

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

Г. П. Тариков, А. Т. Бельский, В. В. Комраков

ДЕТАЛИ МАШИН

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2010

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.42я73
Т19

Рецензенты: заведующий кафедрой «Детали машин и подъемно-транспортные машины и механизмы» БНТУ доктор технических наук, профессор *А. Т. Скойбеда*;
заведующий кафедрой «Детали машин, путевые и строительные машины» БелГУТ доктор технических наук, профессор *В. А. Довгяло*

Тариков, Г. П.

Т19 Детали машин : учеб. пособие / Г. П. Тариков, А. Т. Бельский, В. В. Комраков ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 167 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-963-0.

Рассмотрены расчеты и конструкции деталей машин и узлов общего назначения. Учебное пособие соответствует программе курса «Детали маши» для студентов машиностроительных и механических специальностей.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения».

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.42я73

ISBN 978-985-420-963-0

© Тариков Г. П., Бельский А. Т.,
Комраков В. В., 2010
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

ПРЕДИСЛОВИЕ

В зависимости от сложности и размеров машины разделяются на сборочные единицы и детали.

Деталь – изделие, изготавливаемое из однородного материала без применения сборочных операций. Деталью также называют изделия, подвергнутые защитным или декоративным покрытиям или изготовленные из одного и того же материала с помощью пайки, склейки, сварки и т. д.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на заводе изготовителя.

Детали машин подразделяются на две группы: детали общего назначения и детали специального назначения.

К деталям машин общего назначения относятся: элементы разъемных и неразъемных соединений, механические передачи, валы и оси, подшипники, муфты, упругие элементы, корпусные детали. В курсе «Детали машин» изучаются детали общего назначения.

Глава 1. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Нагрузки в машинах. Нагрузка, воспринимаемая деталью или узлом в процессе работы машины, называется *рабочей нагрузкой*.

Рабочие нагрузки могут быть постоянными и переменными. К постоянным нагрузкам можно отнести нагрузки от собственного веса. Как правило, на детали машин действуют переменные нагрузки.

В зависимости от характера их действия они подразделяются на статические, когда происходит постепенное изменение их значений, и динамические, приложения которых (внезапное приложение, удар) вызывает колебание системы.

В связи с переменным характером рабочих нагрузок вводится понятие номинальная нагрузка $F_{\text{ном}}$, которая, как правило, представляет собой наиболее длительно действующую нагрузку.

Под эквивалентной нагрузкой $F_{\text{эkv}}$ понимается такая нагрузка, которая заменяет фактически действующую переменную нагрузку, при этом они должны быть эквивалентны данному критерию работоспособности. В связи с этим эквивалентные нагрузки определяются с учетом коэффициента долговечности $k_{\text{долг}}$:

$$F_{\text{эkv}} = F_{\text{ном}} k_{\text{долг}}.$$

При расчете деталей машин используют расчетную нагрузку $F_{\text{р}}$, которая учитывает не только значение и характер изменения нагрузки, но и степень динамичности, распределения по контактирующим поверхностям, условия работы и передачи нагрузки, а также другие условия эксплуатации. Поэтому формула для определения нагрузки будет иметь вид:

$$F_{\text{р}} = F_{\text{эkv}} k_{\text{к}} k_{\text{д}} k_{\text{у}} \dots = F_{\text{ном}} k_{\text{долг}} k_{\text{к}} k_{\text{д}} k_{\text{у}} \dots$$

При расчетах часто используется удельная расчетная нагрузка ω , которая представляет собой отношение рабочей нагрузки $F_{\text{р}}$ к длине контактной линии l :

$$\omega = \frac{F_{\text{р}}}{l}.$$

Прочность. Прочность это способность деталей в определенных условиях и пределах, не разрушаясь, воспринимать те или иные воздействия.

В процессе эксплуатации из-за недостаточной прочности деталей могут возникать их пластические деформации и разрушения.

Расчеты на прочность ведут по допускаемым напряжениям или по коэффициентам запаса прочности.

Условие прочности по допускаемым напряжениям имеет вид:

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau],$$

где σ, τ – соответственно нормальные и касательные напряжения в опасном сечении детали; $[\sigma], [\tau]$ – соответственно допускаемые нормальные и касательные напряжения для материала детали.

Расчет по коэффициентам запаса прочности заключается в определении коэффициента запаса прочности

$$s = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\text{max}}},$$

где s – коэффициент запаса прочности; $\sigma_{\text{пред}}$ – предельное напряжение (при постоянной нагрузке равно пределу текучести $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{T}}$, при переменных – пределу выносливости $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{-1}$); σ_{max} – максимальное напряжение в опасном сечении детали.

Контактная прочность. Работоспособность деталей машин в некоторых случаях ограничивается прочностью рабочих поверхностей из-за действия контактных напряжений.

При контакте двух цилиндров (рис. 1.1) максимальное контактное напряжение σ_H , которое возникает на поверхности контакта, определяется по формуле Герца. Условие контактной прочности при этом имеет вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_{HP}],$$

где q – нагрузка на единицу длины контактной линии;
 $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости; μ – коэффициент

Пуассона; $[\sigma_{HP}]$ – допустимое контактное напряжение; $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны, который определяется из выражения

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}.$$

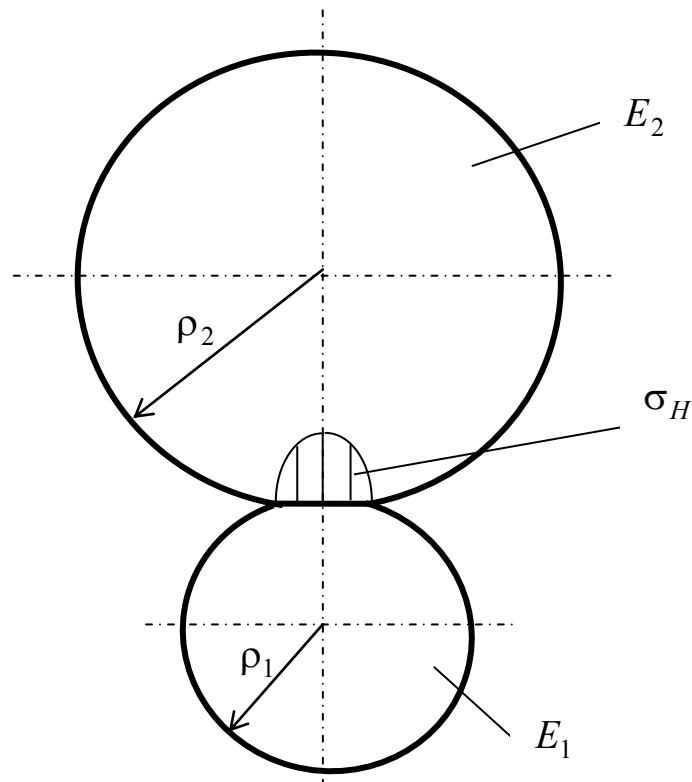


Рис. 1.1

Жесткость. Жесткость это способность деталей сопротивляться образованию деформации. При расчете на жесткость учитываются ограничения на значения деформаций, возникающих под действием внешних нагрузок.

Актуальность расчета на жесткость возрастает при применении высокопрочных материалов. Жесткость деталей машин обычно определяется приближенно и равна собственной жесткости детали.

Износостойкость. Одной из причин выхода из строя деталей машин является повышенный их износ. В процессе эксплуатации могут иметь место следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое, абразивное, усталостное и др.

Для уменьшения изнашивания применяют конструктивные и технологические меры: смазка трущихся поверхностей, применение уплотнительных устройств, увеличение чистоты поверхности детали, нанесение специальных покрытий, применение термообработки и упрочнения поверхностного слоя.

Оценкой износостойкости деталей является интенсивность изнашивания I_h , которая определяется по зависимости

$$I_h = \frac{h_L}{L},$$

где h_L – толщина снятого в результате изнашивания слоя; L – путь перемещения точки, в которой фиксируется износ, относительно сопряженной поверхности.

Расчет на износостойкость обычно проводят косвенным методом, например, по ограничению давления p на контактируемых поверхностях

$$p \leq [p].$$

Теплостойкость. Теплостойкость – способность деталей сохранять работоспособность при изменении температуры.

Нагрев деталей машин может привести к следующим последствиям:

- 1) понижение прочности материала и появление ползучести;
- 2) снижение защищающей способности масляных пленок;
- 3) изменение зазоров;
- 4) понижение точности работы машины.

Расчеты на теплостойкость сводятся к составлению условия теплового баланса. Для обеспечения нормальной работы машины должно выполняться условие

$$Q_{\text{выд}} < Q_{\text{отв}},$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество выделенного тепла; $Q_{\text{отв}}$ – количество отведенного тепла.

Виброустойчивость. Виброустойчивость – способность детали сохранять работоспособность при воздействии знакопеременных нагрузок и колебаний с заданной частотой и амплитудой.

Вибрация приводит к усталостному разрушению деталей, порождает шум и снижает качество обработки в металлорежущих станках.

Расчет на виброустойчивость является обязательным при проектировании высокоскоростных механизмов. Наиболее опасными при этом являются резонансные колебания, при которых возможно разрушение деталей. Для устранения резонанса необходимо, чтобы частота собственных колебаний детали p не совпадала с частотой внешних периодически изменяющихся сил ω :

$$p \neq \omega.$$

Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности. Выбор допускаемых напряжений может производиться двумя методами: табличным и дифференциальным.

Табличный метод прост и удобен для пользования, поэтому им пользуются в тех случаях, когда имеются таблицы допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности.

Дифференциальный метод заключается в том, что коэффициенты запаса прочности определяют по зависимостям, в которых учитываются различные факторы, влияющие на прочность детали.

Допускаемый коэффициент запаса прочности рекомендуется определять по зависимости

$$[s] = s_1 s_2 s_3,$$

где s_1 – коэффициент, учитывающий точность расчета; s_2 – коэффициент, учитывающий однородность материала; s_3 – коэффициент, учитывающий степень ответственности детали.

В случае сложного напряженного состояния, независимо от вида цикла изменения напряжения, коэффициент запаса прочности определяют по зависимости

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}},$$

где s_σ , s_τ – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, которые определяются по формулам:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении; k_σ , k_τ – эффективные коэффициенты концентрации при изгибе и

кручении; $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров детали на величину предела выносливости при изгибе и кручении; β_σ, β_τ – коэффициенты, учитывающие влияние на предел выносливости состояния поверхности детали при изгибе и кручении; ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла на прочность детали при изгибе и кручении; σ_a, τ_a – амплитуды цикла напряжений при изгибе и кручении; σ_m, τ_m – средние напряжения цикла при изгибе и кручении.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под рабочей, эквивалентной, расчетной и удельной расчетной нагрузкой?
2. Какие критерии работоспособности используются при расчете деталей машин?
3. В чем разница между расчетами по допускаемым напряжениям и по коэффициентам запаса прочности?
4. Как определяются контактные напряжения?
5. Какие существуют методы определения допускаемых напряжений?
6. Как определяется коэффициент запаса прочности при сложном напряженном состоянии?

Глава 2. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. Общие сведения о соединениях

Узлы механизмов и машин образуют путем соединения деталей. Детали машин могут соединяться подвижным или неподвижным образом.

Подвижные соединения обусловлены кинематической схемой механизма. К подвижным соединениям можно отнести упругие соединения.

Неподвижные соединения позволяют упростить производство машины, позволяя разбивать ее на отдельные детали и узлы. Они разделяются на две группы: разъемные и неразъемные. К разъемным соединениям относятся такие, которые позволяют собирать и разбирать узлы без повреждения деталей. К этой группе относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые, клиновые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разборку узла без повреждения детали. К основным неразъемным соединениям относятся сварные и заклепочные. К этой группе можно отнести также и соединения с натягом, так как при разборке может происходить частичное повреждение сопрягаемых поверхностей.

Применение неразъемных соединений в основном обусловлено технологическими и экономическими требованиями.

Основным критерием работоспособности соединения является статическая и усталостная прочность.

2.2. Резьбовые соединения

Резьбовыми называют разъемные соединения, выполняемые с помощью резьбовых крепежных деталей – винтов, гаек, шпилек или резьбы, непосредственно нанесенной на соединяемые детали.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений. Они в основном применяются в следующих случаях:

- для устранения возможности перемещения соединяемых деталей;
- для удержания деталей на определенном расстоянии друг от друга;
- для обеспечения плотности стыка соединяемых деталей;
- для осуществления поступательного движения (пресса, домкраты, ходовые винты);

– для получения точных относительных перемещений (регулирующие винты).

По форме основной поверхности резьбы подразделяют на цилиндрические и конические. Широкое применение имеют детали с цилиндрической резьбой.

Параметры резьбы показаны на рис. 2.1.

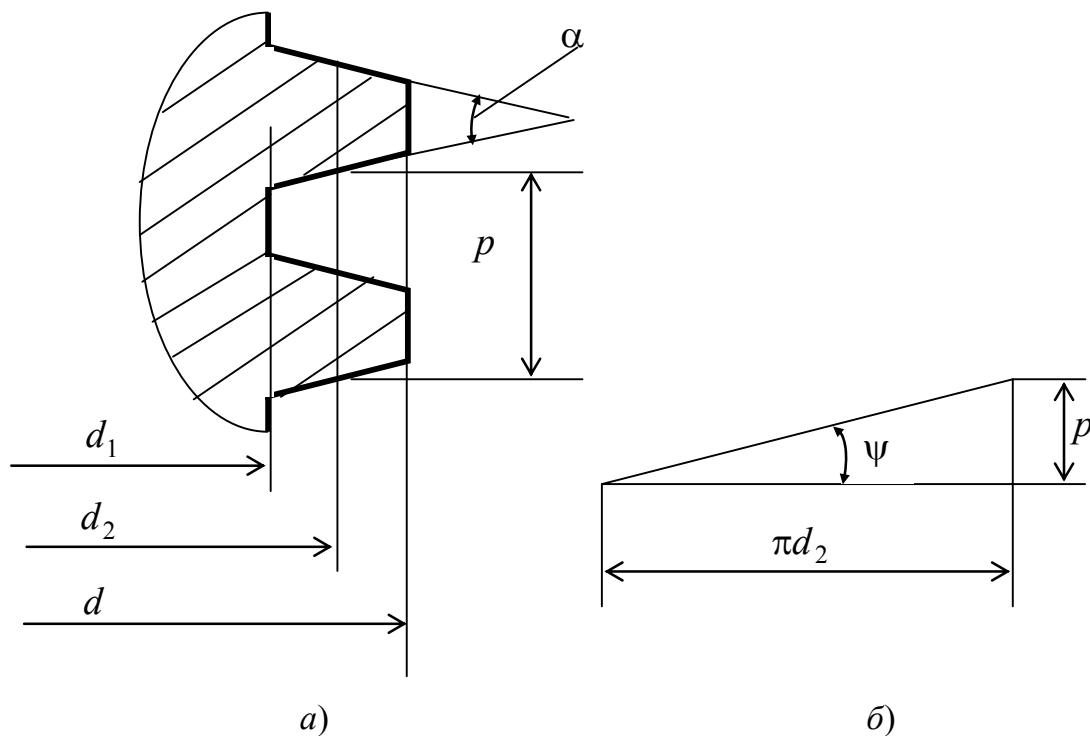


Рис. 2.1

Любая резьба имеет три диаметра (рис. 2.1, а): внутренний d_1 , средний d_2 и наружный d .

Профиль резьбы характеризуют углом профиля α , т. е. углом между прямолинейными боковыми сторонами профиля резьбы.

Расстояние между одноименными сторонами двух соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы, называется шагом резьбы и обозначается p . Для многозаходных резьб используют термин ход резьбы, который обозначается p_h , и равен произведению шага на число заходов. При повороте гайки на один оборот она перемещается вдоль оси винта на шаг или на ход.

Угол подъема ψ (рис. 2.1, б) развертки винтовой линии по среднему диаметру резьбы определяется соотношением

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2}$$

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбу. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Резьбы также подразделяются по назначению и форме профиля. Крепежные резьбы бывают треугольные и круглые. Резьбы винтовых механизмов – трапецеидальные, упорные и прямоугольные.

Метрическая резьба является основным видом крепежных деталей.

Расчет резьбы на прочность (рис. 2.2)

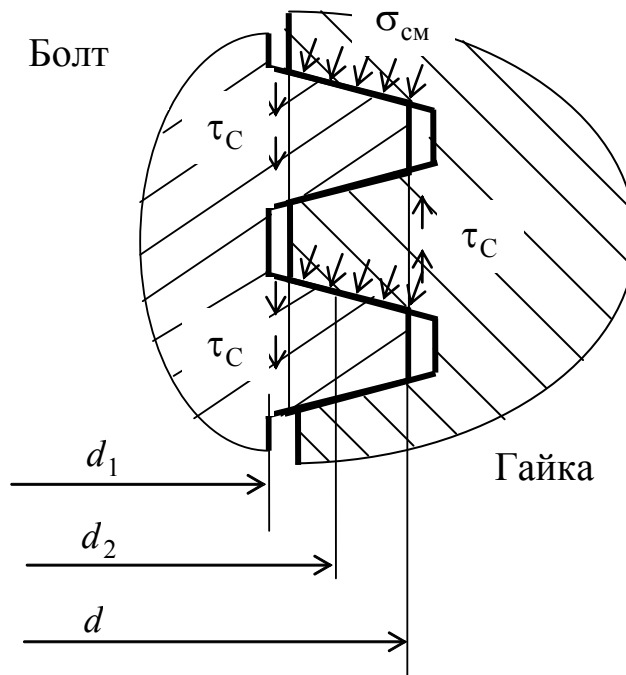


Рис. 2.2

Как показали исследования, проведенные Н. Е. Жуковским, силы взаимодействия между витками винта и гайки распределены в значительной степени неравномерно. Действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от многих факторов (неточности изготовления, степени износа резьбы, материала и конструкции гайки и болта и т. д.), учесть которые теоретически невозможно. Поэтому при расчете резьбы условно считают, что все витки нагружены одинаково, а неточность в расчете компенсируют значением допускаемого напряжения.

Сила, вызывающая срез витков резьбы:

– гайки

$$F_{p.г} = \pi d H k_{г} k_m \tau_{в.г};$$

– болта

$$F_{p.б} = \pi d_1 H k_{б} k_m \tau_{в.б},$$

где H – высота гайки; $k_{г}$, $k_{б}$ – коэффициенты полноты резьбы, характеризующие длину контакта витков резьбы гайки и болта; k_m – коэффициент, учитывающий неравномерность деформирования витков по высоте гайки; $\tau_{в.г}$, $\tau_{в.б}$ – соответственно пределы прочности материала гайки и болта на срез.

Равнопрочность витков гайки и болта ($F_{p.г} = F_{p.б}$) будет обеспечена, если

$$\tau_{в.г} = \tau_{в.б} \frac{d_1}{d}.$$

Отсюда следует, что для изготовления гаек можно использовать менее прочные материалы, чем для болтов.

Сила, разрывающая болт по впадинам свободной части резьбы, определяется из выражения

$$F_{б} = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma'_в,$$

где $\sigma'_в$ – предел прочности резьбового стержня, который несколько больше предела гладкого стержня.

Условие равнопрочности среза витков болта и разрыва болта ($F_{p.б} = F_{б}$) имеет вид:

$$\pi d_1 H k_{б} k_m \tau_{в.б} = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma'_в.$$

Учитывая соотношения и значения величин, входящих в это равенство, получаем

$$H \approx (0,5 \dots 0,65) d.$$

В связи с этим стандартами предусмотрены гайки нормальной высоты ($H = 0,8d$), узкие ($H = 0,65d$) и высокие ($H = 1,2d$).

Срез головки болта может произойти по цилиндрической поверхности диаметром $d_{от}$. Эпюра распределения напряжений среза показана на рис. 2.3.

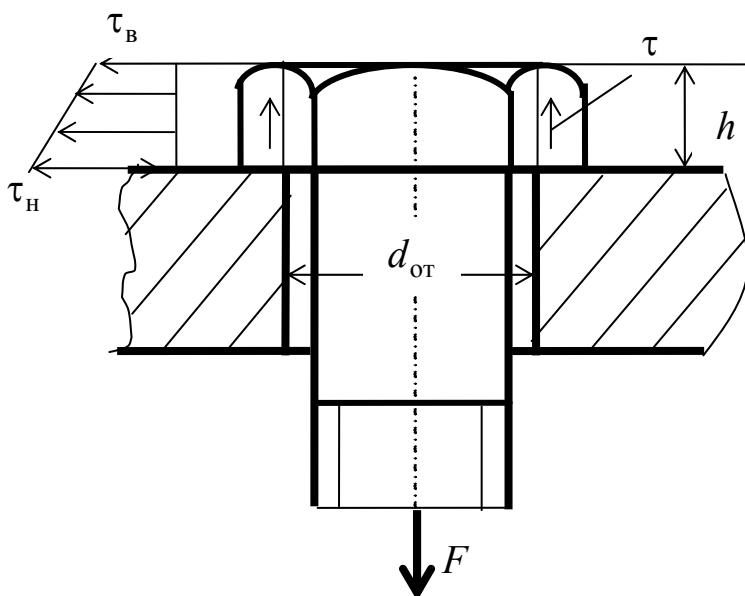


Рис. 2.3

Сила $F_{г.б}$, срезающая головку болта, определяется по зависимости

$$F_{г.б} = \frac{\tau_{н} + \tau_{в}}{2} \pi d_{от} h,$$

где h – высота головки болта.

