оси x , y и z (рис. 5.5.20, б), связанные с нормальным сечением витка, силу F и момент T , получим:

$$F_x = F \cos \alpha; \quad (5.5.13)$$

$$F_n = F \sin \alpha; \quad (5.5.14)$$

$$T = M_z = \frac{FD_0 \cos \alpha}{2}; \quad (5.5.15)$$

$$M_x = \frac{FD_0 \sin \alpha}{2}. \quad (5.5.16)$$

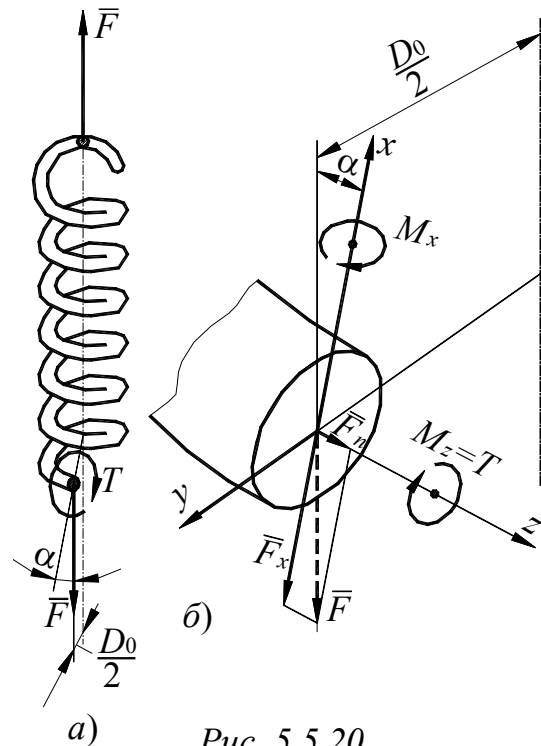


Рис. 5.5.20

Угол подъема витков мал (обычно $\alpha \leq 12^\circ$), поэтому с достаточной степенью достоверности можно принять:

$$\sin \alpha \approx 0, \quad (5.5.17)$$

$$\cos \alpha \approx 1 \quad (5.5.18)$$

и считать, что в сечении витка пружины возникают только касательные напряжения от действия крутящего момента T , пренебрегая при этом остальными силовыми факторами.

Максимальное касательное напряжение τ_{\max} в сечении витка равно:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p}, \quad (5.5.19)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения витка.

Учитывая кривизну витков и равенство (5.5.15), уравнение (5.5.19) запишем в виде:

$$\tau_{\max} = \frac{kFD_0}{2W_p}, \quad (5.5.20)$$

где F – внешняя нагрузка (растягивающая или сжимающая);

D_0 – средний диаметр пружины;

k – коэффициент, учитывающий кривизну витков и форму сечения;

τ_p – допускаемое касательное напряжение при кручении.

Значение коэффициента k для пружин из круглой проволоки при индексе $c \geq 4$ можно вычислять по формуле:

$$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,65}{c}. \quad (5.5.21)$$

Для проволоки круглого поперечного сечения диаметром d полярный момент сопротивления W_p определяется по формуле, известной из курса по сопротивлению материалов:

$$W_p = \frac{2J_p}{d} = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (5.5.22)$$

где — J_p — полярный момент инерции сечения (определяется по формуле (5.2.11)).

Тогда с учетом формул (5.5.22) и (5.5.9) уравнение (5.5.20) можно записать в виде:

$$\tau_{\max} = \frac{8kFD_0}{\pi d^3} = \frac{8kFc}{\pi d^2} \leq \tau_p. \quad (5.5.23)$$

У пружины с углом подъема α до 12° осевое перемещение δ можно определить как:

$$\delta = \lambda_{\Pi} F, \quad (5.5.24)$$

где λ_{Π} – коэффициент осевой податливости пружины.

Податливость пружины можно определить из потенциальной энергии пружины (см. раздел 2.3.8). Величина потенциальной энергии пружины U_p определяется как:

$$U_p = \frac{F\delta}{2} = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{T^2}{GJ_p} dz, \quad (5.5.25)$$

где T – крутящий момент в сечении пружины от силы F ;
 G – модуль упругости второго рода (модуль сдвига);
 J_p – полярный момент инерции сечения. Из формулы (5.5.22)

очевидно, что:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4. \quad (5.5.26)$$

GJ_p – жесткость сечения витка на кручение.

Полная длина *рабочей* части витков l равна:

$$l \approx \pi D_0 n. \quad (5.5.27)$$

С учетом (5.5.26) и (5.5.27) из формулы (5.5.25) получаем:

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial F} = Fn \frac{\pi D_0^3}{4GJ_p}. \quad (5.5.28)$$

Коэффициент осевой податливости пружины λ_{Π} , на основании (5.5.24) и (5.5.28), равен:

$$\lambda_{\Pi} = \frac{\pi D_0^3}{4GJ_p} n = \lambda n, \quad (5.5.29)$$

где λ – осевая податливость одного витка (осадка в миллиметрах при действии силы F , равной 1 Н), определяемая по формуле:

$$\lambda = \frac{\pi D_0^3}{4GJ_p}. \quad (5.5.30)$$

Из формулы (5.5.29) следует, что коэффициент податливости пружины возрастает при увеличении числа витков, индекса и уменьшении модуля сдвига материала.

С учетом формул (5.5.9), (5.5.10), (5.5.26) зависимость (5.5.30) можно преобразовать к виду:

$$\lambda = \frac{8c^3}{Gd}. \quad (5.5.31)$$

Учтя зависимость (5.2.10), из (5.5.31) получаем:

$$\lambda = \frac{16(1+\mu)c^3}{Ed}, \quad (5.5.32)$$

где μ – коэффициент Пуассона;
 E – модуль упругости первого рода.

5.5.5.1.3. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРУЖИН

Расчет диаметра проволоки проводят по условию прочности (5.5.23). При заданном значении индекса c :

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kFc}{\tau_p}}, \quad (5.5.33)$$

где F – наибольшая внешняя нагрузка.

τ_p – допускаемые напряжения.

Допускаемые напряжения τ_p принимают:

— для пружин из сталей 60С2, 60С2Н2А и 50ХФА:

— при действии статических или медленно изменяющихся переменных нагрузок, а также для пружин неответственного назначения:

$$\tau_p = 750 \text{ МПа};$$

— для ответственных динамически нагруженных пружин:

$$\tau_p = 400 \text{ МПа};$$

— для динамически нагруженных пружин из бронзы:

— для ответственных пружин:

$$\tau_p = (0,2 - 0,3) \sigma_B;$$

— для неответственных пружин:

$$\tau_p = (0,2 - 0,3) \sigma_B.$$

Необходимое число рабочих витков определяют из соотношения (5.5.24) по заданному упругому перемещению δ пружины. Если пружина сжатия установлена с предварительной затяжкой (нагрузкой) F_1 , обеспечивающей плотное прилегание поджатых опорных витков пружины к деталям узла и позволяющей регулировку рабочей осадки δ пружины, то:

$$n = \frac{\delta}{\lambda(F - F_1)}. \quad (5.5.34)$$

В зависимости от назначения пружины силу F_1 принимают из соотношения:

$$F_1 = (0,1 - 0,5) F. \quad (5.5.35)$$

Число *рабочих* витков округляют с точностью до полувитка при $n \leq 20$ и до одного витка при $n > 20$.

Полное число витков:

При действии наибольшей внешней нагрузки длина пружины равна:
 $H = H_0 - \delta_2 = n\lambda F$. (5.5.43)

Наименьшая длина пружины H_2 будет при силе F_2 :

$$H_2 = H_0 - \delta_{\max}. \quad (5.5.44)$$

Угол θ наклона прямой $F = f(\delta)$ к оси абсцисс определяется из формулы:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_2}{\delta_{\max}} = \frac{F}{\delta_2} = \frac{F_1}{\delta_1} = \frac{1}{n\lambda}. \quad (5.5.45)$$

Усилие *предварительного натяжения* F_0 , возникающее в процессе навивки пружины *растяжения* (см. раздел 5.3.2.1), обычно оценивают в долях предельного усилия $F_{\text{пред}}$ (рис. 5.5.22), вызывающего в материале пружины напряжение, равное пределу упругости. Ориентировочно принимают:

$$\text{при } d < 5 \text{ мм } F_0 = 0,33 F_{\text{пред}};$$

$$\text{при } d > 5 \text{ мм } F_0 = 0,25 F_{\text{пред}};$$

$$F_{\text{пред}} = (1,1-1,2) F,$$

где $F_{\text{кон}}$ – наибольшая рабочая нагрузка, соответствующая напряжению τ_p , по которой производится расчет.

Начальная (установочная) нагрузка F_1 , обеспечивающая плотное прилегание зацепов пружины к деталям узла и позволяющей регулировку рабочей осадки δ пружины, определяется назначением пружины.

Чтобы иметь возможность регулировать *конечную рабочую длину* пружины H , ее выбирают на (5-10)% меньше *предельной длины* H_2 . *Регулировочный ход* на рис. 5.5.22 обозначен как s .

Общая деформация пружины:

$$\lambda = H - H_0. \quad (5.5.47)$$

Так как пружина устанавливается в узел в несколько натянутом состоянии, соответствующем длине H_1 , то *рабочий ход* δ равен:

$$\delta = H - H_1. \quad (5.5.47)$$

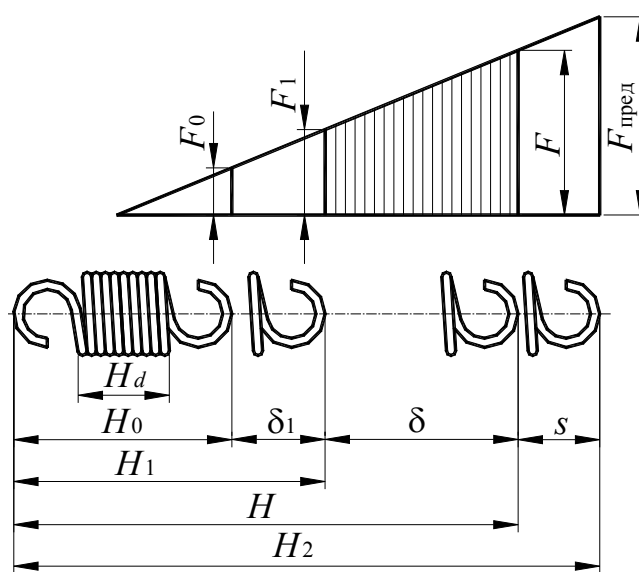


Рис. 5.5.22

Длина *разгруженной* пружины *растяжения* в зависимости от конструкции прицепов (концов), с помощью которых она устанавливается в узле, равна:

$$H_0 = H_d + 2h_3, \quad (5.5.48)$$

где H_d – длина, *занятая витками*, когда пружина полностью сжата:

$$H_d = nd, \quad (5.5.49)$$

h_3 — высота одного *зацепа*:

$$h_3 = (0,5 - 1,0)D_0. \quad (5.5.50)$$

При *максимальной* рабочей нагрузке длина пружины *растяжения* равна:

$$H = H_1 + n\lambda(F - F_1). \quad (5.5.51)$$

Длина *заготовки* l для пружины *растяжения* равна:

$$l = \frac{\pi D_0 n}{\cos \alpha} + 2l_3 \approx 3,3D_0 n + 2l_3, \quad (5.5.52)$$

где l_3 – длина части заготовки, оставленной на изготовление одного зацепа;

α – угол подъема витка ненагруженной пружины.

5.5.5.1.4. КОЭФФИЦИЕНТЫ БЕЗОПАСНОСТИ

При действии *статических* нагрузок пружины могут выходить из строя вследствие *пластических деформаций* в витках. По пластическим деформациям коэффициент безопасности S_T можно определять по рекомендации:

$$S_T = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} \geq 1,3, \quad (5.5.53)$$

где τ_{\max} – наибольшие касательные напряжения в витке пружины, вычисляемые по формуле (5.5.20), при максимальной нагрузке F (рис. 5.5.21, 5.5.22).

Пружины, *длительно* работающие при *переменных* нагрузках, необходимо рассчитывать на *сопротивление усталости*. Для пружин характерно асимметричное нагружение, при котором силы изменяются от F_1 до F . При этом напряжения в сечениях витков, в соответствии с формулой (5.5.23), равны:

$$\tau_{\max} = \frac{8kFc}{\pi d^2}, \quad (5.5.54)$$

$$\tau_{\min} = \frac{8kF_1c}{\pi d^2}. \quad (5.5.55)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла определяются по формулам:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (5.5.56)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (5.5.57)$$

По касательным напряжениям коэффициент безопасности определяется из условия:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{K_{\tau d}} + \psi_\tau \tau_m} \geq 2, \quad (5.5.58)$$

где $K_{\tau d}$ – масштабный коэффициент масштабного эффекта (для пружин из проволоки с диаметром до 8 мм $K_{\tau d}=1$);

ψ_τ – коэффициент асимметрии цикла; $\psi_\tau=0,1-0,2$.

τ_{-1} – предел выносливости материала пружины при переменном кручении по симметричному циклу:

– для сталей 65, 70, 55ГС, 65Г $\tau_{-1}=(300-350)$ МПа,

– для сталей 55С2, 60С2А $\tau_{-1}=(400-450)$ МПа,

– для стали 60С2ХФА $\tau_{-1}=(500-550)$ МПа.

Концентрацию напряжений учитывают коэффициентом k в формулах для напряжений.

В случае *резонансных* колебаний пружин (например, клапанных) может происходить возрастание переменной составляющей цикла при неизменном τ_m . В этом случае условие безопасности по переменным напряжениям имеет вид:

$$S_{at} = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_m}{\tau_a} \geq 2. \quad (5.5.59)$$

Для повышения сопротивления усталости пружины упрочняют дробеструйной обработкой, создающей в поверхностных слоях витков сжимающие остаточные напряжения. Эффект повышения сопротивления усталости при этом достигает (20-50)%.