Из условия равнопрочности среза головки болта и разрыва болта $F_{г.б} = F_6$ получаем соотношение

$$\frac{\tau_{н} + \tau_{в}}{2} \pi d_{от} h = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma'_p.$$

На основании этого соотношения было принято, что высота головки болта определяется из соотношения

$$h = 0,65d.$$

Момент завинчивания гайки. Рассмотрим резьбовое соединение с прямоугольной резьбой (рис. 2.4, а). Развернем виток прямоугольной резьбы по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 2.4, в). Условие векторного равновесия сил, приложенных к ползуну, имеет вид:

$$\vec{F} + \vec{R} + \vec{F}_t = 0,$$

где \vec{F} – осевая сила, действующая в винтовой паре; \vec{R} – реакция, представляющая собой равнодействующую нормальной реакции и силы трения в резьбе; \vec{F}_t – окружная сила, вращающая гайку при ее завинчивании.

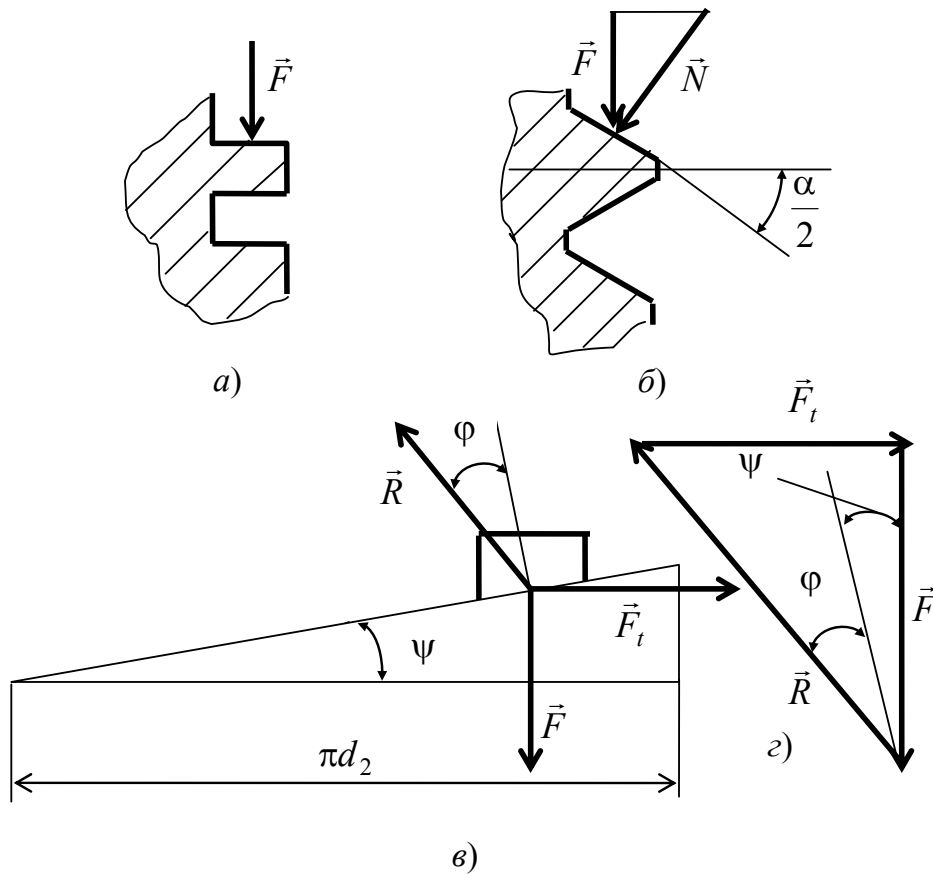


Рис. 2.4

Из силового треугольника (рис. 2.4, г) следует, что окружная сила, вращающая гайку при ее завинчивании, равна

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \phi),$$

где ψ – угол подъема резьбы; ϕ – угол трения.

В этом случае момент T_p , необходимый для преодоления сил трения в резьбе при завинчивании гайки, равен

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi).$$

При завинчивании гайки нужно преодолеть не только момент трения в резьбе, но и момент трения на торце гайки.

Торцовая опорная поверхность гайки принимается кольцевой с наружным диаметром D , равным размеру под ключ S , и внутренним диаметром d_0 , равным диаметру отверстия под болт (рис. 2.5).

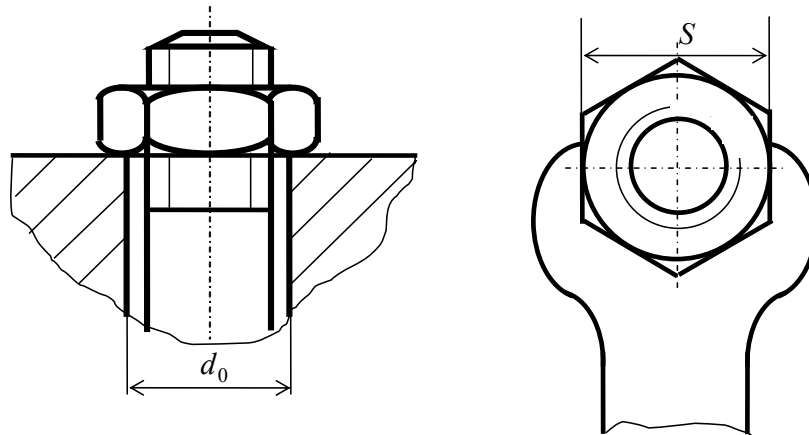


Рис. 2.5

Давление на опорной поверхности при условии, что оно распределяется равномерно, равно

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_0^2)}.$$

Момент трения T_T на торце гайки можно найти, проинтегрировав выражения момента трения на элементарной кольцевой поверхности в пределах от $d_0/2$ до $D/2$ (рис. 2.6).

$$T_T = \int_{d_0/2}^{D/2} \rho p f 2\pi \rho d\rho = 2\pi f p \frac{\rho^3}{3} \Big|_{d_0/2}^{D/2} = \frac{2}{3} \pi f p \frac{D^3 - d_0^3}{8}.$$

С учетом значения давления p на опорной поверхности получим

$$T_T = \frac{1}{3} F f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}.$$

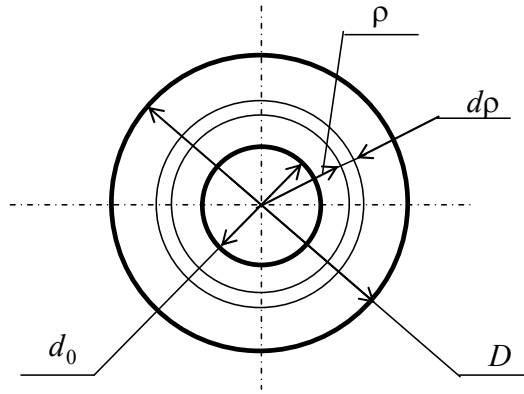


Рис. 2.6

Для упрощения расчетов считают, что равнодействующая сил трения $F_T = Ff$ на опорной поверхности гайки действует по касательной к окружности среднего диаметра опорной поверхности d_c .

В этом случае момент трения T_T на торце гайки будет определяться выражением

$$T_T = Ff \frac{d_c}{2},$$

где $d_c = 0,5(D + d_0)$.

Тогда требуемый момент завинчивания гайки равен

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_c = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + Ff \frac{d_c}{2} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{d_c}{d_2} \right].$$

Сила трения для прямоугольной резьбы (рис. 2.4, а)

$$F_T = Ff,$$

а для треугольной резьбы (рис. 2.4, б)

$$F'_T = Nf = F \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = Ff',$$

где α – профильный угол резьбы; $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведенный коэффициент трения.

Приведенный угол трения в треугольной резьбе будет равен

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f'.$$

В этом случае для треугольной резьбы требуемый момент за-
винчивания гайки равен

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f' \frac{d_c}{d_2} \right].$$

Момент отвинчивания гайки можно получить аналогичным об-
разом, и он равен

$$T_{\text{отв}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) + f' \frac{d_c}{d_2} \right].$$

Условие самоторможения для треугольной резьбы выполняется
при условии, если $\psi < \varphi'$.

Коэффициент полезного действия винтовой пары. Коэффи-
циент полезного действия определяется как отношения работы сил
полезного сопротивления к работе движущих сил

$$\eta = \frac{A_{\text{п.с}}}{A_{\text{д.с}}} = \frac{F \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{F_t \pi d_2} = \frac{F \operatorname{tg} \psi}{F \operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}.$$

Определение нагрузки, действующей на болт

В большинстве случаев соединение деталей осуществляется
группой болтов, поэтому необходимо уметь определить силу, дейст-
вующую на наиболее нагруженный болт при различных случаях на-
гружения.

Случай 1. На групповое болтовое соединение действует сила,
проходящая через центр стыка и направленная параллельно осям бол-
тов (рис. 2.7, а).

В этом случае делается допущение, что все болты воспринима-
ют одинаковую нагрузку, тогда сила F_{a1} , растягивающая болт, будет
равна

$$F_{a1} = \frac{F}{z},$$

где z – количество болтов в соединении.

Случай 2. На групповое болтовое соединение действует момент
в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка (рис. 2.7, б). Мак-

симальная сила $F_{a_{\max 1}}$, растягивающая болт, определяется по выражению

$$F_{a_{\max 1}} = \frac{Ml_{\max}}{\sum l_i^2},$$

где l_{\max} – максимальное расстояние от оси болта до оси, проходящей через центр стыка; l_i – расстояние от оси i -го болта до оси, проходящей через центр стыка.

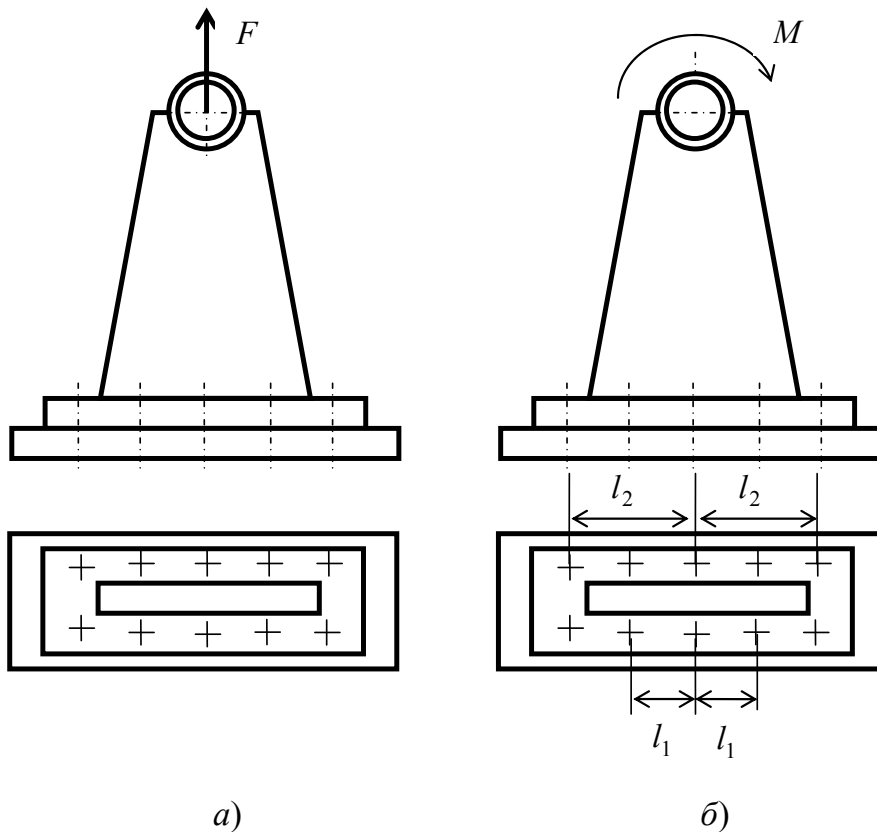


Рис. 2.7

Случай 3. На групповое болтовое соединение действует сила, проходящая через центр стыка и направленная перпендикулярно осям болтов (рис. 2.8, *a*).

В этом случае делается допущение, что все болты воспринимают одинаковую нагрузку, тогда сила F_{t1} , срезающая болт, будет равна

$$F_{t1} = \frac{F}{z}.$$

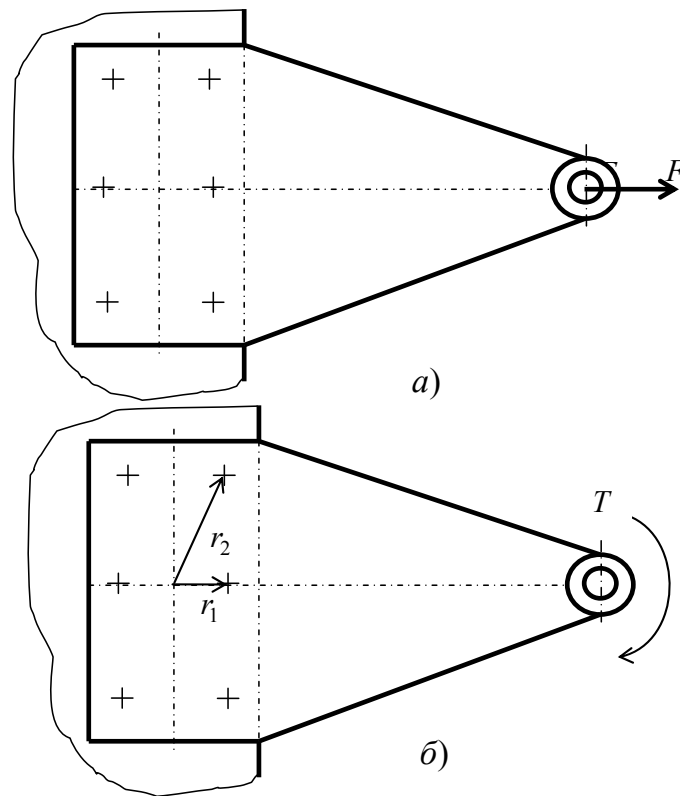


Рис. 2.8

Случай 4. На групповое болтовое соединение действует момент в плоскости стыка (рис. 2.8, б). Максимальная сила $F_{t\max 1}$, растягивающая болт, определяется по выражению

$$F_{t\max 1} = \frac{Tr_{\max}}{\sum r_i^2},$$

где r_{\max} – максимальное расстояние от центра стыка до оси; r_i – расстояние от центра стыка до оси i -го болта.

Если действующая сила не проходит через центр стыка, то ее нужно перенести в центр стыка, предварительно разложив ее на горизонтальную и вертикальную составляющие. Затем, используя принцип независимости сил, найти от каждого силового фактора силу, действующую на болт, а затем и суммарную силу.

Случай 5. Болты затянуты, внешняя нагрузка раскрывает стык (рис. 2.9). К этому случаю относятся болты крышек резервуаров, работающих под давлением. Затяжка болтов должна быть такой, чтобы обеспечивалась герметичность, а также нераскрытие стыка под действием внешней нагрузки.

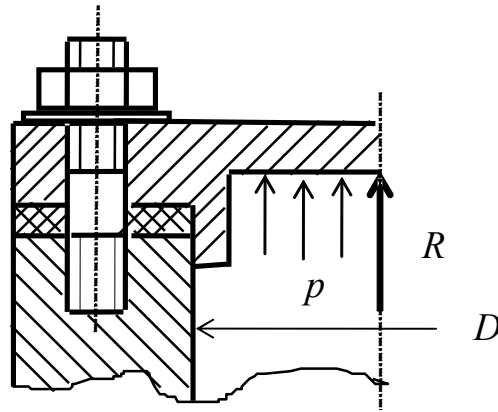


Рис. 2.9

При приложении внешней нагрузки болты дополнительно растянутся на некоторую величину Δl , а деформация сжатия деталей уменьшится на эту же величину. Это означает, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружают болты, а другая часть идет на разгрузку стыка.

Введем понятие коэффициента внешней нагрузки χ , который учитывает долю внешней нагрузки, приходящейся на болты.

Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт:

$$F = \frac{R}{z},$$

где z – число болтов.

Дополнительная нагрузка болта равна χF , а нагрузка, разгружающая стык $(1 - \chi)F$. Коэффициент внешней нагрузки χ определяется из условия равенства дополнительных деформаций болта и деталей стыка

$$\Delta l = \chi F \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) F \lambda_{\text{дет}},$$

где $\lambda_{\text{б}}$, $\lambda_{\text{дет}}$ – податливость болта и суммарная податливость деталей стыка.

В этом случае значение коэффициента внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{б}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{дет}}}.$$

Расчетная нагрузка, действующая на болт, будет равна

$$F_{\text{р}} = F_{\text{зат}} + \chi F,$$

где $F_{\text{зат}}$ – предварительная затяжка болта, которая обеспечивает не-раскрытие стыка, определяется по зависимости

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки, зависящий от вида нагрузки и материала прокладки.

Ввиду сложности определения податливости деталей стыка, для приближенных расчетов коэффициент внешней нагрузки принимают $\chi = (0,2 \dots 0,3)$.

Случай 6. На болты фланцевого соединения водопроводных труб (рис. 2.10) действует нагрузка от давления воды внутри трубы.

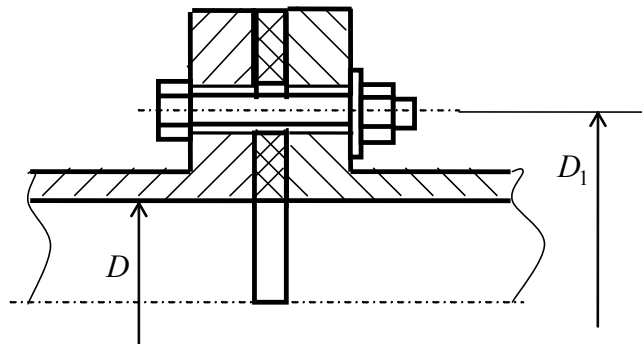


Рис. 2.10

Расчетная нагрузка, действующая на один болт:

$$F_{\text{ал}} = [K_{\text{зат}}(1 - \chi) + \chi]F_1,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки; χ – коэффициент внешней нагрузки;

$F_1 = p \frac{\pi D^2}{4z}$ – нагрузка, действующая на один болт; z – число болтов

в соединении, которое назначается в соответствии со следующим неравенством:

$$z \geq \frac{\pi D_1}{t},$$

где t – шаг между болтами, который выбирают в зависимости от давления в водопроводной трубе.

Расчет стержня болта на прочность

Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность. Рассмотрим расчет стержня болта на прочность, когда известна сила, действующая на болт.

Случай 1. На болт действует растягивающая сила (рис. 2.11).

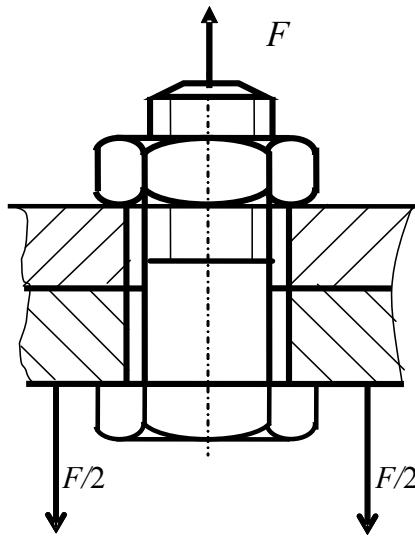


Рис. 2.11

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p],$$

откуда требуемый внутренний диаметр болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}.$$

В данном случае не важно, как установлен болт: с зазором или без зазора.

Случай 2. Болт установлен без зазора и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 2.12).

Условие прочности болта в этом случае имеет вид:

$$\tau_c = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c],$$

откуда требуемый наружный диаметр болта

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_c]}}.$$

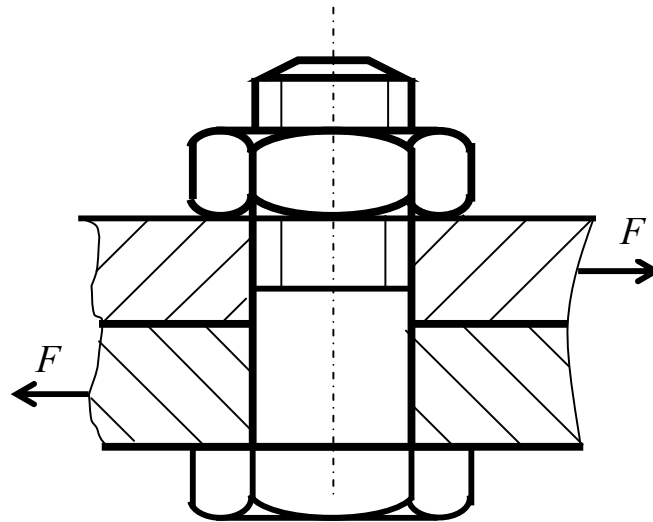


Рис. 2.12

Случай 3. Болт установлен с зазором и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 2.13).

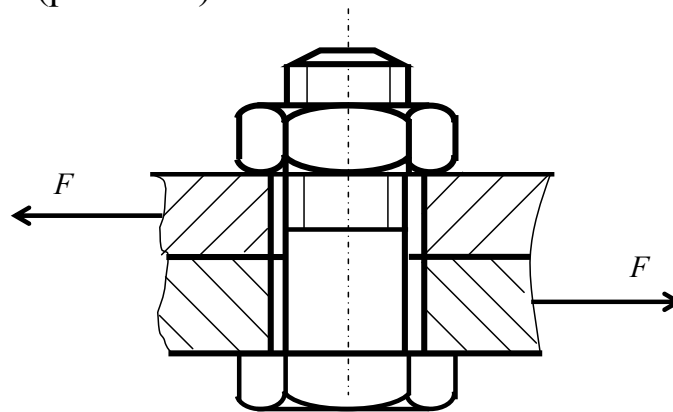


Рис. 2.13

Чтобы не произошло смещение одной детали относительно другой, необходимо на поверхности контакта создать силу трения $F_{\text{тр}}$, которая была бы больше сдвигающей силы F . Принимают, что сила трения $F_{\text{тр}}$ должна быть больше сдвигающей силы F на 20 %

$$F_{\text{тр}} = 1,2F.$$

Сила трения на поверхности контакта создается путем завинчивания гайки, при затяжке болт испытывает растяжение от силы затяжки $F_{\text{зат}}$ и кручение за счет трения в резьбе. Поэтому болт испытывает сложное сопротивление.