5.5.5.2. ВИТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Пружины *кручения* (рис. 5.5.23) воспринимают нагрузку в виде крутящего момента T . Они широко применяются в сельскохозяйственных и других ма-

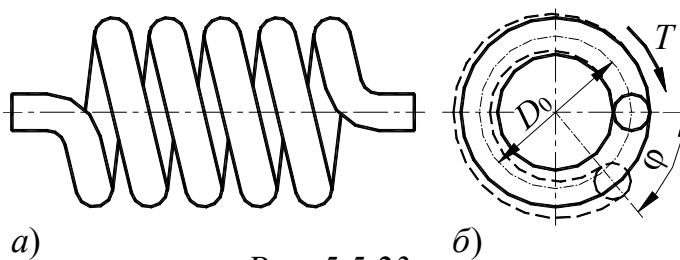


Рис. 5.5.23

шинах. Затрачиваемая работа в таких пружинах преобразуется в работу упругого поворота витков вокруг продольной оси пружины.

Пружины навивают с углом подъема $\alpha > 12^\circ$ с сохранением некоторого зазора между витками во избежание соприкосновения их при закручивании.

Для получения расчетных зависимостей, как и для пружин растяжения-сжатия, влияние дополнительных факторов, связанных с углом подъема и кривизной витков, учитывают коэффициентом k_0 .

Для пружин с витками *круглого* сечения:

$$k_0 = \frac{4c - 1}{4c - 4}. \quad (5.5.60)$$

При анализе работы пружины кручения, очевидно, что нагружающий момент T вызывает чистый изгиб витка. С учетом k_0 максимальные напряжения изгиба в сечении σ_F определяют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{Mk_0}{W} \leq \sigma_{Fp}, \quad (5.5.61)$$

где W – момент сопротивления сечения витка пружины, определяемый для круглого сечения по формуле (5.2.4).

Из формулы (5.5.61) с учетом (5.2.4) получаем:

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{Mk_0}{\sigma_{Fp}}}, \quad (5.5.62)$$

где σ_{Fp} – допускаемое напряжение на изгиб для материала проволоки;

$$\sigma_{Fp} = (1,25 - 1,50)\tau_p;$$

M – нагружающий момент.

Деформация пружины кручения (рис. 5.5.23) определяется *углом закручивания пружины между крайними витками* φ (рис. 5.5.23, б). В курсе по сопротивлению материалов была получена формула, связывающая модуль продольной упругости материала E , момент инерции площади сечения относительно нейтральной оси J и радиус кривизны изгибаемой балки ρ с изгибающим моментом M :

$$\frac{EJ}{\rho} = M, \quad (5.5.63)$$

Тогда, на основании формулы (5.5.63) и геометрической связи между радиусом балки, ее длиной и центральным углом, может быть найден по формуле:

$$\varphi = \frac{Ml}{EJ}, \quad (5.5.64)$$

где l – длина развернутой проволоки.

Длина развернутой проволоки для витых пружин определяется уравнением (5.5.27).

Для балки круглого сечения:

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (5.5.66)$$

где J — момент инерции поперечного сечения

С учетом уравнений (5.5.27) и (5.5.66), после преобразований, получаем из выражения (5.5.64) следующую формулу для определения количества рабочих витков при заданных материале и значениях D_0 , d и φ :

$$n = \frac{\varphi d^4 E}{64 M D_0}. \quad (5.5.66)$$

С учетом уравнений (5.2.4) и (5.5.9) из уравнения (5.5.66) получаем:

$$n = \frac{\varphi E k_0}{2 \pi c \sigma_{Fr}}. \quad (5.5.67)$$

Характеристика пружины, отражающая связь приложенного момента с деформацией, приведена на рис. 5.5.24.

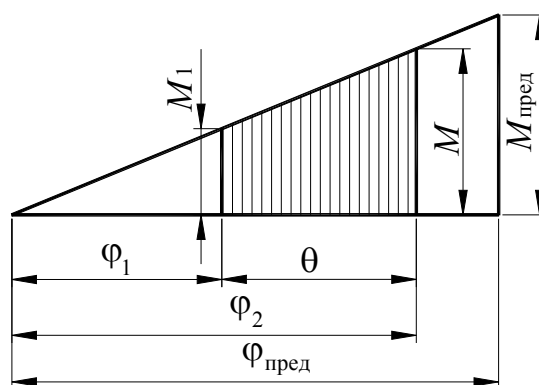


Рис. 5.5.24

Установочный момент M_1 соответствует предварительному закручиванию пружины на угол φ_1 . Он сообщает пружине предварительную напряженность и обеспечивает плотное начальное прилегание деталей узла.

Ориентировочно рекомендуется:

$$0,1M \leq M_1 \leq M_{\text{пред}}. \quad (5.5.68)$$

5.5.5.3. ПРУЖИНЫ СТЕРЖНЕВЫЕ (ТОРСИОНЫ)

Напряжение в стержневой пружине под действием крутящего момента T (рис. 5.5.10) при сплошном круглом сечении стержня определяют из условия статической прочности вала при кручении:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_k}{W_p} \leq \tau_p. \quad (5.5.69)$$

где τ_p — допускаемые касательные напряжения для материала пружины.

С учетом уравнения (5.5.22) получаем:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \leq \tau_p. \quad (5.5.70)$$

Угол закручивания стержня определим, воспользовавшись уравнением (5.2.9) с учетом (5.2.11) и (5.2.10):

$$\varphi = \frac{64(1+\mu)Tl}{\pi d^4 E}. \quad (5.5.71)$$

Решая совместно последние два равенства, получим формулу для определения диаметра сплошного торсионного стержня:

$$d = \frac{16(1+\mu)l\tau_p}{\varphi E}. \quad (5.5.72)$$

5.5.5.4. ПРУЖИНЫ БЛОЧНЫЕ СЖАТИЯ

Нагружаемые элементы блочных пружин сжатия (рис. 5.5.11, а) выполняются из упругих материалов, в качестве которого достаточно широко используется резина. Возникающие в них под действием нагружающей силы F напряжение сжатия σ и деформацию Δl определяют по двум условиям:

— прочности (2.3.27):

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_p, \quad (5.5.73)$$

— жесткости (2.3.30):

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} \leq \Delta l_p. \quad (5.5.74)$$

5.5.5.5. ПРУЖИНЫ СПИРАЛЬНЫЕ

При жестком закреплении концов спиральной пружины приложенный момент T вызывает чистый изгиб (рис. 5.5.25).

Ширину спирали b определим, воспользовавшись известными из раздела по сопротивлению материалов формулами, применяемыми для расчетов балок по напряжениям изгиба σ_F (см. раздел 2.5.7.2):

$$\sigma_F = \frac{M}{W} \leq \sigma_{Fp}, \quad (5.5.75)$$

для балки прямоугольного поперечного сечения:

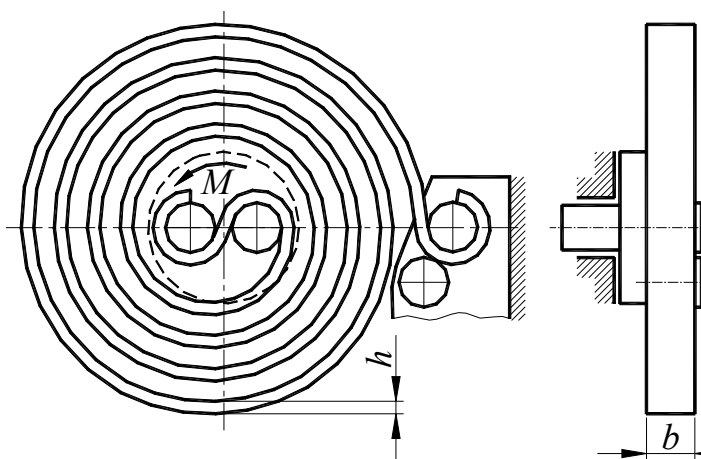


Рис. 5.5.25

$$W = \frac{bh^2}{6}. \quad (5.5.76)$$

Из формулы (5.5.75) с учетом формулы (5.5.76) после преобразований получим:

$$b = \frac{6M}{h^2 \sigma_{Fp}}. \quad (5.5.77)$$

Обычно принимают:

$$h = (0,03 - 0,04)d, \quad (5.5.78)$$

где d – диаметр валика.

При числе оборотов заводного барабана, равном n , угол закручивания φ равен:

$$\varphi = 2\pi n. \quad (5.5.79)$$

Деформацию вычисляют по формуле (5.5.64), полученной для цилиндрической витой пружины кручения. Подставив в нее вместо составляющих их значения из (5.5.79), (5.5.76), (5.5.72) после преобразований получим:

$$l = \frac{6\pi n h E}{\sigma_{Fp}}. \quad (5.5.80)$$

5.5.5.6. ПРУЖИНЫ ПЛОСКИЕ

Напряжения изгиба в консольно заземленной пружине прямоугольного поперечного сечения (рис. 5.5.26) определяют по формуле (5.5.75) с учетом (5.5.75). Из уравнения (5.5.75) с учетом (5.5.75), после преобразований получим необходимую ширину пружины b :

$$b = \frac{6Fl}{h^2 \sigma_{Fp}}. \quad (5.5.81)$$

Прогиб балки δ определяется по формуле (см. раздел 2.5.8.1.4):

$$\delta = \frac{Fl^3}{3EJ}. \quad (5.5.82)$$

Подставив в формулу (5.5.82) вместо момента инерции поперечного сечения балки J его значением из (5.4.18), получим:

$$\delta = \frac{4Fl^3}{Eb h^3}. \quad (5.5.83)$$

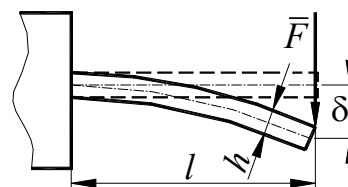


Рис. 5.5.26

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1 – 920 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 2 – 901 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 3 – 859 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Беляев Н.М. Соппротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1976. – 606 с.
6. Берлинер Э.М. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Э.М. Берлинер, А.В. Чичинадзе. – М.: Изд-во Машиностроение, 2003. -576 с.
7. Борисов С.И. Основы технической механики и детали механизмов приборов. / С.И. Борисов, Ф.Г. Зуев. – М.: Машиностроение, 1977.
8. Голубев А.И. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. / А.И. Голубев, Л.А. Кондаков – М.: Машиностроение, 1986.
9. Горбенко В.Т. Теория механизмов и машин: Учебное пособие / В.Т.Горбенко, М.В.Горбенко.– Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 144 с.
10. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. /— А.А.Готовцев, И.П.Котенок. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
11. Гурин В.В. Прикладная механика: Учебное пособие. – Томск: Изд. ТПУ, 2002.
12. Гурин В.В. Расчет и конструирование узлов и деталей машин / В.В.Гурин, В.М.Замятин. – Томск: Изд. ТПУ, 2005. Ч. 1 – 280 с.
13. Гурин В.В. Расчет и конструирование узлов и деталей машин / В.В.Гурин, В.М.Замятин. – Томск: Изд. ТПУ, 2005. Ч. 2 – 246 с.
14. Гурин В.В. Детали машин. Курсовое проектирование. В 2 кн.: Учеб. для вузов / В.В.Гурин, В.М.Замятин, А.М.Попов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 691 с.
15. Добровольский В.А. Детали машин. / В.А.Добровольский, К.И.Заблонский, С.Л.Мак, А.С.Радчик, Л.Б.Эрлих. – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
16. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Изд-во Академия, 2007. – 496 с.
17. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. – 352 с.
18. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. / Г.Б.Иосилевич, Г.Б.Строганов, Г.С.Маслов. М.: Высшая шк., 1989. – 352 с.

19. Коловский М.З. Теория машин и механизмов: Учебное пособие / М.З. Коловский, Ю.А. Семенов, А.Н. Евграфов. – М.: Изд-во Академия, 2006. – 560 с.
20. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения: Справ. – М.: Машиностроение, 1980. – 191 с.
21. Коросташевский Р.В. Справочник-каталог. Подшипники качения. / Р.В. Коросташевский, В.М. Нарышкин, В.Ф. Старостин, С.А. Добродорский, В.В. Евстигнеева, Г.Н. Раскуражева, С.Я. Юсим, Г.В. Фокин, Б.А. Ясин. – М. Машиностроение, 1984. – 280 с.
22. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987.
23. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин. / В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев, И.С.Кузьмин, И.З.Томсинский, В.Ф.Федоров, Е.С.Кисточкин, В.Г.Тюленев, В.И.Смирнов, М.В.Кащан, Г.С.Соколов, А.Л.Филипенков. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
24. Леликов О.П. Основы расчета и проектирование деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу Детали машин. 3-е изд., перераб и доп. / О.П. Леликов. – М.: Изд-во Машиностроение, 2007. – 464 с.
25. Машнев М.М. Теория механизмов и машин и детали машин. / М.М.Машнев, Е.Я.Красковский, П.А.Лебедев. – М.: Машиностроение, 1980. – 512 с.
26. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 1 – 560 с.
27. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 2 – 543 с.
28. Осецкий В.М. Прикладная механика / В.М. Осецкий, Б.Г. Горбачев, Г.А. Доброборский, Н.С. Козловский, Е.И. Моисеенко, Г.В. Мясников, В.С. Первалов, И.Н. Фольк. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.
29. Степин П.А. Соппротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1979. – 312 с.
30. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С.Козинцев. – М.: Машиностроение, 1984.
31. Юдин В.А. Теория механизмов и машин. / В.А.Юдин, П.В.Петрокас. – М.: Высшая шк., 1967. – 528 с.
32. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение. 6-е изд. 1986. – 352 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Место и значение курса «Механика» в ряду общеинженерных дисциплин. Задачи курса.....	3
1. Основы теории механизмов.....	4
1.1. Общие сведения.....	4
1.2. Структура элементов механизмов.....	6
1.2.1. Звенья механизмов.....	6
1.2.3. Кинематические пары и их классификация.....	8
1.2.4. Кинематические цепи и их классификация.....	13
1.2.5. Степень подвижности кинематической цепи.....	14
1.3. Механизмы и их классификация.....	15
1.3.1. Общие сведения о механизме. Свойства механизмов	15
1.3.2. Конструктивно-функциональная классификация механизмов.....	16
1.3.3. Рычажные механизмы.....	16
1.3.4. Кулачковые механизмы.....	18
1.3.5. Фрикционные механизмы.....	19
1.3.6. зубчатые механизмы.....	19
1.3.7. Червячная передача.....	20
1.3.8. Планетарные механизмы.....	20
1.3.9. Механизмы с гибкими звеньями.....	23
1.4. Кинематика механизмов.....	24
1.4.1. Общие положения.....	24
1.4.2. Структурная классификация плоских рычажных механизмов.....	24
1.4.3. План положений механизма.....	28
1.4.4. Планы скоростей и ускорений механизма.....	30
1.4.4.1. Определение скоростей точек звеньев рычажных механизмов методом планов.....	31
1.4.4.2. Определение ускорений точек звеньев рычажных механизмов методом планов.....	34
1.4.5. Кинематический анализ механизмов методом кинематических диаграмм.....	38
1.4.5.1. Построение диаграмм.....	38
1.4.5.2. Графическое дифференцирование (метод хорд).....	41
1.4.5.3. Графическое интегрирование.....	43
1.4.6. Кинематический анализ механизмов для передачи вращательного движения.....	45
1.4.6.1. Аналитический метод кинематического анализа колесных механизмов.....	45