Используя третью теорию прочности, имеем:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p].$$

Нормальные напряжения от силы затяжки равны:

$$\sigma = \frac{F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

Касательные напряжения от момента трения в резьбе

$$\tau = \frac{T_{\text{рез}}}{W_p} = \frac{F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi')}{\frac{\pi d_1^3}{16}},$$

где φ' – приведенный угол трения.

Подставляя значения σ и τ , получаем:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{\left(\frac{\frac{F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}}{4} \right)^2 + 4 \left[\frac{F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi')}{\frac{\pi d_1^3}{16}} \right]^2} = \\ &= \frac{F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 16 \left[\frac{d_2 \text{tg}(\psi + \varphi')}{d_1} \right]^2} \leq [\sigma_p]. \end{aligned}$$

Значение под корнем квадратным приблизительно равно 1,3. Учитывая, что сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f,$$

получаем

$$F_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{тр}}}{f} = \frac{1,2F}{f}.$$

В этом случае условие прочности болта принимает вид:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 1,2F}{f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p],$$

откуда требуемый внутренний диаметр болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2F}{\pi f [\sigma_p]}}.$$

Случай 4. Эксцентричное нагружение болта. При эксцентричном нагружении болта кроме напряжений растяжения в стержне болта возникают напряжения изгиба.

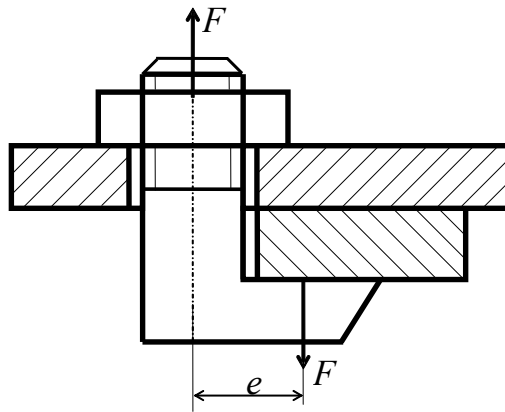


Рис. 2.14

В соединении с эксцентричной головкой (рис. 2.14) в стержне болта при затяжке силой F возникают напряжения растяжения

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}$$

и напряжения изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W_{и}} = \frac{32Fe}{\pi d_1^3}.$$

Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p + \sigma_{и} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \left(1 + \frac{8e}{d_1} \right) \leq [\sigma_p].$$

При не параллельности опорных поверхностей головки болта и гайки (рис. 2.15) и малых значениях угла α напряжение изгиба определяется с учетом деформации, допускаемой этим углом:

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W_{и}},$$

где $M = \frac{EI}{\rho}$ – изгибающий момент; E – модуль упругости первого рода материала болта; I – момент инерции сечения стержня болта; $\rho \approx \frac{l_{б}}{\alpha}$ – радиус кривизны оси болта; $W_{и} = \frac{I}{d/2}$ – момент сопротивления сечения стержня болта изгибу.

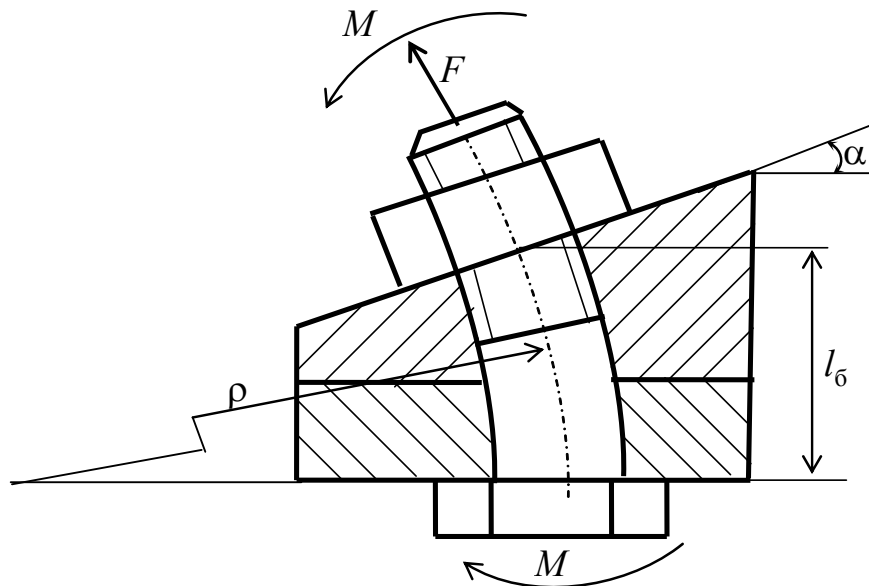


Рис. 2.15

В этом случае напряжения изгиба можно определить по зависимости

$$\sigma_{и} = \frac{Ed\alpha}{2l_{б}}.$$

При затяжке силой F возникают напряжения растяжения в сечении стержня болта

$$\sigma_{р} = \frac{4F}{\pi d^2}.$$

Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p + \sigma_{\text{и}} = \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{Ed\alpha}{2l_{\text{б}}} \leq [\sigma_p].$$

Расчет резьбовых соединений при действии на них переменных нагрузок

При действии переменных нагрузок болты устанавливаются с предварительной затяжкой. Переменная нагрузка, действующая на соединение, распределяется между болтом и соединяемыми деталями. На болт приходится нагрузка, равная $F_{\text{б}} = \chi F$.

Следовательно, если на болт действует сила предварительной затяжки $F_{\text{з.п}}$ и переменная внешняя сила, изменяющаяся от 0 до χF , то напряжение в сечении болта от силы предварительной затяжки

$$\sigma_0 = \frac{4F_{\text{з.п}}}{\pi d_1^2},$$

амплитуда напряжений

$$\sigma_a = \frac{2\chi F}{\pi d_1^2},$$

среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \sigma_0 + \sigma_a$$

и максимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_0 + 2\sigma_a.$$

При расчете болта на выносливость определяется запас прочности болта по амплитуде

$$n_a = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a} \geq [n_a]$$

и запас прочности по максимальному напряжению

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\text{max}}} \geq [n],$$

где ε – масштабный коэффициент; σ_{-1} – предел выносливости материала болта при симметричном цикле изменения напряжений;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; σ_T – предел текучести материала болта; $[n_a]=2,5\dots4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде; $[n]=1,25\dots2,5$ – допускаемый коэффициент прочности по максимальному напряжению.

Материалы и допускаемые напряжения в резьбовых соединениях

При выборе материала резьбовых деталей учитывают различные факторы: условия работы, величину и характер нагрузки, способ изготовления, ответственность соединения и др.

Углеродистые стали применяют для изготовления крепежных деталей общего назначения. Для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках, а также при высоких температурах для изготовления резьбовых деталей используют легированные стали.

Для повышения прочности, коррозионной стойкости и жаропрочности резьбовые детали подвергают термообработке или наносят на них специальные покрытия.

При статических нагрузках допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma_p]$ вычисляют по зависимости

$$\left[\sigma_p = \frac{\sigma_T}{[n]} \right],$$

где $[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, который зависит от контроля затяжки болта, температурного воздействия, масштабного фактора, ответственности резьбового соединения.

Допускаемые напряжения на срез $[\tau_c]$ для болтов, установленных без зазора:

$$[\tau_c] \leq (0,2\dots0,3)\sigma_T.$$

Допускаемые напряжения на смятия $[\sigma_{см}]$:

– для болтовых соединений стальных деталей

$$[\sigma_{см}] \leq 0,8\sigma_T;$$

– для соединения чугунных деталей

$$[\sigma_{см}] \leq (0,4\dots0,5)\sigma_B,$$

где σ_B – предел прочности чугуна.

При действии переменных нагрузок значения $[\tau_c]$ и $[\sigma_{см}]$ понижают в 1,25...1,5 раза.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируют резьбы?
2. Как рассчитывают резьбу на прочность?
3. Как определяется нагрузка, приходящаяся на один болт?
4. Как рассчитывается требуемый момент завинчивания гайки?
5. Как рассчитываются болты, если они нагружены осевой силой?
6. Как рассчитываются болты, если на них действует поперечная сила?
7. Как рассчитывают болты при эксцентричном нагружении?
8. Как осуществляется расчет резьбовых соединений при действии переменной нагрузки?
9. Какие материалы используются для изготовления резьбовых соединений?
10. Как определяют допускаемые напряжения при расчете на действия статической нагрузки?

2.3. Сварные соединения

Сварные соединения являются наиболее совершенной и распространенной разновидностью неразъемных соединений. Оно образуется путем сваривания материалов деталей в зоне стыка. Из всего многообразия видов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на расплавлении металла путем использования тепла электрической дуги.

По конструктивным признакам соединения, полученные электродуговой сваркой, делятся на соединения стыковые (рис. 2.16, *а*), соединения внахлестку (рис. 2.16, *б*), соединения тавровые (рис. 2.16, *в*).

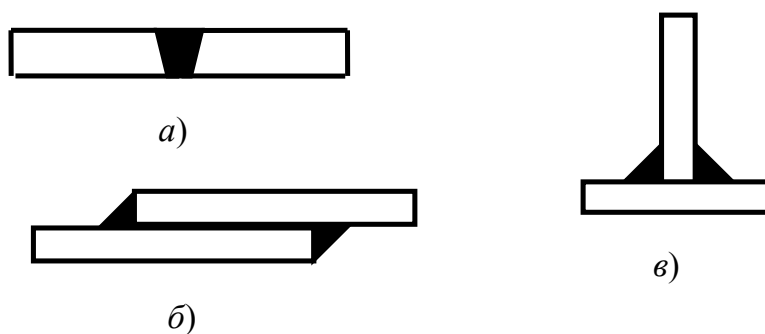


Рис. 2.16

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей. Наибольшее распространение получили точечная (рис. 2.17, а) и ленточная контактная сварка (рис. 2.17, б).

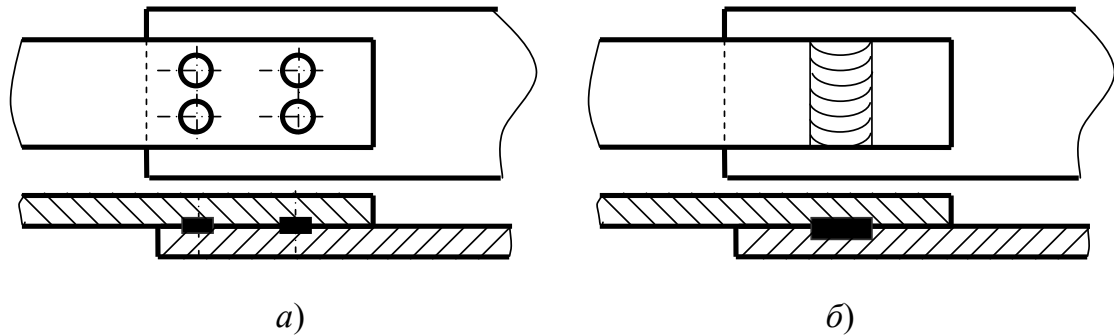


Рис. 2.17

Расчет сварных соединений при постоянных нагрузках

Стыковые соединения. Стыковые соединения (рис. 2.18) выполняются стыковым швом и рассчитываются на разрыв.

Разрушение стыкового сварного соединения деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния, т. е. на участке, прилегающем к шву. Поэтому расчет прочности сварного соединения встык выполняется по размерам детали в этой зоне, а снижение прочности металла учитывается назначением допускаемых напряжений.

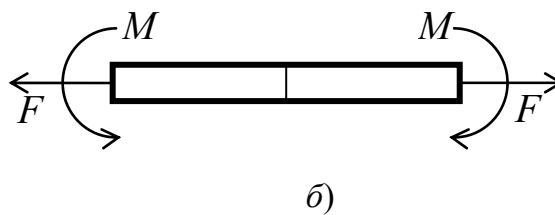
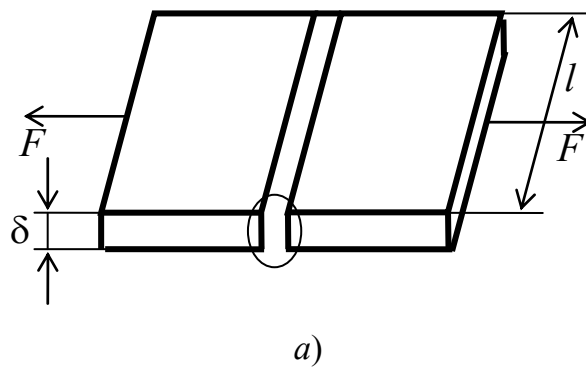


Рис. 2.18

При действии растягивающей силы F условие прочности стыкового соединения (рис. 2.18, а) имеет вид:

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p],$$

где δ – толщина соединяемых деталей; l – ширина соединяемых деталей; $[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение для сварного шва.

Условие прочности стыкового соединения при совместном действии растягивающей силы F и изгибающего момента M (рис. 2.18, б) определяется из выражения

$$\sigma'_p = \frac{F}{A_{\text{шв}}} + \frac{M}{W_{\text{шв}}} = \frac{A}{\delta l} + \frac{6M}{l\delta^2} \leq [\sigma'_p].$$

Отношение допускаемого напряжения для сварного соединения к допускаемому напряжению на растяжение основного металла соединяемых деталей называется *коэффициентом прочности шва*

$$\varphi = \frac{[\sigma'_p]}{[\sigma_p]}.$$

Нахлесточное соединение. Соединения внахлестку выполняются с помощью угловых швов (рис. 2.19), которые в зависимости от формы поперечного сечения подразделяются на нормальные 1, вогнутые 2 и выпуклые 3 швы. При расчете сварных соединений принимают, что угловой шов нормальный. Разрушение углового шва происходит по биссекторной плоскости.

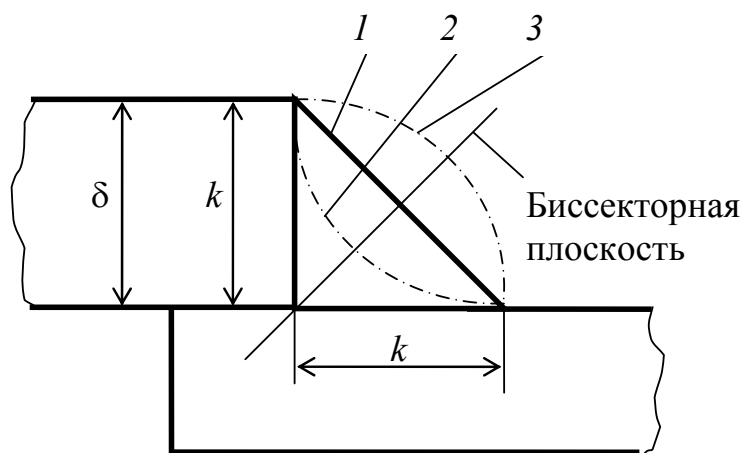


Рис. 2.19

В зависимости от расположения сварного шва они подразделяются на лобовые, фланговые, косые и комбинированные.

Минимальное значение катета $k = 3$ мм. В большинстве случаев $k = \delta$.

Лобовой шов накладывается перпендикулярно к линии действия нагрузки F (рис. 2.20).

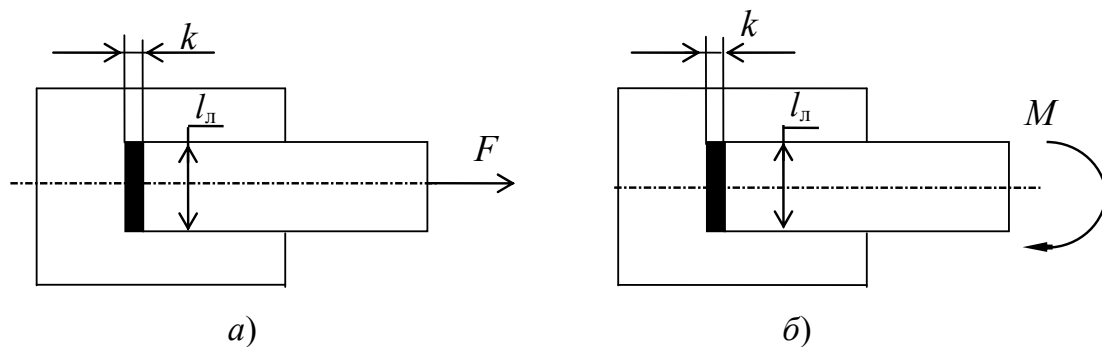


Рис. 2.20

Условие прочности для лобового шва при действии силы F (рис. 2.20, а):

$$\tau'_c = \frac{F}{0,7kl_{\text{л}}} \leq [\tau'_c],$$

где $0,7k$ – толщина шва в биссекторной плоскости; $l_{\text{л}}$ – длина лобового шва; $[\tau'_c]$ – допускаемое напряжение на срез.

В случае действия изгибающего момента M (рис. 2.20, б) условие прочности записывается в следующем виде:

$$\tau'_c = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0,7kl_{\text{л}}^2} \leq [\tau'_c].$$

Фланговый шов (рис. 2.21) расположен параллельно направлению усилия. Длину фланговых швов на практике ограничивают условием $l_{\text{фл}} \leq 50k$.

Условие прочности при действии силы F (рис. 2.21, а) на сварное соединение, выполненное с помощью фланговых швов, имеет вид:

$$\tau'_{cF} = \frac{F}{0,7kl_{\text{фл}}z} \leq [\tau'_c],$$

где z – количество швов.

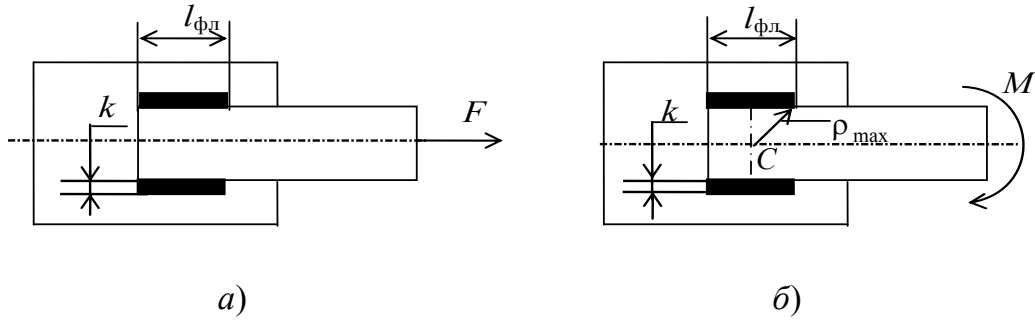


Рис. 2.21

В тех случаях, когда на сварное соединение с фланговыми швами действует момент M в плоскости стыка (рис. 2.21, б), условие прочности записывается в следующем виде:

$$\tau'_{cM} = \frac{M}{W_{\rho}} \leq [\tau'_c],$$

где $W_{\rho} = \frac{I_{\rho}}{\rho_{\max}}$ – полярный момент сопротивления, который подсчитывается для сечения швов в плоскости разрушения; I_{ρ} – полярный момент инерции сечения сварного шва; ρ_{\max} – максимальное расстояние от центра тяжести сечения швов до наиболее удаленной точки сварного шва.

При совместном воздействии силы F и момента M , действующего в плоскости стыка, действующее напряжение среза τ'_c определяется геометрическим суммированием с использованием теоремы косинусов, а условие прочности будет иметь вид:

$$\tau'_c = \sqrt{(\tau'_{cF})^2 + (\tau'_{cM \max})^2 + 2\tau'_{cF}\tau'_{cM \max} \cos\beta} \leq [\tau'_c],$$

где β – угол между направлениями векторов напряжений τ'_{cF} и $\tau'_{cM \max}$.

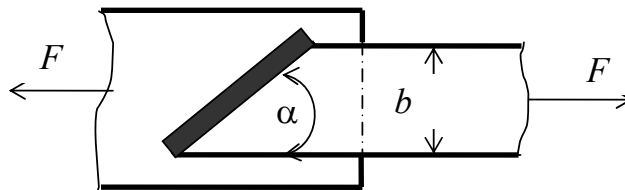


Рис. 2.22

Условие прочности для косо́го сварного шва (рис. 2.22), нагруженного силой F в плоскости стыка, имеет вид:

$$\tau'_c = \frac{F \sin \alpha}{0,7kb} \leq [\tau'],$$

где $\frac{b}{\sin \alpha}$ — длина косо́го шва.

Комбинированный шов. Комбинированный шов (рис. 2.23) состоит из лобовых и фланговых швов.

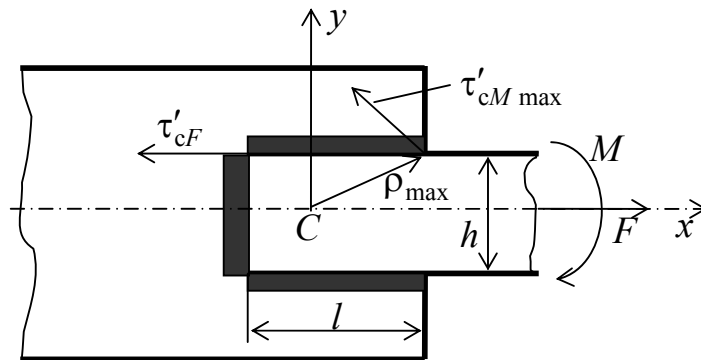


Рис. 2.23

Условие прочности такого сварного соединения имеет вид:

$$\tau'_c = \sqrt{(\tau'_{cF})^2 + (\tau'_{cM \max})^2 + 2\tau'_{cF}\tau'_{cM \max} \cos \beta} \leq [\tau'_c],$$

где $\tau'_{cF} = \frac{F}{0,7kl_{\text{шв}}} = \frac{F}{0,7k(2l+h)}$ — напряжение в сварном шве от силы F ;

$\tau'_{cM \max} = \frac{M}{W_\rho}$ — максимальное напряжение в сварном шве от момента M ;

$W_\rho = \frac{I_\rho}{\rho_{\max}}$ — полярный момент сопротивления сечения сварного шва;

I_ρ — полярный момент инерции сечения сварного шва; ρ_{\max} — максимальное расстояние от центра тяжести сечения швов до наиболее удаленной точки сварного шва; β — угол между направлениями векторов напряжений τ'_{cF} и $\tau'_{cM \max}$.