1.4.6.1.1. Общие положения.....	45
1.4.6.1.2. Механизмы с последовательным соединением колес	46
1.4.6.1.3. Механизмы со ступенчатым соединением колес.....	47
1.4.6.1.4. Планетарные передачи.....	47
1.4.6.2. Графоаналитический метод кинематического анализа колесных механизмов.....	52
1.4.6.2.1. Общие положения.....	52
1.4.6.2.2. Механизмы с последовательным соединением колес	52
1.4.6.2.3. Планетарные передачи.....	54
1.5. Введение в динамику механизмов.....	56
1.5.1. Основные понятия.....	56
1.5.2. Кинетическая энергия механизма. Приведение масс в механизмах.....	57
1.5.3. Классификация сил, действующих на механизм. Механические характеристики.....	60
1.5.4. Приведение сил в механизмах.....	63
1.5.5. Уравнение движения механизма в конечной форме. Три стадии движения механизма.....	65
1.5.5.1. Пуск в ход (разбег).....	66
1.5.5.2. Установившееся движение.....	67
1.5.5.3. Останов (выбег) механизма.....	67
1.5.6. Механический коэффициент полезного действия механизма.....	68
1.5.7. Уравнение движения механизма в дифференциальной форме.....	71
1.6. Трение в кинематических парах.....	74
1.6.1. Основные понятия.....	74
1.6.2. Трение в низших кинематических парах.....	77
1.6.2.1. Трение в поступательной паре.....	77
1.6.2.2. Трение в клинчатом ползуне.....	80
1.6.2.3. Трение в винтовой паре.....	81
1.6.2.4. Трение во вращательной паре.....	82
1.6.3. Трение в высших кинематических парах.....	85
1.6.3.1. Трение качения.....	85
1.6.3.2. Трение гибких тел.....	86
1.7. Кинетостатика механизмов.....	87
1.7.1. Основные понятия.....	87
1.7.2. Условие статической определимости кинематической цепи.....	88
1.7.3. Приведение к каноническому виду сил инерции звена плоского механизма.....	89

1.7.4. Кинетостатический расчет плоских механизмов с низшими кинематическими парами.....	93
1.7.4.1. Диада первого вида (ВВВ).....	93
1.7.4.2. Диада второго вида (ВВП).....	95
1.7.4.3. Диада третьего вида (ВПВ).....	97
1.7.4.4. Ведущее звено.....	99
1.7.5. Учет трения при кинетостатическом расчете механизмов.....	100
1.8. Синтез механизмов.....	103
1.8.1. Общие положения.....	103
1.8.2. Синтез плоских рычажных механизмов.....	103
1.8.2.1. Основные задачи проектирования кинематических схем механизмов.....	103
1.8.2.1.1. Условие существования кривошипа.....	107
1.8.2.1.2. Траектории точек звеньев.....	108
1.8.2.1.3. Коэффициент изменения средней скорости ведомого звена.....	111
1.8.2.2. Проектирование шарнирного четырехзвенника.....	114
1.8.2.3. Проектирование кривошипно-ползунного механизма.....	116
1.8.2.4. Проектирование кулисного механизма.....	117
1.8.3. Синтез передаточных механизмов.....	118
2. Основы сопротивления материалов.....	119
2.1. Общие сведения.....	119
2.2. Основные понятия и определения.....	120
2.2.1. Внешние и внутренние силы.....	120
2.2.2. Понятие о напряжениях.....	123
2.2.3. Конструктивные элементы механизмов и машин.....	126
2.2.4. Основные гипотезы и допущения.....	127
2.3. Растяжение и сжатие.....	129
2.3.1. Внутренние усилия.....	129
2.3.2. Напряжения.....	130
2.3.3. Деформации и перемещения.....	131
2.3.4. Механические характеристики и свойства материалов.....	132
2.3.4.1. Общие сведения.....	132
2.3.4.2. Испытания материалов.....	133
2.3.4.2.1. Испытания на растяжение.....	133
2.3.4.2.2. Испытания на сжатие.....	136
2.3.4.3. Механические характеристики материалов.....	137
2.3.4.3.1. Основные характеристики.....	137
2.3.4.3.2. Явление наклепа.....	139

2.3.4.3.3. Влияние времени на деформацию. Последствие. Ползучесть. Релаксация.....	139
2.3.4.3.4. Влияние температуры.....	140
2.3.4.3.5. Твердость.....	141
2.3.4.3.6. Ударная вязкость.....	142
2.3.5. Допускаемые напряжения и запасы прочности.....	143
2.3.6. Расчеты при растяжении (сжатии).....	145
2.3.6.1. Расчеты на прочность.....	145
2.3.6.2. Расчеты на жесткость.....	146
2.3.6.3. Пример расчетов на прочность и жесткость при растяжении (сжатии).....	146
2.3.7. Напряженное состояние.....	148
2.3.7.1. Напряжения в наклонных сечениях при растяжении (сжатии) в одном направлении.....	148
2.3.7.2. Закон парности касательных напряжений.....	150
2.3.7.3. Определение напряжений в наклонных сечениях при растяжении (сжатии) в двух направлениях.....	151
2.3.7.3.1. Частный случай 1.....	152
2.3.7.3.2. Частный случай 2.....	152
2.3.7.4. Определение главных напряжений и положения главных площадок.....	152
2.3.7.5. Зависимость между деформациями и напряжениями при плоском и объемном напряженных состояниях (обобщенный закон Гука).....	154
2.3.8. Работа внешних и внутренних сил при растяжении (сжатии). Потенциальная энергия деформации.....	157
2.4. Сдвиг.....	159
2.4.1. Основные понятия.....	159
2.4.2. Потенциальная энергия при сдвиге. Зависимость между тремя упругими постоянными.....	161
2.5. Изгиб.....	162
2.5.1. Общие понятия о деформации изгиба.....	162
2.5.2. Типы опор балок.....	164
2.5.3. Определение опорных реакций.....	165
2.5.4. Определение внутренних усилий при изгибе.....	167
2.5.5. Зависимость между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределенной нагрузки.....	168
2.5.6. Построение эпюр изгибающих моментов и поперечных сил.....	169
2.5.7. Напряжения при изгибе. Расчеты на прочность.....	173

2.5.7.1. Общие сведения.....	173
2.5.7.2. Условия прочности по нормальным напряжениям	177
2.5.7.3. Определение касательных напряжений	181
2.5.8. Определение перемещений при изгибе	187
2.5.8.1. Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки	187
2.5.8.1.1. Деформация двухопорной балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой	190
2.5.8.1.2. Деформация консольной балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой	192
2.5.8.1.3. Деформация двухопорной балки, нагруженной сосредоточенной силой	193
2.5.8.1.4. Деформация консольной балки, нагруженной сосредоточенной силой F	196
2.5.8.2. Определение перемещений при нескольких участках нагружения и переменной жесткости балок. Универсальные уравнения.....	197
2.6. Кручение.....	203
2.6.1. Построение эпюр крутящих моментов.....	203
2.6.2. Определение напряжений в стержнях круглого сечения.....	205
2.6.3. Деформации и перемещения при кручении валов....	209
2.6.3.1. Расчет деформаций и перемещений при кручении...	209
2.6.3.2. Построение эпюр угловых перемещений при кручении.....	210
2.7. Сложное сопротивление.....	212
2.7.1. Общие положения.....	212
2.7.2. Теории прочности.....	212
2.7.2.1. Первая теория прочности.....	214
2.7.2.2. Вторая теория прочности.....	215
2.7.2.3. Третья теория прочности.....	216
2.7.2.4. Четвертая теория прочности.....	217
2.7.2.5. Пятая теория прочности.....	219
2.7.2.6. Рекомендации по применению теорий прочности....	220
2.7.3. Расчеты на прочность и жесткость при сложном сопротивлении.....	220
2.7.3.1. Изгиб в двух плоскостях (косой изгиб).....	221
2.7.3.2. Изгиб с кручением.....	226
2.7.3.2.1. Определение составляющих реакций в опорах.....	228
2.7.3.2.2. Построение эпюр изгибающих моментов.....	229
2.7.3.2.3. Построение эпюр крутящих моментов.....	230
2.7.3.2.4. Проверка прочности вала.....	230

2.8. Расчет тонкостенных сосудов.....	232
2.9. Расчет сжатых стержней на устойчивость (продольный изгиб).....	236
2.9.1. Устойчивые и неустойчивые формы равновесия.....	236
2.9.2. Формула Эйлера для критической силы.....	238
2.9.3. Влияние способа закрепления концов стержня на величину критической силы.....	240
2.9.4. Пределы применимости формулы Эйлера.....	240
2.9.5. Эмпирические формулы для определения критических напряжений.....	242
2.9.6. Практическая формула для расчета на устойчивость	242
2.10. Местные напряжения.....	245
2.10.1. Виды местных напряжений.....	245
2.10.2. Концентрация напряжений.....	246
2.10.2.1. Концентрация напряжений при растяжении (сжатии)	247
2.10.2.2. Концентрация напряжений при изгибе.....	248
2.10.2.3. Концентрация напряжений при кручении.....	248
2.10.3. Контактные напряжения.....	250
2.11. Прочность материалов при переменных напряжениях.....	255
2.11.1. Основные понятия об усталостной прочности.....	255
2.11.2. Предел выносливости при симметричном цикле..... Диаграмма пределов выносливости.....	258
2.11.3. Диаграмма предельных напряжений.....	259
2.11.4. Факторы, влияющие на величину предела выносливости.....	261
2.11.4.1. Влияние концентрации напряжений.....	262
2.11.4.2. Влияние размеров деталей.....	262
2.11.4.3. Влияние состояния поверхности.....	263
2.11.4.4. Определение предела выносливости при симметричном цикле.....	264
2.11.5. Расчеты на прочность при переменных напряжениях	265
3. Стандартизация и взаимозаменяемость.....	267
3.1. Основные сведения.....	267
3.2. Ошибки деталей и механизмов.....	268
3.3. Допуски и посадки.....	270
3.3.1. Термины и определения.....	270
3.3.2. Системы допусков и посадок.....	275
3.3.3. Посадки колец подшипников качения на вал и в корпус.....	283
3.4. Шероховатость поверхностей деталей.....	284

4. Передаточные механизмы.....	288
4.1. Общие сведения.....	288
4.2. Общая задача о передаче движения.....	288
4.3. Фрикционные передачи.....	291
4.3.1. Общие сведения.....	291
4.3.2. Фрикционные передачи с жесткими рабочими телами (фрикционными катками).....	292
4.3.2.1. Общие сведения.....	292
4.3.2.2. Кинематические соотношения.....	292
4.3.2.3. Силовые соотношения.....	295
4.3.2.4. Прочностной расчет.....	296
4.3.3. Ременные передачи.....	299
4.3.3.1. Общие сведения.....	299
4.3.3.2. Геометрия передачи.....	301
4.3.3.3. Принцип действия ременной передачи.....	301
4.3.3.4. Натяжение ветвей ремня.....	303
4.3.3.5. Напряжения в ремнях.....	304
4.3.3.6. Кинематика ременных передач.....	305
4.3.3.7. Расчет передачи.....	306
4.3.3.8. Особенности клиноременных передач.....	310
4.3.3.9. КПД ременных передач.....	311
4.3.3.10. Давления на валы.....	312
4.3.3.11. Шкивы ременных передач.....	312
4.4. Передачи зацеплением с непосредственным контактом жестких звеньев.....	313
4.4.1. Общие сведения.....	313
4.4.2. Плоские зубчатые передачи.....	315
4.4.2.1. Общие положения.....	315
4.4.2.2. Линия зацепления.....	316
4.4.2.3. Эвольвента. Эволюта. Эвольвентное зацепление.....	317
4.4.2.4. Цилиндрические зубчатые прямозубые передачи с круглыми колесами.....	321
4.4.2.4.1. Основные понятия и определения.....	321
4.4.2.4.2. Способы изготовления зубчатых колес. Станочное зацепление.....	332
4.4.2.4.2.1. Общие сведения.....	332
4.4.2.4.2.2. Станочное зацепление.....	333
4.4.2.4.2.3. Подрезание зубьев. Наименьшее число зубьев.....	335
4.4.2.5. Цилиндрические зубчатые косозубые передачи с круглыми колесами. Их особенности.....	338
4.4.2.5.1. Основные понятия и определения.....	338