Соединения тавровые. При данном виде соединения соединяемые элементы расположены во взаимно перпендикулярно распо-

ложенных плоскостях. Тавровые соединения могут выполняться как стыковым (рис. 2.24, а), так и угловым (рис. 2.24, б) швом.

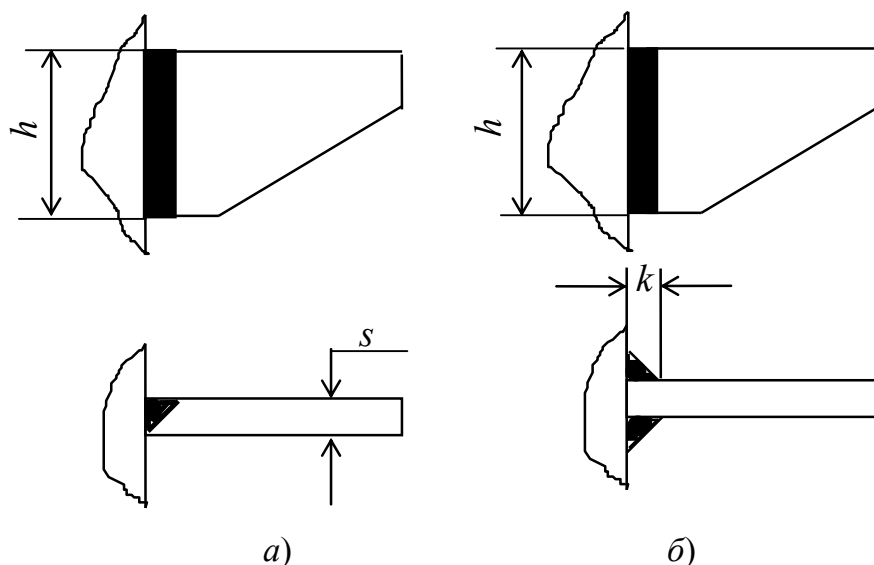


Рис. 2.24

Если на тавровое соединение (рис. 2.25, а) действуют перпендикулярно стыку сила F , проходящая через центр тяжести, и момент M , то условие прочности сварного соединения определяют по выражениям:

– для стыкового шва (рис. 2.25, б):

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta h} + \frac{6M}{\delta h^2} \leq [\sigma'_p],$$

– для углового шва (рис. 2.25, в):

$$\tau'_c = \frac{F}{0,7zkh} + \frac{6M}{0,7zkh^2} \leq [\tau'_c],$$

где δ – толщина соединяемой детали; z – число сварных швов; k – катет сварного шва; h – высота соединяемой детали.

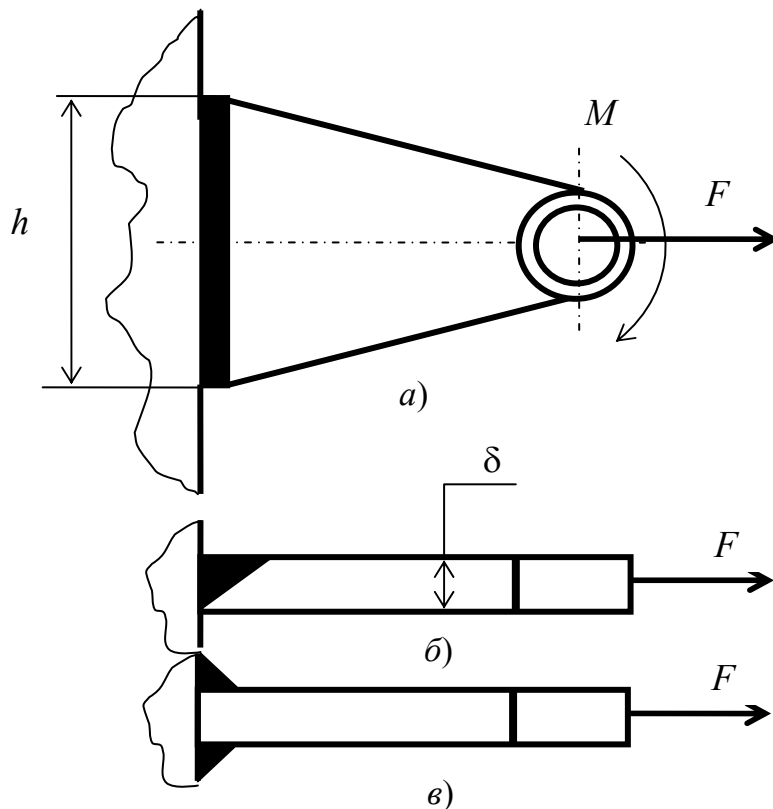


Рис. 2.25

Точечная сварка. Точечная сварка (рис. 2.26) в основном применяется для соединения деталей из тонколистовой стали.

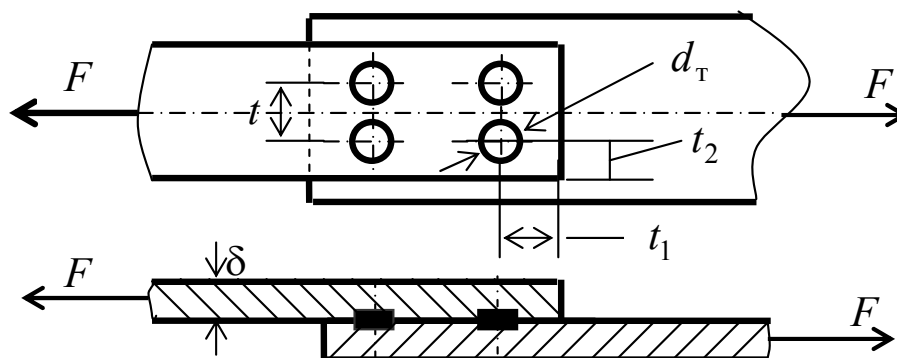


Рис. 2.26

Диаметр сварной точки зависит от толщины соединяемых деталей и определяется из соотношений:

$$d_T = 1,2\delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3 \text{ мм};$$

$$d_T = 1,5\delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3 \text{ мм.}$$

Чтобы исключить явление шунтирования тока ранее сваренной точкой, минимальный шаг $t = 3d_T$. С учетом технологических и силовых факторов расстояние до кромок принимают $t_1 = 2d_T$; $t_2 = 1,5d_T$.

Условие прочности соединения точечной сваркой, изображенного на рис. 2.26, имеет вид:

$$\tau'_c = \frac{4F}{z\pi d_T^2 i} \leq [\tau'_c],$$

где z – число сварных точек; d_T – диаметр сварной точки; i – число плоскостей среза.

Ленточная сварка. Ленточную сварку (рис. 2.27) можно рассматривать как точечную, когда точки перекрывают непрерывно друг друга.

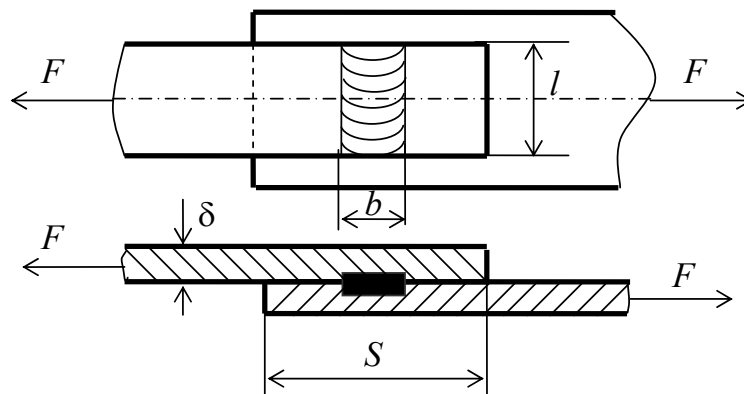


Рис. 2.27

Условие прочности для соединения ленточной сваркой будет:

$$\tau'_c = \frac{F}{bl} \leq [\tau'_c].$$

Определение допускаемых напряжений

В случае действия статической нагрузки, допускаемые напряжения в сварных швах задаются в долях допускаемого напряжения для основного материала $[\sigma_p]$, которое определяется по зависимости:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_\sigma},$$

где σ_T – предел текучести основного материала; $\varepsilon = 0,9$ – коэффициент масштабного фактора; $[s]$ – коэффициент безопасности ($[s] = 1,2 \dots 1,3$ – для углеродистых сталей и $[s] = 1,3 \dots 1,5$ – для низколегированных сталей); $k_\sigma = 1 \dots 1,2$ – коэффициент концентрации напряжений при статических нагрузках (большее значение для лобовых швов).

При автоматической сварке электродами Э42А, Э50А $[\sigma'_{сж}] = [\sigma_p]$, $[\sigma'_p] = [\sigma_p]$, $[\tau'_c] = 0,65[\sigma_p]$. При ручной сварке электродами Э42, Э50 $[\sigma'_{сж}] = [\sigma_p]$, $[\sigma'_p] = 0,9[\sigma_p]$, $[\tau'_c] = 0,6 [\sigma_p]$. Для контактной и ленточной сварки $[\tau'_c] = 0,5[\sigma_p]$.

При действии нагрузки, переменной по величине и направлению, допускаемое напряжение понижают путем умножения на коэффициент γ :

$$\text{– для стыковых швов } \gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}};$$

$$\text{– для угловых швов } \gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Как подразделяются сварные соединения по конструктивным признакам?
2. Какие имеются сварные швы?
3. Как рассчитывают стыковое сварное соединение?
4. Как рассчитывают нахлесточное сварное соединение?
5. Как рассчитывают тавровое сварное соединение?
6. Как рассчитывают соединения точечной и ленточной сваркой?
7. Как определяют допускаемые напряжения для сварного соединения?
8. Как рассчитывают сварные соединения при действии переменной нагрузки?

2.4. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения в последнее время применяются только в том случае, когда нельзя применить сварные соединения, а именно: несвариваемые материалы, недопустимость нагрева, действие вибрационной нагрузки.

Заклепочное соединение – неразъемное соединение деталей при помощи *заклепок*.

Заклепка (рис. 2.28) – крепежная деталь, состоящая из стержня цилиндрической формы и закладной головки. В зависимости от конструкции соединения применяют различные виды заклепок:

– заклепки с полукруглой головкой (рис. 2.28, *а*) и с полукруглой низкой головкой (рис. 2.28, *б*) в прочных заклепочных соединениях;

– пустотелые заклепки со скругленной головкой (рис. 2.28, *в*) для соединения тонких листов и неметаллических деталей, не допускающих больших нагрузок;

– заклепки с полупотайной головкой (рис. 2.28, *г*) для соединения тонких листов;

– заклепки с потайной головкой (рис. 2.28, *д*) при недопустимости выступающих частей;

– заклепки с плоской головкой (рис. 2.28, *е*) в соединениях, предназначенных для работы в коррозионных средах.

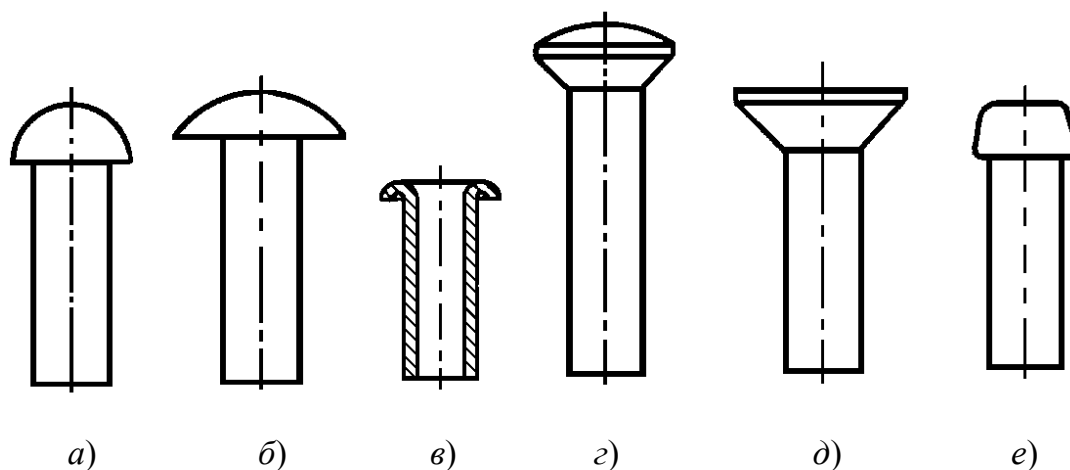


Рис. 2.28

В соответствии с назначением заклепочные соединения подразделяются на прочные, плотные и прочноплотные соединения.

Прочные заклепочные соединения применяются в стальных конструкциях подъемно-транспортных сооружений, фермах, узлах машин общего назначения, например, для крепления лопаток в турбинах, тормозных лент, рам и колес в автомобилях, венцов зубчатых колес к ступицам и т. д.

Плотные заклепочные соединения применяются в конструкциях, требующих герметичности соединения (резервуары с небольшим внутренним давлением, топливные баки и т. д.).

Прочноплотные заклепочные соединения применяются в тех случаях, когда они должны обеспечивать кроме прочности еще и герметичность (резервуары, баки, котлы, газосборники и т. д.).

В последнее время плотные и прочноплотные соединения вытесняются сварными соединениями.

В плотных и прочноплотных заклепочных соединениях применяют заклепки с полукруглой низкой головкой (рис. 2.28, б). Формирование замыкающей головки происходит в результате расклепывания стержня заклепки, вставленной в отверстия соединяемых деталей (рис. 2.29), где 1 – пуансон; 2 – заклепка; 3 – оправка.

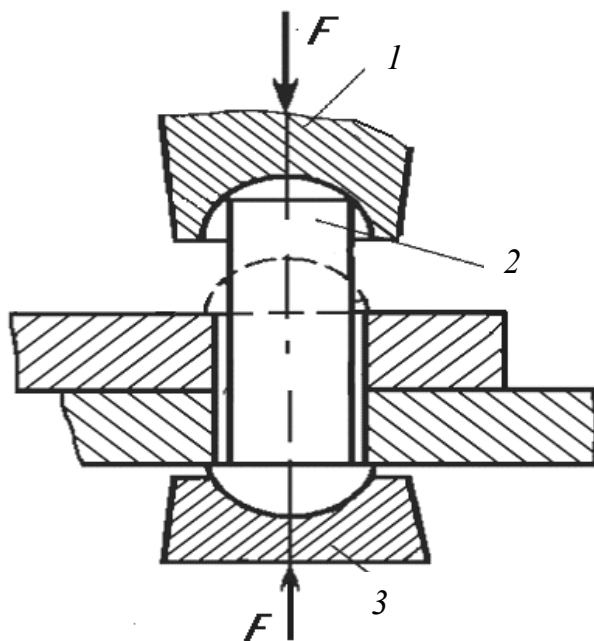


Рис. 2.29

Для облегчения ввода заклепки отверстия в деталях делают несколько больше, чем диаметр заклепки. Изготовление отверстий осуществляют путем сверления (точный способ) или путем продавливания (грубый способ). Точный способ изготовления отверстий менее

производительный, однако, при таком методе получения отверстия обеспечивается повышенная прочность. При изготовлении отверстий грубым способом происходит деформация листов и на выходной стороне образуется острая кромка, которая может вызвать подрезание заклепки. При продавливании материал у краев отверстий получает наклеп, становится менее пластичным и возможно образование мелких трещин в зоне деформации, что снижает прочность элементов соединения. Изготовление отверстий путем продавливания возможно лишь в соединяемых деталях, толщина которых не превышает 25 мм.

Диаметр отверстия в деталях зависит от диаметра заклепки и способа изготовления отверстия.

Иногда применяют комбинированный способ изготовления отверстий: продавливают, а затем рассверливают.

В процессе клепки за счет протекания поперечной упругопластической деформации стержня заклепки происходит заполнение технологического зазора между стержнем и стенками отверстия.

Клепку производят без нагрева заклепок, если их диаметр не превышает 12 мм, и с нагревом до температуры 1000...1100 °С, если диаметр больше 12 мм. Следует отметить, что при горячем способе формирования замыкающей головки обеспечивается более высокое качество заклепочного соединения. Это происходит потому, что после остывания стержня заклепки длина его уменьшается и происходит дополнительное сжатие соединяемых деталей. Силы трения на контактируемых поверхностях возрастают, что ведет к увеличению прочности заклепочного соединения, так как дополнительные силы трения препятствуют относительному смещению деталей.

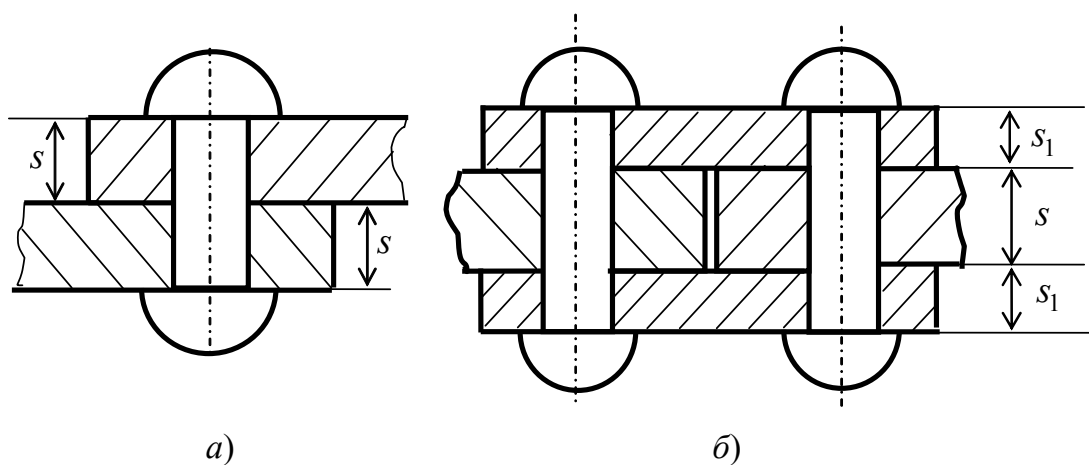


Рис. 2.30

Формирование замыкающей головки у заклепок из цветных металлов и сплавов проводят без нагрева.

Виды и параметры заклепочных швов

В зависимости от расположения соединяемых деталей различают заклепочные швы внахлестку (рис. 2.30, *a*) и встык с одной накладкой и двумя накладками (рис. 2.30, *б*).

Геометрические параметры заклепочного шва определяют по эмпирическим зависимостям.

Диаметр заклепки принимают в односрезном силовом заклепочном соединении (рис. 2.30, *a*):

$$d = 2s,$$

а в двухсрезном заклепочном соединении (рис. 2.30, *б*):

$$d = 1,5s,$$

где s – толщина соединяемых элементов.

В конструкциях из легких сплавов формирование замыкающей головки происходит в холодном состоянии, поэтому силы сжатия соединяемых деталей и силы трения в заклепочном соединении небольшие. В связи с этим заклепки в основном работают на срез. Поэтому рекомендуется рассчитывать диаметр заклепки по зависимости

$$d = 1,5s + 2 \text{ мм.}$$

Минимальный шаг t (рис. 2.31) размещения заклепок определяется из условия удобства формирования замыкающей головки. Максимальный шаг заклепочного соединения определяется условием плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов. Обычно он изменяется в пределах $t = (3...6)d$.

Расстояние e от центра заклепки до края листа в направлении действующей силы принимают в зависимости от способа изготовления отверстия: $e = 1,5d$ (отверстия сверленные) и $e = 2d$ (отверстия продавленные). В конструкциях из легких сплавов – $e = 2d$.

Расстояние e_1 от центра заклепки до края листа в направлении, перпендикулярном линии действия силы, принимают $e_1 = 1,5d$.

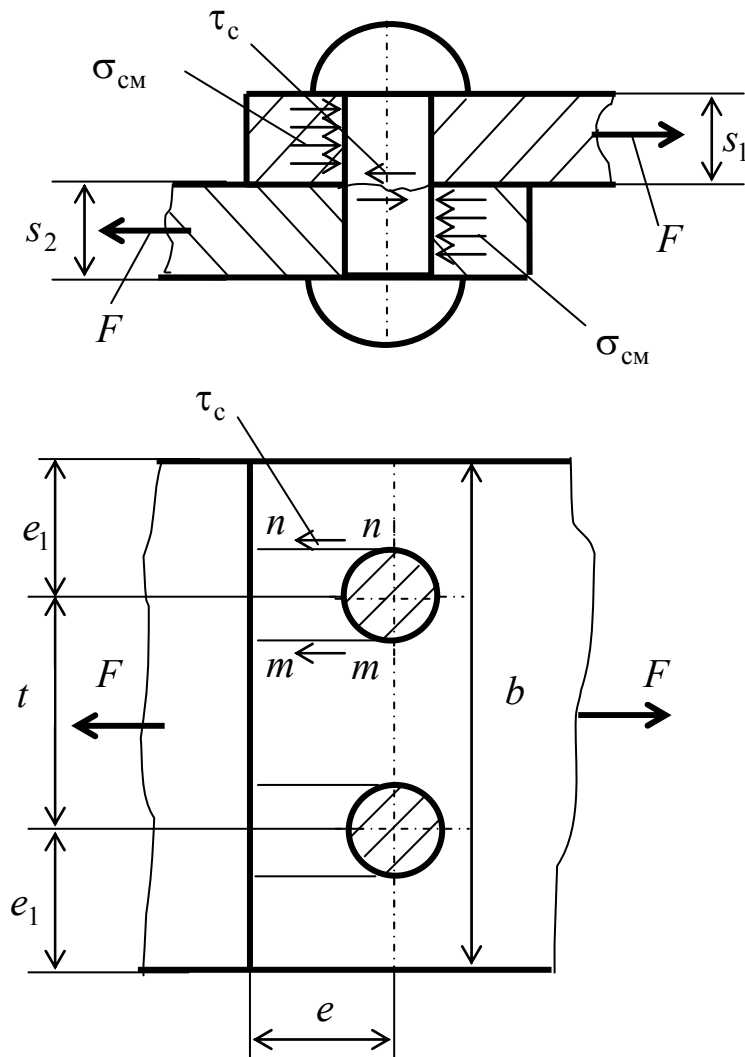


Рис. 2.31

Расчет на прочность

При расчете заклепочного соединения, нагруженного силой в плоскости стыка, необходимо обеспечить:

- прочность заклепок *на срез*;
- прочность заклепок и стенок отверстий в соединяемых элементах *на смятие*;
- прочность соединяемых элементов по сечениям, ослабленным отверстиями под заклепки, *на растяжение*;
- прочность краев соединяемых элементов *на срез* заклепками.

При получении расчетных формул делаются следующие допущения:

- 1) усилие, передаваемое соединением, распределяется между заклепками равномерно, т. е. все заклепки нагружены одинаково;

2) касательные напряжения среза распределены по поперечным сечениям заклепок равномерно;

3) напряжения смятия в каждой точке поверхности контакта заклепки и стенки отверстия нормальны к этой поверхности и по модулю одинаковы;

4) разгружающее влияние сил трения, действующих на поверхности контакта, не учитывается и считается, что усилие полностью передается заклепками.

Рассмотрим расчетные зависимости на примере однорядного шва внахлестку (рис. 2.31).

При действии внешней силы разрушение стержня заклепки в результате среза происходит по сечению, лежащему в плоскости стыка соединяемых деталей (на рис. 2.31 сечение условно показано волнистой линией).

Условие прочности заклепки по допускаемым напряжениям среза имеет вид:

$$\tau_c = \frac{F}{A_{cp}} = \frac{4F}{\pi d_0^2 z i} \leq [\tau_c],$$

где F – внешняя сила, действующая на заклепочное соединение; d_0 – диаметр отверстия под заклепку; z – число заклепок; i – число плоскостей среза стержня заклепки; $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез для материала заклепки.

При изготовлении заклепки из менее прочного материала, чем материал соединяемых деталей, при нагружении соединения внешней силой возможно смятие стержня заклепки. Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{F}{s_{min} d_0 z} \leq [\sigma_{cm}],$$

где s_{min} – меньшая толщина соединяемых деталей; $[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение на смятие материала заклепки.

Разрушение деталей по нормальному сечению, ослабленному отверстиями под заклепки, может произойти под действием большой внешней нагрузки. Для обеспечения прочности соединяемых деталей нормальное растягивающее напряжение в этом сечении должно удовлетворять условию

$$\sigma_p = \frac{F}{s_{\min}(b - d_0 z_p)} \leq [\sigma_p],$$

где b – ширина соединяемых деталей; z_p – число заклепок в рассматриваемом сечении; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на разрыв для материала листа.

Условие прочности на срез края соединяемых деталей

$$\tau_c = \frac{F}{2S_{\min}(e - 0,5d_0)z} \leq [\tau_c],$$

где $e - 0,5d_0$ – длина опасного сечения.

При действии внешней силы, направление которой совпадает с направлением оси стержня заклепки, в ее головке возникают напряжения смятия на поверхностях, примыкающих к соединяемым деталям, и напряжения среза (рис. 2.32). В поперечных сечениях стержня заклепки действуют нормальные растягивающие напряжения.

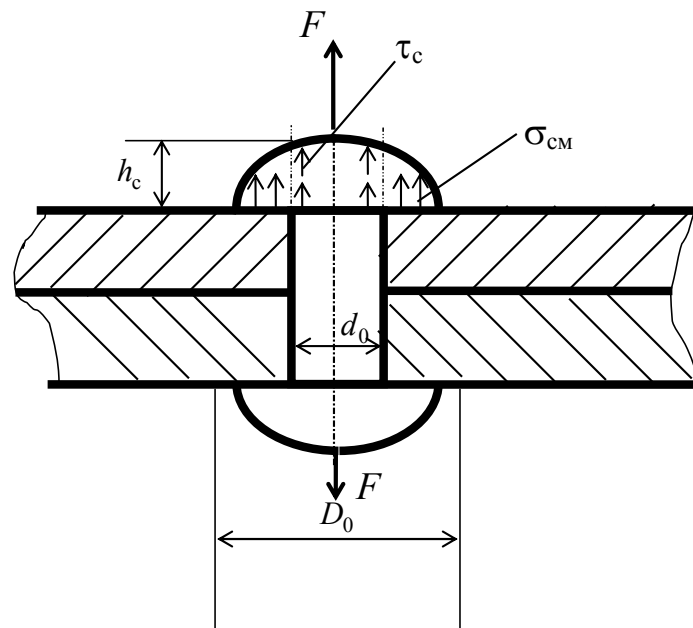


Рис. 2.32

Условия прочности головки заклепки по допускаемым напряжениям на смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_0^2)} \leq [\sigma_{cm}].$$

Условие прочности головки заклепки по допускаемым напряжениям на срез

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} = \frac{F}{\pi d_o h_c} \leq [\tau_c].$$

Условие прочности стержня заклепки по допускаемым напряжениям на растяжение

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{разр}}} = \frac{4F}{\pi d_o^2} \leq [\sigma_p].$$

Нецентральное действие нагрузки. Если внешняя сила не проходит через центр стыка заклепочного соединения соединяемых деталей, то нагрузка между отдельными заклепками распределяется неравномерно. В этом случае определяют наиболее нагруженную заклепку и оценивают ее прочность.

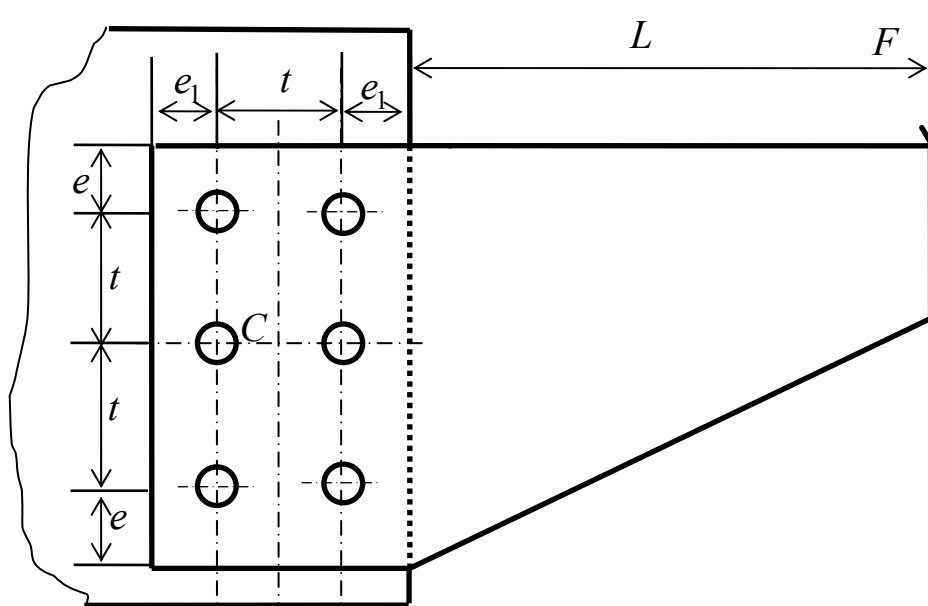


Рис. 2.33

Рассмотрим заклепочное соединение (рис. 2.33), содержащее шесть заклепок диаметра d и нагруженное внешней силой F . Сделаем допущение, что трение между соединяемыми деталями отсутствует и внешняя нагрузка передается только заклепками. Кроме этого будем считать, что деформации соединяемых деталей малы по сравнению с деформациями стержней заклепок. При указанных допущениях взаимный поворот соединяемых деталей будет происходить во-

круг точки C . На этом основании точку C используют в качестве центра приведения внешней силы.

После приведения внешней силы F в точку C задача расчета заклепочного соединения сводится к определению наиболее нагруженной заклепки от действия центральной силы F и вращающего момента M (рис. 2.34).

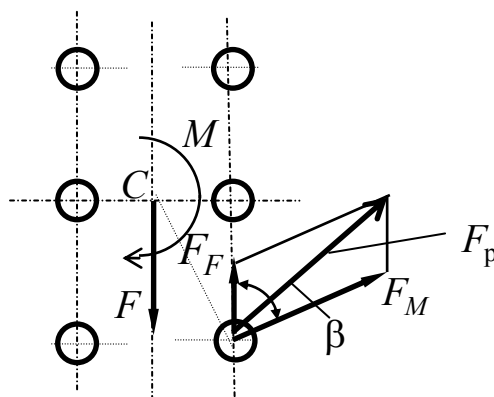


Рис. 2.34

При упругой деформации заклепок действия силы F и момента M можно рассматривать независимо друг от друга.

Усилие на каждую заклепку от действия центральной силы F будет равно

$$F_F = \frac{F}{z},$$

где z – число заклепок заклепочного соединения.

На наиболее нагруженную заклепку сила от вращающего момента M будет равна

$$F_M = \frac{M \rho_{\max}}{\sum_{i=1}^z \rho_i^2} = \frac{F \left(L + e + \frac{t}{2} \right) \rho_{\max}}{\sum_{i=1}^z \rho_i^2},$$

где ρ_i – расстояние от оси i -й заклепки до центра приведения C ; ρ_{\max} – максимальное расстояние от оси заклепки до центра приведения C .

Сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку, определяется с использованием теоремы косинусов

$$F_p = \sqrt{F_F^2 + F_M^2 + 2F_F F_M \cos\beta},$$

где β – угол между направлением силы F_F и направлением силы F_M .

Из рис. 2.34 следует, что

$$\rho_{\max} = \sqrt{t^2 + \left(\frac{t}{2}\right)^2} \quad \text{и} \quad \cos\beta = \frac{t}{\rho_{\max}}.$$

После определения наиболее нагруженной заклепки проверяют ее прочность по допускаемым напряжениям на срез и допускаемым напряжениям на смятие

$$\tau_c = \frac{4F_p}{\pi d_o^2 i} \leq [\tau_c]; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F_p}{s_{\min} d_o} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Расчет плотных заклепочных швов

Плотные заклепочные швы должны не только быть прочными, но и обеспечивать герметичность. Герметичность может быть обеспечена при условии отсутствия взаимного смещения соединяемых деталей.

Величину, характеризующую герметичность, невозможно определить теоретически. Для оценки герметичности вводится понятие коэффициента скольжения.

Коэффициент скольжения – это сила сопротивления проскальзыванию соединяемых деталей, условно отнесенная к единице площади поперечного сопротивления заклепок:

$$\xi = \frac{4F_t}{\pi d_o^2 z_o i} \leq [\xi],$$

где F_t – усилие, приложенное к листу на участке шага; z_o – число заклепок, приходящееся на полосу шириной, равной одному шагу; $[\xi]$ – допустимый коэффициент скольжения, зависящий от типа заклепочного шва.

Усилие, приложенное к листу на участке шага, для продольного шва рассчитывают по зависимости $F_t = \frac{Dpt}{2}$, а для поперечного за-

клепочного шва – $F_t = \frac{Dpt}{4}$.

Необходимая толщина стенки резервуара

$$s = \frac{Dp}{2\varphi[\sigma_p]} + \Delta,$$

где D – внутренний диаметр сосуда; p – давление на поверхность стенки сосуда; φ – коэффициент прочности продольного шва; $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{[s_B]}$ – допускаемое напряжение при растяжении материала стенки сосуда; Δ – припуск на коррозию металла, σ_B – предел прочности материала стенки сосуда при растяжении; $[s_B]$ – коэффициент запаса прочности.

Для плотных швов рекомендуется принимать следующие параметры шва:

$e = 1,65d$ – расстояние от края листа до центра заклепки;

$e_1 = 0,5t$ – расстояние между рядами заклепок;

$s_1 = 0,8s$ – толщина накладок.

Материалы и допускаемые напряжения

Заклепки из сталей Ст. 2, Ст. 3, Ст. 10 и Ст. 15 применяются для прочных швов. При изготовлении конструкций из легированных сталей заклепки изготавливаются из того же материала. В специальных производствах используются заклепки из алюминия, алюминиевых сплавов и меди.

При выборе материала заклепки необходимо руководствоваться тем, чтобы коэффициент линейного расширения заклепки и соединяемых деталей был примерно одинаков.

При расчете на прочность допускаемые напряжения на срез и на смятие $[\sigma_{см}]$ можно определять в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma_p]$ основного материала.

В этом случае допускаемое напряжение определяется по зависимости:

$[\tau_c] = (0,8 \dots 0,9)[\sigma_p]$ – при сверленных отверстиях;

$[\tau_c] = (0,67 \dots 0,7)[\sigma_p]$ – при продавленных отверстиях;

$[\sigma_{см}] = 2[\sigma_p]$ – при сверленных отверстиях;

$[\sigma_{см}] = 1,7[\sigma_p]$ – при продавленных отверстиях.

При действии знакопеременной нагрузки на заклепочное соединение, допускаемые напряжения понижаются путем умножения на коэффициент γ :

$$\gamma = \frac{1}{a + b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}},$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от материала заклепок; F_{\min}, F_{\max} – минимальное и максимальное значение действующей силы.

Вопросы для самоконтроля

1. В каких случаях применяют заклепочные соединения?
2. Какие заклепки бывают в зависимости от формы головки?
3. Как подразделяются заклепочные соединения в зависимости от назначения?
4. Какими способами изготовляют отверстия в деталях?
5. Какие бывают виды заклепочных швов?
6. Как рассчитывают прочные заклепочные соединения?
7. Как рассчитывают плотные заклепочные соединения?
8. Как определяют допускаемые напряжения?

2.5. Шпоночные соединения

Соединение двух соосных цилиндрических деталей (вала и ступицы) для передачи вращающего движения между ними осуществляется с помощью шпонки – специальной детали, закладываемой в пазы соединяемых вала и ступицы.

На основные виды шпонок имеются ГОСТы, которые предусматривают размеры их поперечных сечений и соответствующих пазов в валу и втулке в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки выбирается исходя из длины ступицы, но ее исполнительная длина должна быть стандартной.

Шпоночные соединения разделяют на соединения ненапряженные и напряженные.

Наибольшее распространение получили ненапряженные шпоночные соединения, сочетающиеся с посадкой ступицы на вал с гарантированным натягом, которые обеспечивают хорошее центрирование и высокую работоспособность соединения. К ненапряженным шпоночным соединениям относятся соединения призматической

шпонкой (рис. 2.35), сегментной шпонкой (рис. 2.36) и круглой шпонкой (рис. 2.37).

К напряженным шпоночным соединениям относятся соединения клиновыми шпонками. В зависимости от характера посадки и, следовательно, от особенностей сборки и разборки различают следующие виды клиновых шпонок: врезные (рис. 2.38), на лыске (рис. 2.39), фрикционные (рис. 2.40) и тангенциальные (рис. 2.41).

Клиновые шпонки создают напряженное соединение и могут передавать вращающий момент, осевую силу и ударные нагрузки.

В отличие от призматических шпонок у клиновых шпонок рабочими гранями являются широкие грани, а на боковых гранях имеется зазор. Одна из широких граней шпонки имеет по длине уклон 1:100, обеспечивающий самоторможение клиновой шпонки. При соединении врезной клиновой шпонкой впадина паза на валу не имеет уклона относительно оси вала, а впадина паза в ступице имеет по длине уклон относительно оси, соответствующий уклону клина, т. е. 1:100.

Соединение призматической шпонкой (рис. 2.35). Эти шпонки имеют прямоугольное поперечное сечение. Размеры $b \times h$ этих шпонок и пазов в валу и ступице регламентированы ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала. Размеры $b \times h$ подобраны таким образом, что среза шпонки не происходит, поэтому шпонку проверяют по напряжениям смятия.

При расчете принимается, что сила давления ступицы на выступающую часть шпонки равномерно распределена как по высоте, так и по длине шпонки.

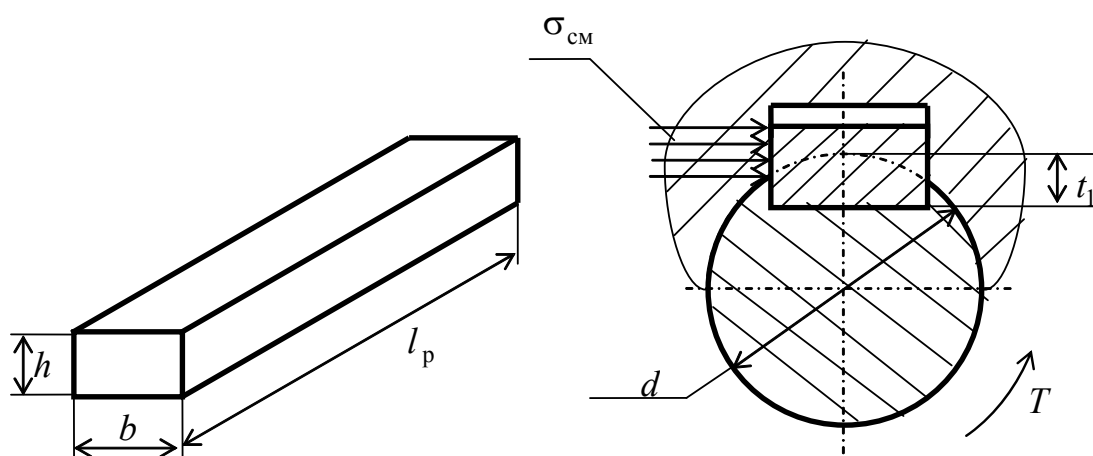


Рис. 2.35

Условие прочности на смятие в этом случае будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый валом; d – диаметр вала; h – высота шпонки; t_1 – глубина шпоночного паза в валу; l_p – рабочая длина шпонки.

Соединение сегментной шпонкой (рис. 2.36). Сегментные шпонки имеют переменное поперечное сечение и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок регламентированы ГОСТ 24071–80. Они имеют более глубокую посадку, что способствует сохранению устойчивого положения в пазу вала, в результате этого отсутствует перекося детали на валу. Шпонка сегментного профиля находит применение в машиностроении вследствие легкости изготовления шпонки и паза и удобства сборки. Однако глубокий паз существенно ослабляет вал, что ограничивает область их применения. Обычно соединения сегментными шпонками применяются для закрепления деталей на малонагруженных участках вала при его небольших диаметрах (до 44 мм).

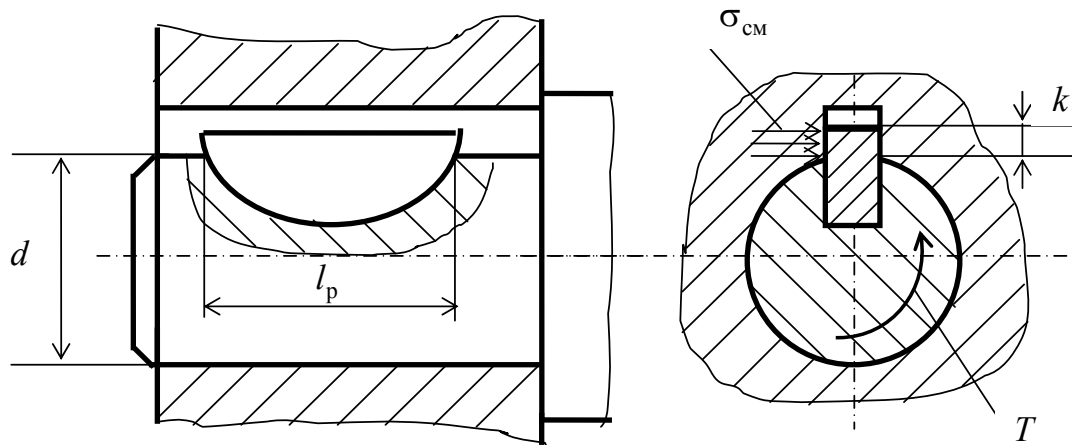


Рис. 2.36

Условие прочности на смятие для сегментной шпонки аналогичное, как и для призматической шпонки

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p k} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где k – высота выступающей части шпонки.

Соединение цилиндрической шпонкой (рис. 2.37). Эти шпонки применяют только при расположении ступицы на конце вала, преимущественно на валах малой длины. Отверстия под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом, что приводит к появлению радиальной распорной силы. Для выхода воздуха из замкнутого объема при запрессовке на поверхности цилиндрической шпонки предусматривают канавку.

Цилиндрическую шпонку располагают так, чтобы поверхности ее соприкосновения с валом и со ступицей были равны. В связи с этим центр паза смещают в сторону оси вала на величину

$$e = 0,5\sqrt{d - (d^2 - d_{ш}^2)},$$

где d – диаметр вала; $d_{ш}$ – диаметр цилиндрической шпонки.

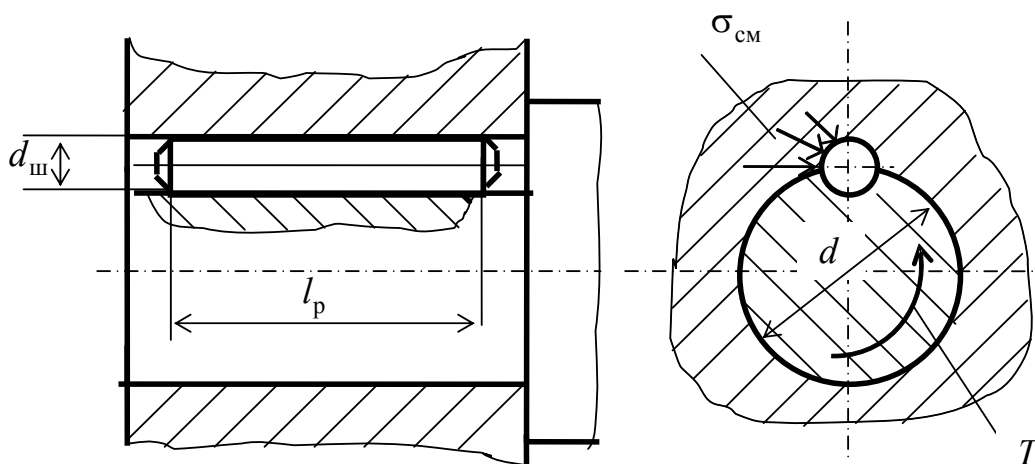


Рис. 2.37

При расчете на прочность цилиндрических шпонок принимают, что силы давления вала на шпонку и шпонки на ступицу распределены по дугам давления косинусоидально, а по длине шпонки – равномерно.