4.4.2.5.2. Геометрические взаимосвязи в косозубой цилиндрической эвольвентной передаче.....	340
4.4.2.5.3. Способы изготовления косозубых зубчатых колес...	345
4.4.2.6. Прочностной расчет и конструирование плоских эвольвентных зубчатых передач.....	346
4.4.2.6.1. Цилиндрические зубчатые прямозубые передачи с круглыми колесами.....	346
4.4.2.6.1.1. Материалы зубчатых колес. Допускаемые напряжения.....	346
4.4.2.6.1.2. Условия работы зубьев в зацеплении и критерии работоспособности передачи.....	348
4.4.2.6.1.3. Расчетная нагрузка.....	352
4.4.2.6.1.4. Расчет рабочих поверхностей зубьев на прочность по контактным напряжениям.....	354
4.4.2.6.1.5. Расчет зубьев на прочность по изгибным напряжениям.....	357
4.4.2.6.2. Особенности прочностного расчета цилиндрических зубчатых косозубых передач по сравнению с прямозубыми.....	362
4.4.2.6.2.1. Силы, действующие в зацеплении.....	362
4.4.2.6.2.2. Расчет зубьев по контактным напряжениям.....	362
4.4.2.6.2.3. Расчет зубьев по напряжениям изгиба.....	365
4.4.3. Пространственные зубчатые передачи.....	366
4.4.3.1. Общие сведения.....	366
4.4.3.2. Конические передачи.....	366
4.4.3.2.1. Геометрические взаимосвязи в косозубой цилиндрической эвольвентной передаче.....	366
4.4.3.2.2. Нарезание конических зубчатых колес.....	377
4.4.3.2.3. Прочностной расчет конических зубчатых передач..	378
4.4.3.2.3.1. Силы, действующие в зацеплении.....	378
4.4.3.2.3.2. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактной прочности.....	379
4.4.3.2.3.3. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по изгибной прочности.....	381
4.4.3.3. Червячные передачи.....	383
4.4.3.3.1. Общие сведения.....	383
4.4.3.3.2. Геометрические и кинематические взаимосвязи в червячной передаче с архимедовым червяком.....	384
4.4.3.3.3. Силы, действующие в зацеплении.....	390
4.4.3.3.4. Материалы элементов червячных передач.....	391
4.4.3.3.5. Прочностной расчет червячной передачи.....	392
4.4.3.3.5.1. Общие сведения.....	392

4.4.3.3.5.2. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по контактным напряжениям.....	393
4.4.3.3.5.3. Прочностной расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба.....	395
4.4.3.3.6. Тепловой расчет червячной передачи.....	395
4.5. Цепные передачи.....	396
4.5.1. Общие сведения.....	396
4.5.2. Виды цепей и их характеристики.....	396
4.5.3. Передаточное число цепной передачи.....	400
4.5.4. Геометрический расчет цепной передачи.....	401
4.5.5. Звездочки цепных передач.....	404
4.5.6. Силы, действующие в цепной передаче.....	406
4.5.7. Расчет роликовой цепной передачи по критериям ее работоспособности.....	407
4.5.7.1. Проектный расчет.....	408
4.5.7.2. Проверочные расчеты.....	411
4.5.7.2.1. Проверка по числу ударов цепи о зубья звездочек...	411
4.5.7.2.2. Проверка по давлению в шарнирах цепи.....	411
4.5.7.2.3. Проверка прочности цепи по коэффициенту безопасности.....	412
5. Детали машин общего назначения.....	413
5.1. Соединения.....	413
5.1.1. Неразъемные соединения.....	414
5.1.1.1. Заклепочные соединения.....	414
5.1.1.1.1. Общие сведения.....	414
5.1.1.1.2. Определение основных параметров заклепочных швов.....	416
5.1.1.2. Сварные соединения.....	418
5.1.1.2.1. Общие сведения.....	418
5.1.1.2.2. Виды сварных соединений.....	420
5.1.1.2.3. Выбор сварочных материалов.....	422
5.1.1.2.4. Допускаемые напряжения.....	424
5.1.1.2.5. Расчет на прочность типовых сварных соединений...	426
5.1.1.3. Соединения с гарантированным натягом.....	427
5.1.1.3.1. Общие сведения.....	427
5.1.1.3.2. Расчет соединений и подбор посадки.....	428
5.1.2. Разъемные соединения.....	432
5.1.2.1. Резьбовые соединения.....	432
5.1.2.1.1. Резьбы и их классификация.....	432
5.1.2.1.2. Области применения резьб.....	437
5.1.2.1.3. Основные конструкции резьбовых соединений.....	438

5.1.2.1.4. Материалы крепежных деталей.....	440
5.1.2.1.5. Виды резьбовых крепежных соединений.....	441
5.1.2.1.6. Силовые параметры при затяжке резьбового соединения.....	441
5.1.2.1.7. Расчеты резьбовых соединений на прочность.....	443
5.1.2.1.7.1. Ненапряженное болтовое соединение, нагруженное осевой силой.....	443
5.1.2.1.7.2. Болтовое соединение, нагруженное осевой силой с затягиванием под нагрузкой.....	444
5.1.2.1.7.3. Ненапряженное болтовое соединение с поперечной нагрузкой.....	444
5.1.2.1.7.4. Соединение призонными болтами.....	446
5.1.2.1.7.5. Напряженное болтовое соединение с поперечной нагрузкой.....	446
5.1.2.1.7.6. Болтовое соединение с эксцентричным приложением нагрузки.....	447
5.1.2.2. Шпоночные соединения.....	448
5.1.2.2.1. Общие сведения.....	448
5.1.2.2.2. Расчеты шпоночных соединений.....	449
5.1.2.2.2.1. Материалы шпонок.....	449
5.1.2.2.2.2. Шпоночное соединение с призматической шпонкой.....	449
5.1.2.2.2.3. Шпоночное соединение с сегментной шпонкой.....	453
5.1.2.2.2.4. Шпоночное соединение с цилиндрической шпонкой.....	453
5.1.2.3. Шлицевые соединения.....	454
5.1.2.3.1. Общие сведения.....	454
5.1.2.3.2. Расчеты шлицевых соединений.....	455
5.1.2.3.2.1. Шлицевые соединения с прямобочными шлицами.....	455
5.1.2.3.2.2. Шлицевые соединения с эвольвентными шлицами.....	456
5.1.2.3.2.3. Шлицевые соединения с треугольными шлицами.....	458
5.1.2.4. Штифтовые соединения.....	459
5.2. Валы и оси.....	461
5.2.1. Общие сведения.....	461
5.2.2. Материалы валов и осей.....	464
5.2.3. Критерии работоспособности валов и осей.....	464
5.2.4. Расчеты на прочность и конструирование валов.....	465
5.2.4.1. Общие сведения.....	465
5.2.4.2. Ориентировочный расчет вала.....	465
5.2.4.3. Конструирование вала.....	466
5.2.4.3.1. Определение диаметров на различных участках вала.....	466
5.2.4.3.2. Определение осевых размеров участков вала.....	467
5.2.4.4. Уточненный (поверочный) расчет.....	467