Условие прочности шпонки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{5T}{dd_{ш}l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки; l_p – расчетная длина шпонки.

Клиновая врезная шпонка (рис. 2.38). При соединении врезной клиновидной шпонкой впадина паза на валу не имеет уклона относительно оси вала, а впадина паза в ступице имеет по длине уклон относительно оси, соответствующий уклону клина, т. е. 1:100.

Клиновые шпонки создают напряженное соединение и могут передавать вращающий момент, осевую силу и ударные нагрузки. Область применения врезных клиновых шпонок ограничена по следующим причинам:

- 1) они вызывают радиальные смещения оси ступицы по отношению к оси вала, что приводит к биению насаженной детали;
- 2) не обеспечивают необходимой прочности соединения в том случае, когда вал работает с реверсивным движением, которое вызывает ослабление шпоночного соединения;
- 3) вызывает большую концентрацию напряжений в углах паза.

В точном машиностроении и в ответственных соединениях их не применяют.

Допустимая сила между клиновидной шпонкой и валом определяется из расчета на смятие. В результате забивки шпонки и действия вращающего момента эпюра напряжений по ширине шпонки изменяется по треугольнику.

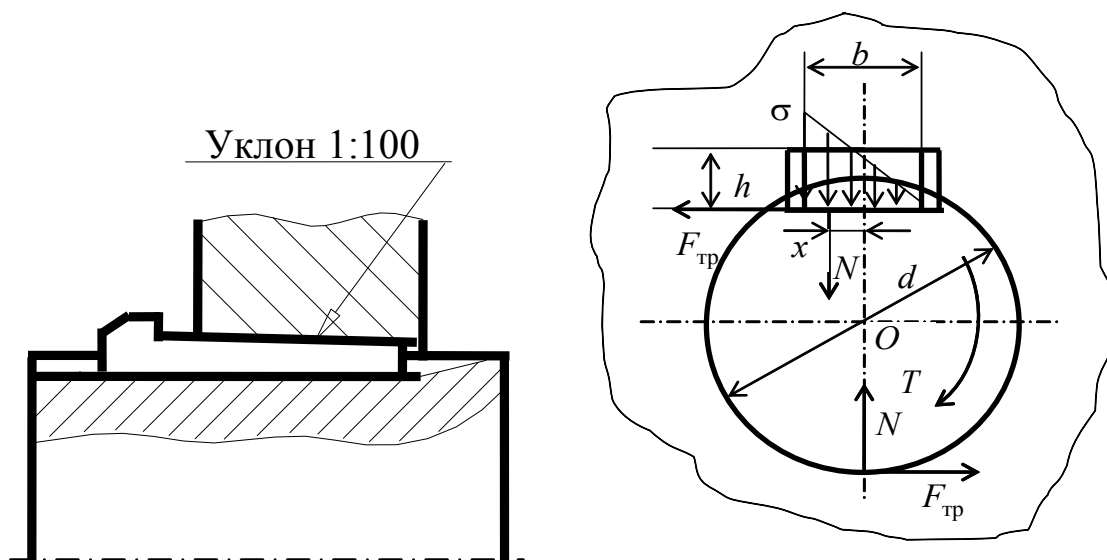


Рис. 2.38

Рассмотрим условия равновесия вала. Составим уравнение равновесия моментов всех сил относительно точки O :

$$T - Nx - F_{тр}d = 0,$$

где $N = \frac{\sigma}{2}bl_p$ – равнодействующая нормальных сил; b – ширина клиновой шпонки; l_p – расчетная длина шпонки; $x = \frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b = \frac{b}{6}$ – плечо равнодействующих нормальных сил; $F_{тр} = Nf = \frac{\sigma}{2}bl_p f$ – результирующая сила трения; f – коэффициент трения.

Подставляя эти значения в уравнения равновесия, и решая его относительно σ , получим условие прочности соединения врезной клиновой шпонки на смятие

$$\sigma = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}].$$

В соединении при установке двух шпонок, поставленных диаметрально противоположно, условие прочности будет иметь вид:

$$\sigma = \frac{6T}{bl_p(b + 3fd)} \leq [\sigma_{см}].$$

Шпонка на лыске (рис. 2.39). Для установки шпонки на лыске на валу выполняется плоский срез (лыска). Такая обработка значительно меньше ослабевает вал. В ступице устанавливаемой детали делается паз с уклоном 1:100. Эти соединения применяются в соединениях, передающих небольшие нагрузки, в не очень точных механизмах.

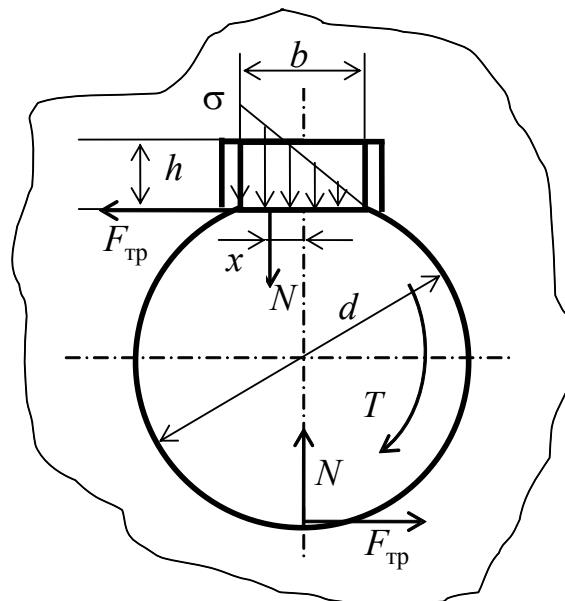


Рис. 2.39

Расчетная схема и, следовательно, условие прочности на смятие соединения шпонкой на лыске аналогичны, как и для соединения клиновой врезной шпонки

$$\sigma = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}].$$

Фрикционная шпонка (рис. 2.40). Соединения фрикционной шпонкой также применяются для передачи небольших нагрузок, если требуется часто передвигать ступицу вдоль вала или смещать в угловом направлении. Нагрузка в соединении с фрикционной шпонкой передается только за счет трения, возникающего на контактируемых поверхностях. Поэтому это соединение можно использовать как предохранительное при перегрузках.

Грань фрикционной шпонки, которая соприкасается с валом, выполняется в виде цилиндрической поверхности, радиус которой равен радиуса вала. К достоинству фрикционной шпонки относится то, что ее применение не приводит к ослаблению сечение вала. Она требует лишь паза в ступице устанавливаемой детали с уклоном 1:100. Несущая способность фрикционной шпонки меньше, чем врезной.

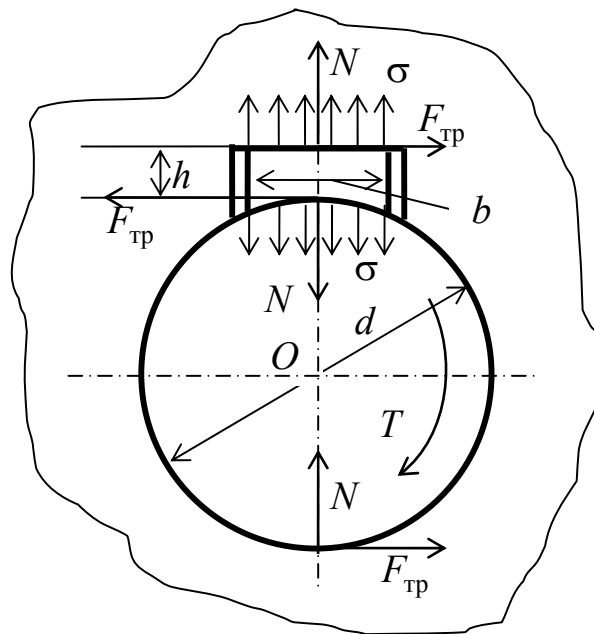


Рис. 2.40

При расчете прочности соединения фрикционной шпонкой делается допущение, что момент сил трения, приложенный к фрикци-

онной шпонке, не изменяет формы первоначальной эпюры напряжений σ .

Уравнение равновесия моментов всех сил, действующих на вал, относительно точки O имеет вид:

$$T - F_{\text{тр}}d = 0,$$

где $F_{\text{тр}} = Nf = \sigma b l_p f$ – результирующая сила трения; b – ширина фрикционной шпонки; l_p – расчетная длина шпонки; f – коэффициент трения.

Подставляя значение $F_{\text{тр}}$ в уравнение равновесия, и решая его относительно σ , получим условие прочности соединения фрикционной шпонкой на смятие

$$\sigma = \frac{T}{b l_p f d} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Тангенциальная шпонка (рис. 2.41) состоит из двух односкосных клиньев, прижатых друг к другу скошенными гранями. Узкие грани шпонки параллельны и являются рабочими. Параллельность рабочих граней позволяет изготавливать пазы на валу и в ступице без уклона. В сечении соединения одна из широких граней шпонки располагается касательно к окружности вала. Тангенциальные шпонки встречаются в валах больших диаметров, передающих значительные знакопеременные крутящие моменты.

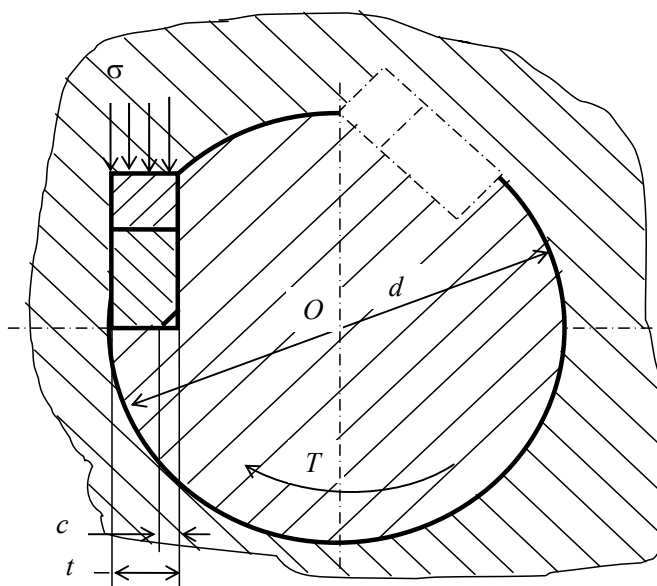


Рис. 2.41

При расчете на прочность соединения тангенциальной шпонкой принимается, что вся нагрузка со стороны ступицы на шпонку воспринимается ее узкой гранью. Трением между поверхностями ступицы и вала, возникающим при заклинивании шпонок, пренебрегают.

Из уравнения равновесия моментов всех сил, действующих на вал, относительно точки O :

$$T - F \frac{(d-t)}{2} = T - \sigma(t-c)l_p \frac{(d-t)}{2} = 0$$

условие прочности на смятие соединения тангенциальной шпонкой имеет вид:

$$\sigma = \frac{2T}{(t-c)l_p(d-t)} \leq [\sigma_{см}],$$

где t – толщина шпонки; l_p – рабочая длина шпонки; c – ширина фаски.

Материалы и допускаемые напряжения

Материалом для шпонок в основном служат углеродистые стали марок: Ст. 5, Ст. 6, Ст. 45 с пределом прочности $\sigma_b \geq 500$ МПа.

Величина допускаемых напряжений на смятие $[\sigma_{см}]$ выбирается в зависимости от характера действующей нагрузки и условий работы соединения:

$[\sigma_{см}] = 120...160$ МПа – при неподвижном соединении для сопрягаемых элементов из чугунного литья, стального литья и стали, работающих в постоянном режиме нагружения;

$[\sigma_{см}] = 60...100$ МПа – при неподвижном соединении для сопрягаемых элементов из чугунного литья, стального литья и стали, работающих в условиях знакопеременных нагрузок с ударами;

$[\sigma_{см}] = 150$ МПа – втулка перемещается без нагрузки;

$[\sigma_{см}] = 30...50$ МПа – соединение подвижное, под нагрузкой, рабочие поверхности не закалены;

$[\sigma_{см}] = 10$ МПа – шпонки ходовых валиков.

Вопросы для самоконтроля

1. Для чего предназначены шпоночные соединения?
2. Какие виды шпоночных соединений бывают?
3. Как определяют размеры шпонок?
4. Как рассчитывают ненапряженные шпоночные соединения?

5. Как рассчитывают шпоночное соединение, содержащее две шпонки?
6. По каким причинам ограничена область применения врезных клиновых шпонок?
7. Как рассчитывают соединения клиновой врезной шпонкой?
8. Как рассчитывают соединения шпонкой на лыске?
9. Как рассчитывают соединения фрикционной шпонкой?
10. Как рассчитывают соединения тангенциальной шпонкой?
11. Какие материалы используют для изготовления шпонок?
12. Как определяют допускаемое напряжение для шпоночного соединения?

2.6. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения (рис. 2.42) можно рассматривать как многошпоночные, когда шпонки выполнены заодно с валом. Шлицевые соединения имеют ряд преимуществ по сравнению со шпоночными соединениями:

- 1) детали, установленные на шлицевых валах, лучше центрируются и имеют более точное направление при перемещении вдоль оси вала;
- 2) обеспечивается возможность передачи большего вращающего момента;
- 3) значительно меньше ослабления вала;
- 4) выше прочность шлицевых валов при действии динамических нагрузок.

Шлицевые соединения нашли широкое применение в автотракторной, станкостроительной и самолетостроительной промышленности.

Шлицевые соединения подразделяются на подвижные и неподвижные. По форме шлицов различают шлицевые соединения с прямобочным (рис. 2.42, *а*), эвольвентным (рис. 2.42, *б*) и треугольным профилем (рис. 2.42, *в*).

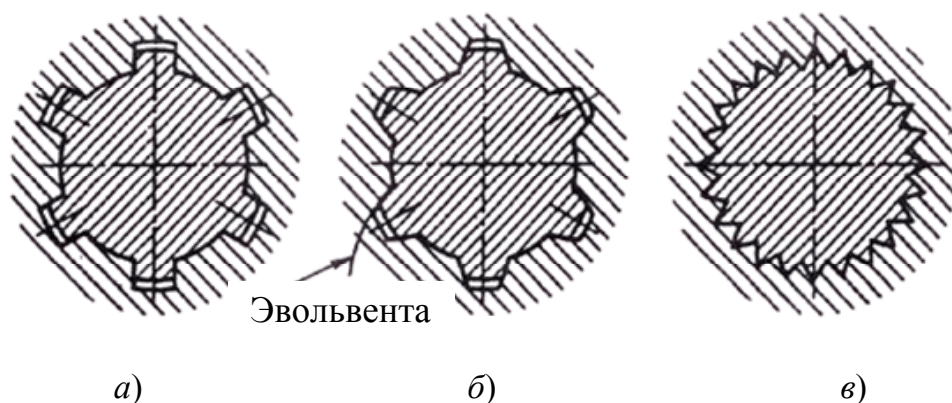


Рис. 2.42

Соединения с прямоблочным профилем шлица в настоящее время получили наибольшее распространение.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем шлица являются перспективными, так как обладают повышенной точностью и технологичностью, создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица.

Шлицевые соединения треугольного профиля мелкие, поэтому мало ослабляют вал, однако они способны передавать лишь относительно небольшую нагрузку и применяют при стесненных габаритах.

В зависимости от количества шлицов различают три серии шлицевых соединений: легкая, средняя и тяжелая.

Расчет шлицевых соединений

На шлицевые соединения действуют напряжения смятия, изгиба, среза, а также они подвергаются износу.

Основным расчетом считается расчет на смятие. Условие прочности по напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{\upsilon zhld_{\text{cp}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый соединением; υ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами; h – высота поверхности контакта шлицов; d_{cp} – средний диаметр поверхности контакта; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие.

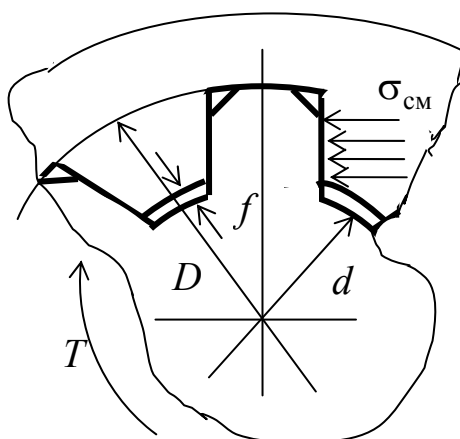


Рис. 2.43

Для прямобочных шлицевых соединений (рис. 2.43) средний диаметр поверхности контакта и высоту поверхности контакта рассчитывают по следующим зависимостям:

$$d_{\text{cp}} = \frac{D+d}{2}; \quad h = \frac{D-d}{2} - 2f,$$

где D – наружный диаметр шлицевого вала; d – внутренний диаметр шлицевого вала; f – размер фаски.

Для эвольвентных шлицевых соединений эти размеры приближенно определяют по следующим зависимостям:

$$d_{\text{cp}} = D - 1,1m; \quad h = 0,8m,$$

где m – модуль.

Для шлицевого соединения с треугольным профилем

$$h = \frac{D-d_A}{2}; \quad d_{\text{cp}} = d_1 = mz,$$

где D – наружный диаметр вала; d_A – внутренний диаметр отверстия; d_1 – диаметр делительной окружности.

Допускаемое напряжение на смятие определяют по зависимости

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_T}{sK_{\text{см}}K_D},$$

где σ_T – предел текучести материала; s – коэффициент запаса прочности при расчете на смятие; $K_{\text{см}}$ – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие; $K_D = \frac{T_{\text{max}}}{T}$ – коэффициент динамичности нагрузки.

Проверку на изгиб производят по сечению основания шлицов по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} = \frac{F \frac{D-d}{4}}{\frac{lb^2z\nu}{6}} = \frac{3T(D-d)}{d_{\text{cp}}lb^2z\nu} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

Проверку на срез производят по площади основания шлица по зависимости:

$$\tau_c = \frac{F}{blz\upsilon} = \frac{2T}{d_{cp}lbz\upsilon} \leq [\tau_c],$$

где F – окружное усилие, передаваемое шлицевым соединением; υ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между шлицами; b – толщина шлица у основания; $[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение на изгиб; $[\tau_c]$ – допустимое напряжение на срез.

Точно установленных значений допускаемых напряжений изгиба и среза для шлицевых соединений в литературе не приводится. Приближенное их значение можно брать из рекомендаций для шпоночных соединений.

По своей величине напряжения среза и изгиба в шлицевых соединениях значительно ниже напряжений смятия, поэтому в практических расчетах на прочность будет достаточно провести проверку на смятие.

Вопросы для самоконтроля

1. Какими преимуществами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными соединениями?
2. Как подразделяют шлицевые соединения?
3. Как рассчитывают шлицевые соединения?
4. Как определяют допускаемые напряжения для шлицевых соединений?

2.7. Штифтовые соединения

Штифтовые соединения применяются в конструкциях для жесткого соединения деталей, а также в качестве координирующих элементов. Штифты выполняют различных видов: гладкие, насечные (с канавками), пружинные, фасонные, фигурные и др. Наибольшее распространение получили гладкие штифты.

Штифты гладкие. Гладкие штифты бывают двух видов: цилиндрические (рис. 2.44, *а*) и конические (рис. 2.44, *б*). Цилиндрический или конический штифт служит для неподвижного соединения деталей или для передачи небольших нагрузок.

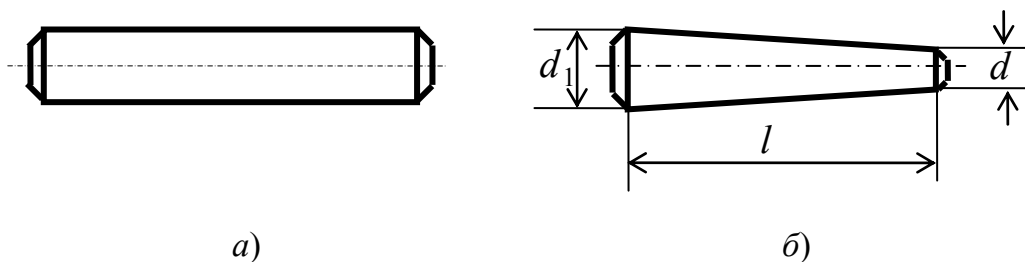


Рис. 2.44

Конусность конических штифтов 1:50. Диаметр d_1 утолщенного конца конического штифта определяется по зависимости

$$d_1 = d + \frac{l}{50}.$$

Цилиндрический штифт удерживается в отверстии трением, которое создается монтажным натягом. Поэтому для предупреждения выпадения штифта требуется более точное его изготовление и точная сборка. Конические штифты обеспечивают более точное и прочное соединение и лучше предохранены от выпадения. Конический штифт, в отличие от цилиндрического, может использоваться многократно без уменьшения точности расположения деталей.

Гладкие штифты изготавливаются из сталей с пределом прочности $\sigma_b \geq 500 \dots 600$ МПа и твердостью $HB \geq 120$. Они ставятся в точно развернутые отверстия.

Для гладких штифтов, материал которых работает в области упругих деформаций, удельное давление p определяют по зависимости

$$p = \frac{E \Delta d}{2d},$$

где E – модуль упругости материала штифта; Δd – первоначальная разность диаметров штифта и отверстия; d – диаметр штифта.

Предельное значение удельного давления p_{\max} определяют по формуле

$$p_{\max} = \frac{\sigma_{T_2}}{2},$$

где σ_{T_2} – предел текучести контактирующей со штифтом материала охватывающей детали.

Гладкие штифты могут использоваться в конструкциях как односрезные и двухсрезные (рис. 2.45).

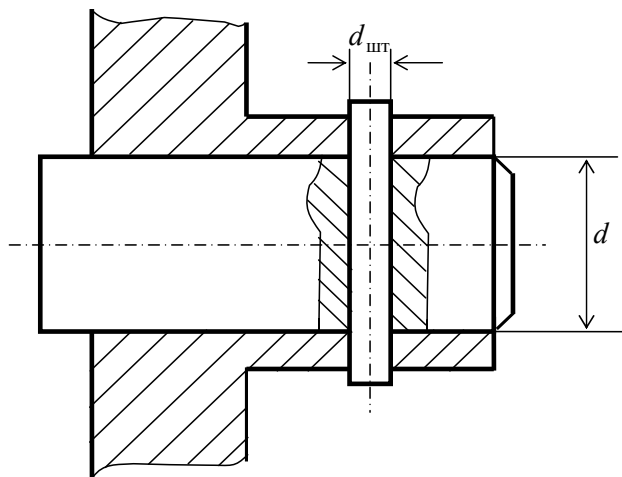


Рис. 2.45

Условие прочности гладкого штифта на срез

$$\tau_c = \frac{4F_t}{\pi d_{\text{штиф}}^2 i} \leq [\tau_c],$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$ – окружная сила; T – передаваемый вращающий момент;
 d – диаметр вала; $d_{\text{штиф}}$ – диаметр штифта; i – число плоскостей среза;
 $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез материала штифта.

Вопросы для самоконтроля

1. Где применяют штифты?
2. Какие виды штифтов бывают?
3. Какие материалы используют для изготовления штифтов?
4. Каким преимуществом обладает конический штифт по сравнению с цилиндрическим штифтом?
5. Как определяют давление в зоне контакта штифта с деталью?
6. Как рассчитывают штифтовые соединения?

2.8. Профильные соединения

Профильным называется разъемное соединение, у которого ступица насаживается на фасонную поверхность вала (рис. 2.46, *а*, рис. 2.47, *в*), благодаря которой осуществляется передача вращательного движения.

Более совершенными являются профильные соединения с овальным контуром поперечного сечения (рис. 2.46, *а*). Данный профиль обладает свойством равноосности, т. е. постоянством диаметрального размера.

Простейшим профильным соединением является соединение вала, имеющего на конце квадратное поперечное сечение (рис. 2.46, *в*). Сторона квадрата обычно равна 0,75 диаметра вала.

К профильному соединению относят также соединение на лыске (рис. 2.46, *б*).

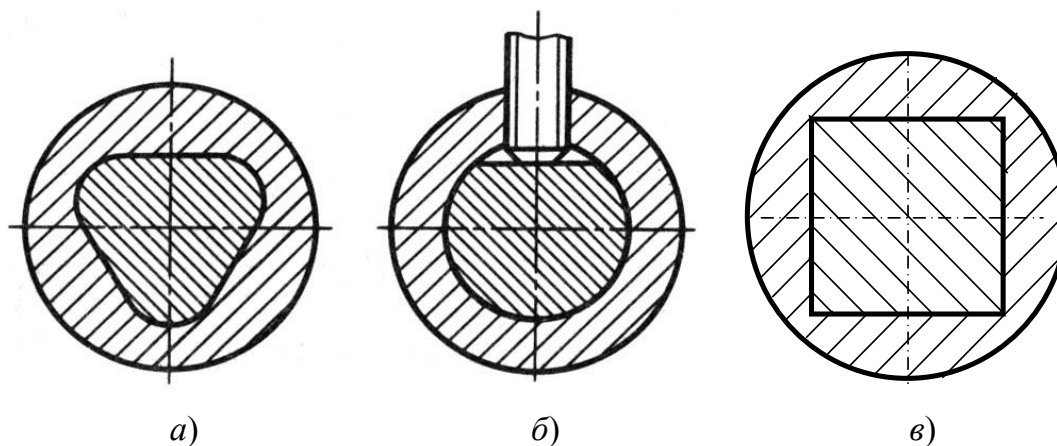


Рис. 2.46

Профильные соединения в осевом направлении могут быть цилиндрическими (рис. 2.47, *а*) или коническими (рис. 2.47, *б*), а в поперечном сечении различный профиль (рис. 2.47, *в*). Конические профильные соединения характеризуются удобством демонтажа, но по сравнению с цилиндрическими, они сложнее в изготовлении и дороже.

По сравнению со шпоночным соединением у профильных соединений лучшее центрирование сопрягаемых деталей, несколько меньшая концентрация напряжений и возможность точной обработки рабочих поверхностей с требуемой твердостью.

К основным недостаткам этих соединений можно отнести сложность и трудоемкость изготовления фасонных поверхностей, их относительно высокую стоимость и большие напряжения смятия.

При переменных и особенно реверсивных нагрузках применяют профильные соединения с натягом.

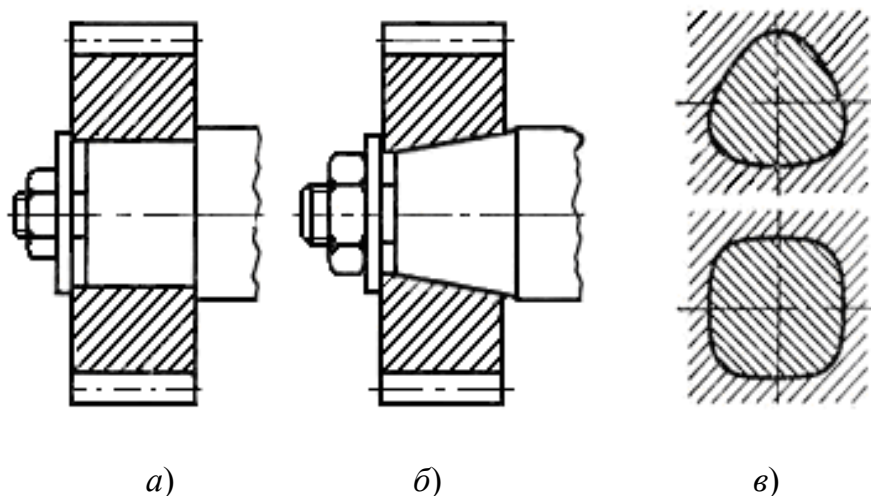


Рис. 2.47

Расчет профильных соединений

Основным критерием работоспособности профильного соединения является ограничение удельной нагрузки, которая вызывает смятие рабочих поверхностей.

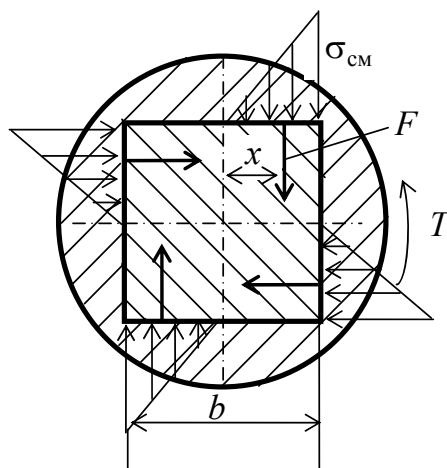


Рис. 2.48

Для профильного соединения, изображенного на рис. 2.48, при расчете на прочность предполагают, что зазор в соединении равен нулю.

Эпюра напряжений смятия при действии внешней нагрузки в поперечном сечении изменяется по треугольнику, а в продольном – постоянная вдоль оси.

Уравнение равновесия моментов всех сил и моментов относительно центра сечения имеет вид:

$$T - 4Fx = 0,$$

где $F = \frac{\sigma_{см}}{2} \frac{b}{2} l$ – равнодействующая сила от действующего напряжения смятия; $x = \frac{b}{3}$ – плечо равнодействующей силы; l – длина ступицы.

Учитывая значения F и x , условие прочности будет иметь вид:

$$\sigma_{см} = \frac{3T}{b^2 l} \leq [\sigma_{см}].$$

Вопросы для самоконтроля

1. Для каких целей используют профильные соединения?
2. Какими преимуществами обладают профильные соединения по сравнению со шпоночными соединениями.
3. По каким причинам профильные соединения имеют ограниченное применение?
4. Как рассчитывают профильные соединения?

2.9. Соединения с натягом

Соединение деталей с натягом осуществляется за счет сил упругости, которые возникают в результате деформации соединяемых деталей из-за разности посадочных мест.

Соединения с натягом используются для передачи вращающего момента, осевой силы или их комбинации.

Различают механический и тепловой способы соединения деталей.

При механическом способе соединения получают путем приложения осевой силы, обеспечивающей взаимное смещение сопрягаемых деталей на требуемую величину.

При тепловом способе соединения получают за счет температурных деформаций охватывающей и охватываемой деталей, без напряжения введенных одна в другую.

При нагреве охватываемой детали соединения получают за счет ее последующего сжатия. При охлаждении охватываемой детали соединения происходит в результате последующего ее расширения.

К основным достоинствам соединений с натягом можно отнести простоту конструкции, хорошее центрирование сопрягаемых деталей,

возможность восприятия значительных статических и динамических нагрузок.

Основными недостатками являются сложность демонтажа, склонность к контактной коррозии, повышенные требования к чистоте сопрягаемых поверхностей и точности их изготовления.

Расчет прочности соединения

Надежность соединения с натягом в основном зависит от величины натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой.

Требуемая величина натяга рассчитывается из условия, чтобы силы трения, возникающие на поверхности контакта соединяемых деталей, полностью противодействовали внешним нагрузкам, действующим на соединения с натягом.

Относительная неподвижность соединяемых деталей с цилиндрическими контактными поверхностями (рис. 2.49) обеспечивается при соблюдении следующих условий:

– при нагружении осевой силой F :

$$F \leq \pi d l p f ;$$

– при нагружении вращающим моментом T :

$$T \leq \pi d l p f \frac{d}{2} ;$$

– при совместном действии осевой силы F и вращающего момента T :

$$\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq \pi d l p f ,$$

где d , l – диаметр и длина контактируемых поверхностей; p – давление на контактной поверхности; f – коэффициент трения.

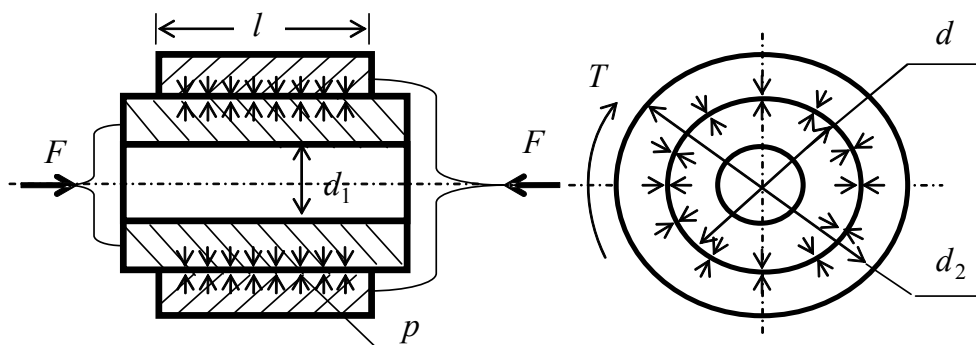


Рис. 2.49

Давление p , необходимое для выполнения вышеуказанных условий, определяют, исходя из расчетного натяга N_p :

$$p = \frac{N_p}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)},$$

где $c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$, $c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$; E_1, E_2 – модули упругости соединяемых деталей; d – посадочный диаметр; d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (наружный диаметр ступицы); μ_1, μ_2 – модули упругости соединяемых деталей.

Расчетный натяг определяют исходя из наименьшего табличного натяга N_{\min} для соответствующей посадки с учетом срезания и сглаживания контактных поверхностей при сборке

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

где R_{z1}, R_{z2} – высоты неровностей сопрягаемых поверхностей.

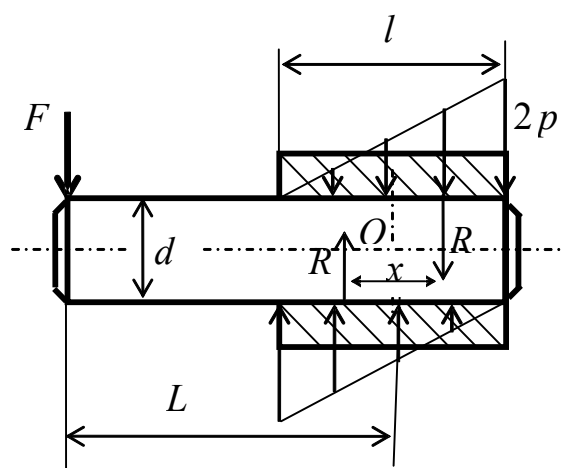


Рис. 2.50

Изгибающий момент M , который может передать соединение с натягом (рис. 2.50), определяют по зависимости, которая учитывает, что при приложении внешней нагрузки эпюра давления на контактных поверхностях изменяется по треугольнику. Кроме того, делают допущения, что поворот шипа происходит вокруг центра тяжести со-

единения и не учитывается действие силы F , перенесенной в центр тяжести соединения.

Учитывая принятые допущения, можно записать

$$M = FL = Rx,$$

где R – равнодействующая на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров; $x = \frac{l}{3}$ – плечо пары равнодействующих.

Значение равнодействующей зависит от давления на поверхности контакта и не зависит от действия изгибающего момента и определяется по зависимости

$$R = pld.$$

Подставляя значения R и x , получаем

$$M = FL = \frac{1}{3} pdl^2.$$

Для обеспечения прочности на практике принимают

$$M \leq 0,2 pdl^2.$$

Расчет прочности и деформации деталей

Расчет на прочность и жесткость соединений с натягом рассчитывают по формулам для толстостенных цилиндров. Эпюры напряжений в сечениях соединяемых деталей приведены на рис. 2.51.

Условие, при котором не наблюдается пластических деформаций в соединяемых деталях, согласно теории наибольших касательных напряжений, имеет вид:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 – максимальное напряжение; σ_3 – минимальное напряжение; σ_T – предел текучести материала.

Наибольшие эквивалентные напряжения имеют место в точках внутренних поверхностей втулки и вала.

Так как для втулки $\sigma_1 = \sigma_{t_2} = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}$; $\sigma_3 = -\sigma_r = -p$, то условие

отсутствия пластической деформации имеет вид:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - (-p) = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{t_2}.$$

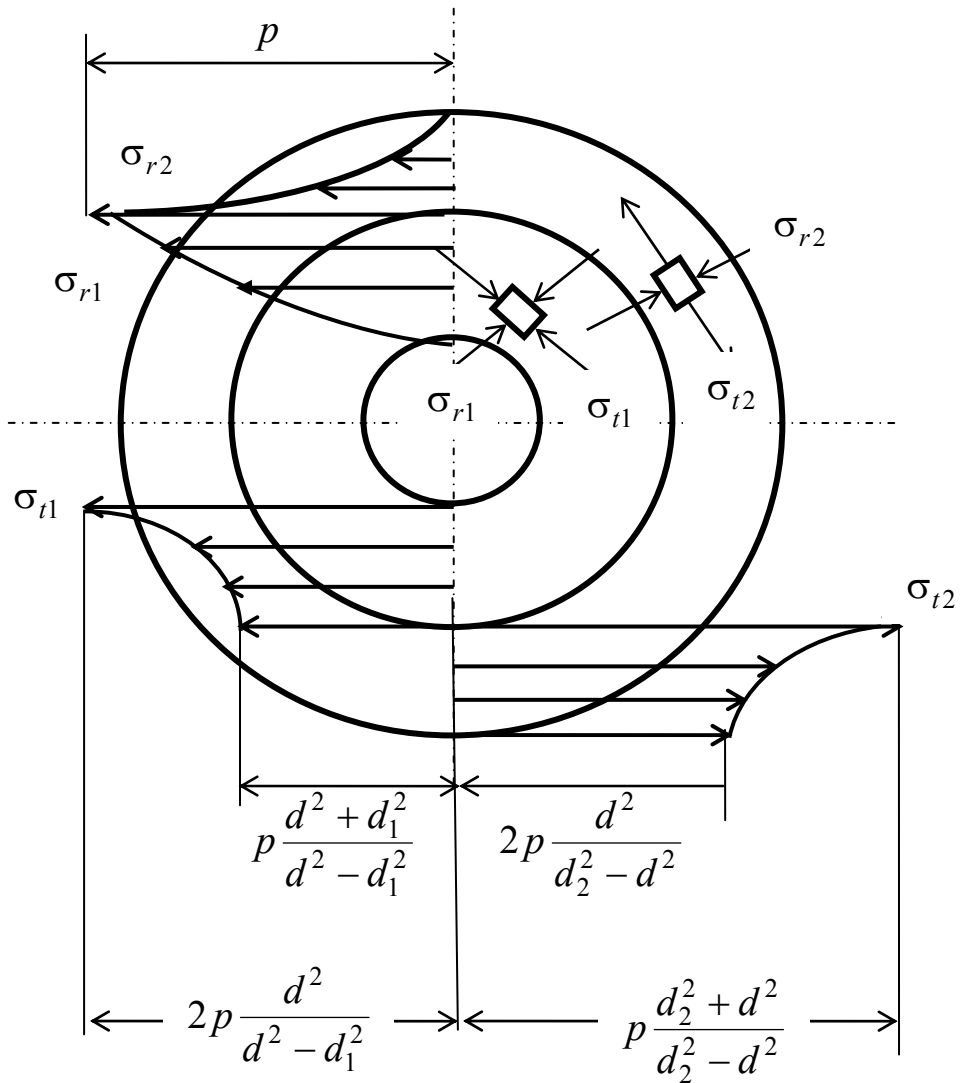


Рис. 2.51

Для вала $\sigma_1 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_{t2} = -p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}$. Условие отсутствия пластичности будет

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 0 - \left(-p \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right) = p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2} \leq \sigma_{t1}.$$

Увеличение наружного диаметра охватывающей детали

$$\Delta d_2 = \frac{2pd^2 d_2}{E_2 (d_2^2 - d^2)}.$$

Уменьшение внутреннего диаметра охватываемой детали

$$\Delta d_1 = \frac{2pd^2d_1}{E_1(d^2 - d_1^2)}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. За счет чего осуществляются соединения деталей с натягом?
2. Какими способами получают соединения с натягом?
3. Какими достоинствами и недостатками обладают соединения с натягом?
4. Какие нагрузки может передавать соединение с натягом?
5. Какое условие должно быть выполнено, чтобы обеспечить взаимную неподвижность соединяемых деталей?
6. Как рассчитывают соединение с натягом на прочность?
7. Как определяют давление в зоне контакта?
8. Как рассчитывают на прочность соединяемые детали?
9. Как определяют деформацию соединяемых деталей?

2.10. Соединение посадкой на конус

Соединения посадкой на конус (рис. 2.52) применяют для точного центрирования и полной гарантии от осевого смещения сопрягаемых деталей. Важно обеспечить соосность и плотность сопряжения этих соединений в тех случаях, когда детали часто подвергаются частой сборке и разборке.

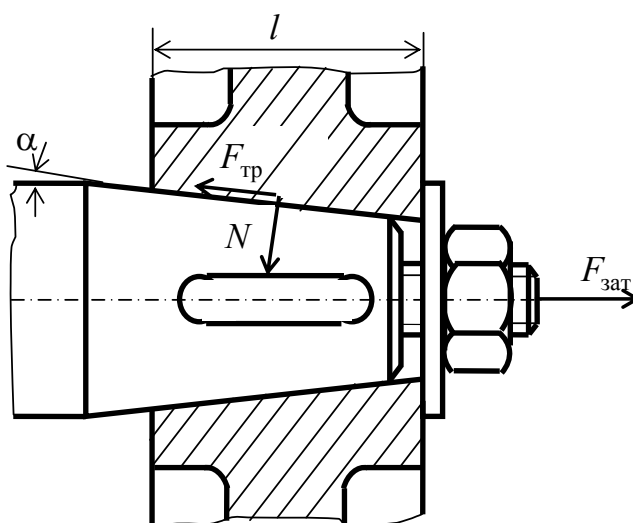


Рис. 2.52

Конусные соединения могут быть бесшпоночными, выполняемыми при помощи запрессовки и закрепляемыми со шпонкой. Неподвижные конусные соединения имеют преимущества в сборке, так как конический хвостовик вала легко входит в коническое отверстие и самоцентрируется.

Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В отличие от прессового соединения легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования.

Расчет соединения посадкой на конус

Момент, который может передать бесшпоночное соединение посадкой на конус, определяют по зависимости

$$T \leq \frac{F_{\text{тр}} d_{\text{ср}}}{2k},$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр; $k = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса прочности.

Сила трения $F_{\text{тр}}$ определяется из условия равновесия вала

$$F_{\text{зат}} - F_{\text{тр}} \cos \alpha - N \sin \alpha = 0,$$

учитывая, что $N = \frac{F_{\text{тр}}}{f}$, получим

$$F_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{зат}} f}{f \cos \alpha + \sin \alpha},$$

где $f = 0,11 \dots 0,13$ – коэффициент трения; $\alpha = 2^\circ 51' 40''$ – угол при стандартной конусности 1:10.

В этом случае передаваемый вращающий момент

$$T \leq \frac{F_{\text{зат}} f d_{\text{ср}}}{2k(f \cos \alpha + \sin \alpha)}.$$

В случае необходимости передачи большего вращающего момента соединение усиливают шпонкой. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки T .

Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью применяют соединения посадкой на конус?
2. За счет чего возникает давление на конической поверхности?

3. Как определяют вращающий момент, который может передать соединение посадкой на конус?

4. Что используют при необходимости передачи большего момента?

2.11. Клиновые соединения

Клиновым называют разъемное соединение, затягиваемое или регулируемое с помощью соединительной детали клина.