5.2.4.4.1. Расчет валов на прочность и сопротивление усталости.....	467
5.2.4.4.1.1. Общие положения.....	467
5.2.4.4.1.2. Определение нагрузок, действующих на вал.....	469
5.2.4.4.1.3. Проверочный расчет вала по статической прочности	471
5.2.4.4.1.4. Проверочный расчет вала по усталостной прочности	471
5.2.4.4.2. Проверка валов на жесткость.....	473
5.3. Опоры валов.....	474
5.3.1. Общие сведения.....	474
5.3.2. Подшипники качения.....	475
5.3.2.1. Классификация подшипников качения.....	475
5.3.2.2. Маркировка подшипников качения.....	478
5.3.2.3. Характеристики подшипников качения основных типов.....	482
5.3.2.3.1. Тип 0 – шариковый радиальный подшипник.....	482
5.3.2.3.2. Тип 1 – шариковый радиальный сферический подшипник.....	483
5.3.2.3.3. Тип 2 – роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами.....	483
5.3.2.3.4. Тип 6 – шариковый радиально-упорный подшипник	484
5.3.2.3.5. Тип 7 – роликовый конический подшипник.....	485
5.3.2.3.6. Тип 8 – шариковый упорный или упорно-радиальный подшипник.....	485
5.3.2.4. Подшипники качения специального назначения.....	486
5.3.2.5. Материалы деталей подшипников качения.....	487
5.3.2.6. Зазоры в подшипниках качения.....	487
5.3.2.7. Допуски, посадки и шероховатость поверхностей подшипников и сопрягаемых с ними деталей.....	488
5.3.2.8. Основные схемы установки подшипников качения...	490
5.3.2.9. Критерии работоспособности подшипников качения	493
5.3.2.10. Указания по подбору подшипников качения.....	493
5.3.2.11. Статическая грузоподъемность подшипников качения. Статическая эквивалентная нагрузка.....	494
5.3.2.11.1. Общие сведения.....	494
5.3.2.11.2. Базовая статическая грузоподъемность.....	495
5.3.2.11.3. Статическая эквивалентная нагрузка.....	496
5.3.2.12. Динамическая грузоподъемность подшипников качения. Динамическая эквивалентная нагрузка.....	498
5.3.2.12.1. Общие сведения.....	498
5.3.2.12.2. Базовая динамическая расчетная грузоподъемность.	499
5.3.2.12.3. Динамическая эквивалентная нагрузка.....	501

5.3.2.13. Расчетный ресурс подшипника.....	504
5.3.2.14. Выбор и расчет подшипников качения.....	506
5.3.2.14.1. Силы, нагружающие подшипники.....	506
5.3.2.14.1.1. Радиальные реакции.....	506
5.3.2.14.1.2. Осевые реакции.....	507
5.3.2.14.2. Подбор подшипников.....	510
5.3.2.14.2.1. Расчет подшипников на статическую грузоподъемность.....	510
5.3.2.14.2.2. Расчет подшипников на заданный ресурс.....	511
5.3.3. Смазка и уплотнения опор на подшипниках качения	517
5.3.3.1. Общие сведения.....	517
5.3.3.2. Подача смазочных материалов к поверхностям трения.....	518
5.3.3.2.1. Смазка подшипников качения.....	518
5.3.3.3. Уплотнения опор.....	520
5.3.4. Подшипники скольжения.....	522
5.3.4.1. Общие характеристики.....	522
5.3.4.2. Опоры скольжения приборов.....	522
5.3.4.2.1. Конические опоры.....	523
5.3.4.2.2. Опоры на центрах.....	523
5.3.4.2.3. Опоры на кернах.....	525
5.3.4.2.4. Шаровые опоры.....	527
5.3.4.3. Смазка опор приборов.....	527
5.4. Муфты.....	527
5.4.1. Общие сведения и классификация муфт.....	527
5.4.1.1. Постоянные муфты.....	529
5.4.1.1.1. Втулочные муфты.....	529
5.4.1.1.2. Фланцевые муфты.....	530
5.4.1.1.3. Упругие муфты.....	531
5.4.1.1.3.1. Упругие втулочно-пальцевые муфты.....	531
5.4.1.1.3.2. Упругие муфты с торообразной оболочкой.....	532
5.4.1.1.3.3. Упругие муфты со звездочкой.....	532
5.4.1.1.4. Компенсирующие муфты.....	533
5.4.1.1.4.1. Зубчатые муфты.....	533
5.4.1.1.4.2. Шарнирные муфты.....	534
5.4.1.2. Сцепные муфты.....	535
5.4.1.2.1. Сцепные управляемые муфты.....	538
5.4.1.2.2. Сцепные самоуправляемые муфты.....	538
5.4.1.2.2.1. Предохранительные муфты.....	538
5.4.1.2.2.2. Обгонные муфты.....	539
5.4.1.2.2.3. Центробежные муфты.....	542

5.5. Пружины.....	544
5.5.1. Назначение и классификация пружин.....	544
5.5.2. Конструкции пружин.....	546
5.5.2.1. Пружины растяжения.....	546
5.5.2.2. Пружины сжатия.....	546
5.5.2.3. Пружины кручения.....	548
5.5.2.4. Многожильные витые пружины.....	548
5.5.2.5. Плоские пружины.....	549
5.5.3. Материалы пружин.....	549
5.5.4. Основные свойства упругих элементов.....	550
5.5.5. Расчет и проектирование пружин.....	552
5.5.5.1. Витые цилиндрические пружины сжатия и растяжения.....	552
5.5.5.1.1. Основные параметры витых цилиндрических пружин	552
5.5.5.1.2. Напряжения в сечениях и перемещения витков.....	553
5.5.5.1.3. Расчет и проектирование пружин.....	556
5.5.5.1.4. Коэффициенты безопасности.....	559
5.5.5.2. Витые цилиндрические пружины кручения.....	560
5.5.5.3. Пружины стержневые (торсионы).....	562
5.5.5.4. Пружины блочные сжатия.....	563
5.5.5.5. Пружины спиральные.....	563
5.5.5.6. Пружины плоские.....	564
Литература.....	565
Оглавление.....	567

Учебное издание

ГУРИН Владимир Васильевич
ЗАМЯТИН Владимир Маркович
ПОПОВ Анатолий Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебник для вузов

Научный редактор
доктор технических наук,

профессор

Ан И-Кан

Редактор

И.О. Фамилия

Верстка

И.О. Фамилия

Дизайн обложки

И.О. Фамилия

Подписано к печати 00.00.2009. Формат 60×84/16. Бумага
«Снегурочка».

Печать XEROX. Усл.печ.л. 000. Уч.-изд.л. 000.

Заказ XXX. Тираж XXX экз.

Томский политехнический университет


Система менеджмента качества

Томского политехнического университета

сертифицирована

NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO
9001:2000



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.