По назначению клиновые соединения разделяются на силовые и установочные и выполняются обычно напряженным, т. е. с предварительным, натягом.

Силовые клиновые соединения применяют при скреплении стержня с втулкой (рис. 2.53). Стержень имеет поперечный клиновый паз с углом, равным углу клина. Втулка имеет паз постоянного поперечного сечения. Малый угол скоса клина обеспечивает плотность соединения и самоторможение, что препятствует выпадению клина. Силовые клинья обычно выполняются с уклонами 1:100, 1:40 и 1:30.

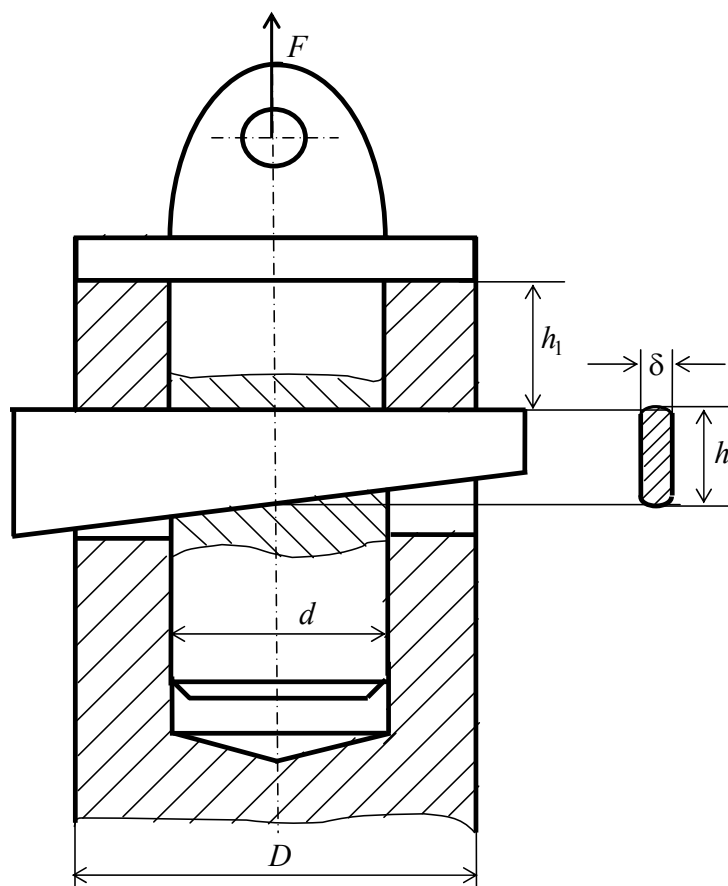


Рис. 2.53

Клин обычно изготавливается с закругленными полуцилиндрическими опорными поверхностями, что уменьшает концентрацию напряжений и упрощает изготовления отверстия для клина.

Клиновое соединение обладает простотой конструкции и компактностью, легко собирается и разбирается.

Расчет клинового соединения

Размеры клинового соединения частично определяют расчетом на прочность, частично назначают конструктивно.

Толщину клина δ принимают в зависимости от диаметра d стержня: $\delta = (1/3 \dots 1/4)d$.

Диаметр d стержня (рис. 2.53) определяют из условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{kF}{\frac{\pi d^2}{4} - \delta d} \leq [\sigma_p],$$

где $k = 1,25$ – коэффициент запаса прочности, учитывающий напряжение, возникающее от забивки клина; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на разрыв для материала стержня.

Полагая $\delta = 0,25d$, получим

$$d \geq 1,5 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

Диаметр втулки принимают $D = (1,8 \dots 2)d$.

Высота клина определяется из условия прочности на изгиб

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} \leq [\sigma_{и}],$$

где $M_{и} = \frac{kFD}{8}$ – изгибающий момент в опасном сечении клина при

условии, что $D = 2d$; $W_{и} = \frac{\delta h^2}{6}$ – момент сопротивления поперечного сечения клина.

Требуемая высота клина равна

$$h \geq \sqrt{\frac{0,75kFD}{\delta[\sigma_{и}]}}.$$

Высота втулки h_1 задается от диаметра стержня d :

$$h_1 = (0,6 \dots 0,8)d.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Как разделяют клиновые соединения по назначению?
2. За счет чего обеспечивается плотность и самоторможение в клиновом соединении?
3. С каким уклоном выполняются силовые клинья?
4. Какую форму имеют клинья?
5. Как определяют диаметр стержня клинового соединения?
6. Из какого условия определяют высоту клина?

Глава 3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Зубчатые передачи

Зубчатая передача – это механизм, состоящий из колес с зубьями, которые сцепляются между собой и передают вращательное движение, обычно преобразуя угловые скорости и крутящие моменты.

По взаимному расположению осей валов зубчатые передачи подразделяются: с параллельными осями (рис. 3.1), с пересекающимися осями (рис. 3.2) и с перекрещивающимися осями (рис. 3.3).

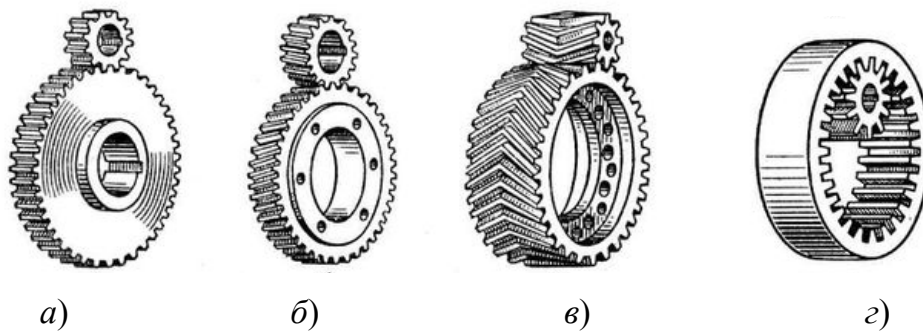


Рис. 3.1

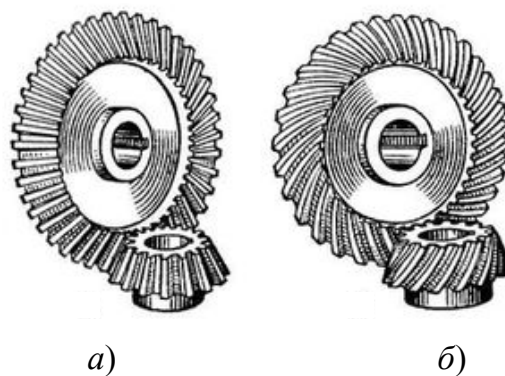


Рис. 3.2

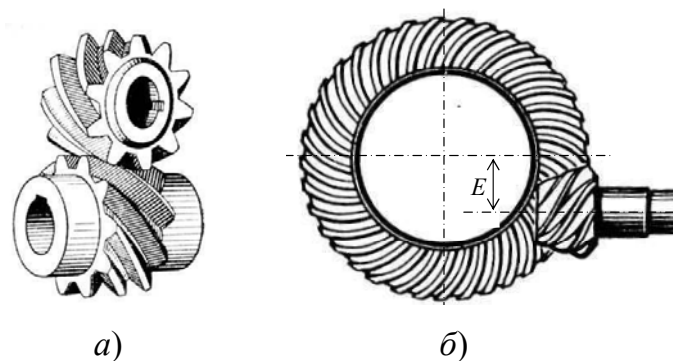


Рис. 3.3

По форме начальных поверхностей различают зубчатые передачи: цилиндрические, конические и глобоидные.

По типу зубьев зубчатые колеса подразделяют на прямозубые, косозубые, шевронные и криволинейные.

В открытых передачах и в коробках скоростей при невысоких и средних скоростях цилиндрические зубчатые колеса изготавливаются с прямыми зубьями (рис. 3.1, *а*). Для увеличения контактной длины и числа зубьев, находящихся в зацеплении, что необходимо для передачи большего момента и более плавной работы на повышенных частотах вращения, применяют косозубые цилиндрические зубчатые колеса (рис. 3.1, *б*). Серьезным недостатком косозубых колес является наличие осевого усилия, возникающего в контакте зацепленных зубьев. С целью устранения этого недостатка в тяжелых машинах для передач больших моментов и мощностей применяют шевронные зубчатые колеса (рис. 3.1, *в*).

По относительному вращению колес и расположению зубьев зубчатые передачи делят на передачи с внешним зацеплением (вращение колес в противоположном направлении, рис. 3.1, *а, б, в*) и с внутренним зацеплением (вращение колес происходит в одном направлении, рис. 3.1, *г*).

Для плавной работы и эффективной передачи энергии вращения зубья зубчатых колес должны иметь особую форму. В настоящее время почти все зубчатые колеса имеют эвольвентный профиль зуба. Преимуществом этого профиля является простота изготовления колес, так как при этом используется один и тот же инструмент, независимо от числа зубьев. Профиль зубьев инструмента может быть прямолинейным, что удобно для изготовления и контроля. Эвольвентные зубчатые колеса обладают достаточно высокой нагрузочной способностью, малой чувствительностью к неточностям межцентрового расстояния. Однако эвольвентный профиль удовлетворяет не всем требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам. Так, например, в мощных передачах внешнего зацепления, где контактируют выпуклые зубья с малыми радиусами кривизны профилей, происходит их быстрое разрушение из-за недостаточной контактной прочности. Одним из путей повышения контактной прочности является использование внутреннего зацепления, в котором профиль зуба одного из колес вогнутый.

Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется шестерней, второе колесо с большим числом зубьев называется коле-

сом. Если зубчатые колеса имеют одинаковое число зубьев, то в этом случае ведущее зубчатое колесо называется шестерней, а ведомое – колесом.

Реечная зубчатая передача (рис. 3.4) – это цилиндрическая зубчатая передача, одним из звеньев которой является зубчатая рейка. Рейка представляет собой сектор цилиндрического зубчатого колеса, диаметры делительной и однотипных соосных поверхностей которого бесконечно велики, вследствие чего эти поверхности являются параллельными плоскостями, а концентричные окружности – параллельными прямыми. Используется такая передача для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки или шестерни и, наоборот, поступательного движения во вращательное.

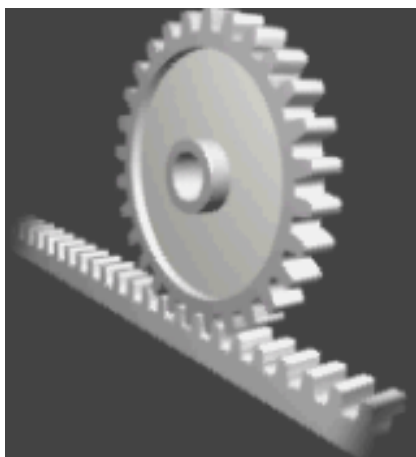


Рис. 3.4

Основные достоинства зубчатых передач: значительно меньшие габариты, чем у других передач; высокий коэффициент полезного действия; большая долговечность и надежность; отсутствие проскальзывания; малые нагрузки на валы.

К недостаткам зубчатых передач можно отнести шум при работе и необходимость точного изготовления, плохие амортизационные свойства, невозможность без ступенчатого изменения частоты вращения, они не предохраняют от опасных нагрузок.

Материалы зубчатых колес

Величина передаваемой нагрузки, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Для изготовления зубчатых колес в основном используются стали. В зависимости от термообработки стальные зубчатые колеса подразделяются на две группы:

– с твердостью $HB \leq 350$ (зубчатые колеса нормализованные или улучшенные);

– с твердостью $HB > 350$ (зубчатые колеса с объемной закалкой, закалкой токами высокой частоты, азотированные и др.).

В основном используют нормализованные и улучшенные зубчатые колеса, так как при их изготовлении можно получить высокую точность без применения шлифования и притирки, они хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Материал для зубчатых колес рекомендуется назначать по следующим соображениям:

– при окружных скоростях в пределах $V = 2 \dots 6$ м/с – углеродистые стали;

– при окружных скоростях $V > 6$ м/с – легированные стали.

При окружной скорости $V < 2$ м/с можно применять чугун.

Для лучшей прирабатываемости зубчатых колес твердость шестерни назначают на 10...30 единиц больше твердости зубчатого колеса.

Допускаемые напряжения. Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} при расчете на выносливость определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} Y_R Y_S K_{xF},$$

где Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности; Y_S – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений; K_{xF} – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров колес; S_F – коэффициент безопасности; $\sigma_{F \lim}^0$ – предел выносливости зубьев, соответствующий заданному числу циклов нагружения, МПа.

$$\sigma_{F \lim}^0 = \sigma_{F \lim b}^0 K_{Fq} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL},$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ – предел выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения, МПа; K_{Fq} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев; K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев; K_{Fc} – коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов нагружения; N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения.

При постоянной нагрузке N_{FE} определяется по зависимости

$$N_{FE} = 60cnt,$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса; n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин; t – время работы передачи, ч,

$$t = 365Lk_{\text{год}}24k_{\text{сут}},$$

где L – срок работы передачи, год; $k_{\text{год}}$ – коэффициент работы передачи в году; $k_{\text{сут}}$ – коэффициент работы передачи в сутках.

При переменной нагрузке N_{FE} рассчитывают с учетом циклограммы нагружения (рис. 3.5) по зависимости

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 n_i t_i,$$

где T_i – один из числа действующих моментов; T – максимальный действующий момент; n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i ; t_i – продолжительность действия момента T_i .

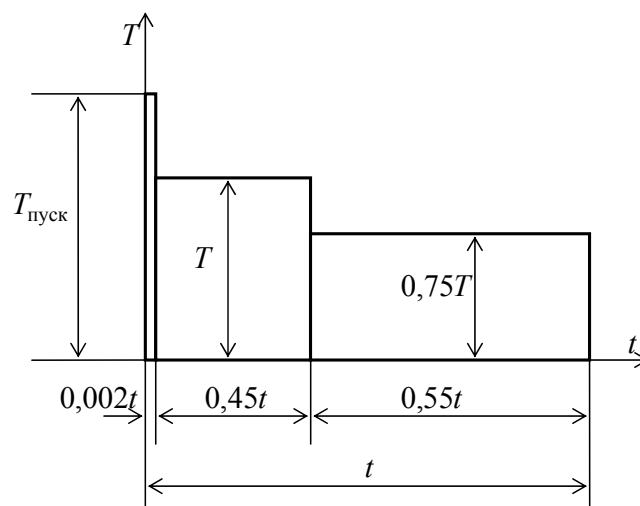


Рис. 3.5

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_{xH} K_L,$$

где Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости; Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости; K_{xH} – коэффициент, учитывающий влияние размеров колеса; K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки; S_H – коэффициент безопасности; σ_{Hlim} – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий фактическому числу циклов нагружения.

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlimb} K_{HL},$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения; K_{HL} – коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где $N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4}$ – базовое число циклов нагружения; H_{HB} – твердость рабочей поверхности зубьев колеса; N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения.

При постоянной нагрузке N_{HE} определяется по зависимости

$$N_{HE} = 60cnt,$$

а при переменной

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 n_i t_i.$$

Расчетная нагрузка для расчета зубчатых колес

По линии зацепления прямозубой цилиндрической передачи со стороны зуба одного колеса на зуб другого колеса действует нормальная сила F_n . Нормальную силу можно разложить на две составляющие: окружную силу F_t , направленную по касательной к начальным окружностям перпендикулярно линии межосевого расстояния, и радиальную F_r , направленную к оси вращения зубчатого колеса (рис. 3.6).

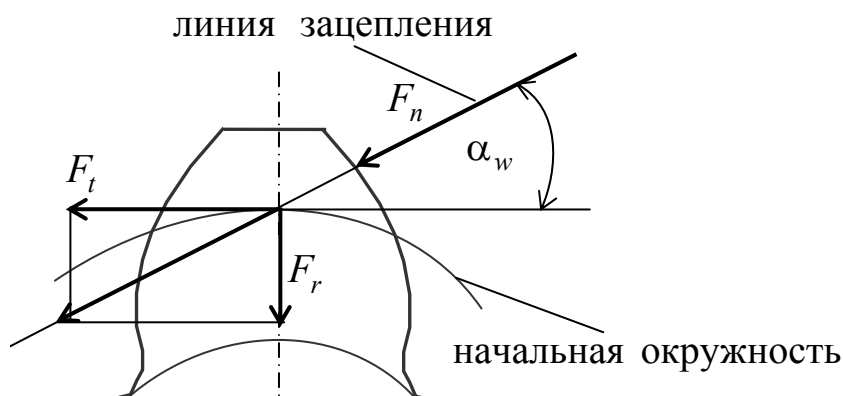


Рис. 3.6

Окружная и радиальная силы рассчитываются по зависимостям:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где T – вращающий момент на валу колеса; d_w – начальный диаметр зубчатого колеса; α_w – угол зацепления.

При расчете зубчатых колес на контактную прочность вводятся понятия удельной нагрузки ω и удельной расчетной нагрузки ω_H .

Удельная нагрузка определяется из условия, что силы передаются по всей длине l_Σ контактных линий

$$\omega = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_t}{l_\Sigma \cos \alpha_w}.$$

Общая длина l_Σ контактных линий зависит от ширины b_w венца колеса и коэффициента перекрытия ε_α , поэтому в расчетах используют минимальное значение длины контактной линии

$$l_{\Sigma \min} = b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon,$$

где K_ε – коэффициент, учитывающий повышение несущей способности зубчатых колес с увеличением коэффициента перекрытия.

В этом случае удельная нагрузка ω будет равна

$$\omega = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w}.$$

В действительности нагрузка на зубья значительно отличается от удельной номинальной нагрузки. В связи с этим вводятся попра-

вочные коэффициенты, которые учитывают условия эксплуатации, и расчетная удельная нагрузка ω_H определяется по зависимости

$$\omega_H = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине зуба; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие механические передачи называют зубчатыми?
2. Как классифицируют зубчатые передачи?
3. Какие преимущества имеет эвольвентный профиль зубьев?
4. Какая передача называется реечной?
5. Какими достоинствами и недостатками обладают зубчатые передачи?
6. Какие материалы используют для изготовления зубчатых колес?
7. Как определяют допускаемые напряжения на изгиб при расчете зубьев на выносливость?
8. Как определяют допускаемые контактные напряжения при расчете зубьев на выносливость?
9. Как определяют эквивалентное число циклов нагружения при постоянной и переменной нагрузке?
10. Как определяют расчетную удельную нагрузку для зубчатых колес?

3.2. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача

Параметры прямозубого цилиндрического зубчатого колеса

Расстояние между одноименными точками двух зубьев, измеренное по дуге окружности, называется шагом зубчатого колеса и обозначается буквой p (рис. 3.7).

Отношение шага зубчатого колеса к числу π называется модулем зубчатого колеса и обозначается буквой m , измеряется в миллиметрах и является стандартной величиной $m = \frac{p}{\pi}$.

Все размеры зубчатого колеса измеряются в долях модуля.

Зубчатое колесо состоит из тела зубчатого колеса и зубьев. Окружность, которая разделяет тела зубчатого колеса от зубьев, называется окружностью впадин. Все размеры, которые относятся к окружности впадин, имеют индекс f .

Окружность максимального радиуса зубчатого колеса называется окружностью вершин зубьев. Все размеры, которые относятся к окружности вершин зубьев, имеют индекс a .

Окружность, которая делит зуб на головку и ножку зуба, называется делительной окружностью. Все размеры, которые относятся к делительной окружности, индекса не имеют.

Размеры, относящиеся к основной окружности, имеют индекс b .

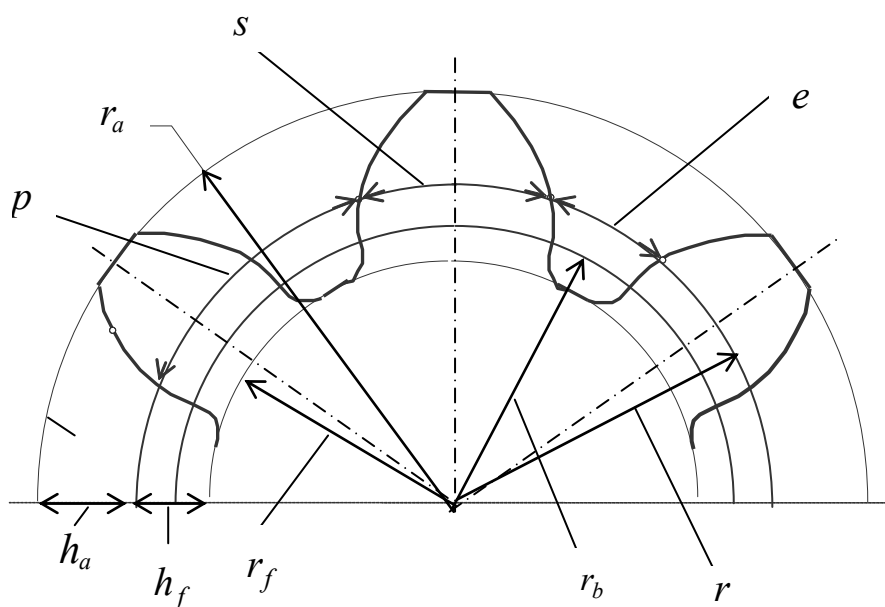


Рис. 3.7

Зубчатые колеса, при нарезании которых делительная прямая зубчатой рейки касается делительной окружности, называются нулевыми. Параметры нулевого зубчатого колеса рассчитываются по следующим зависимостям:

- шаг зубчатого колеса по делительной окружности $p = \pi m$;
- высота головки зуба $h_a = m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1,25m$;
- толщина зуба по делительной окружности $s = \frac{\pi m}{2}$;

- ширина впадины по делительной окружности $e = \frac{\pi m}{2}$;
- диаметр делительной окружности $d = mz$;
- диаметр окружности вершин зубьев $d_a = m(z + 2)$;
- диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2,5)$;
- диаметр основной окружности $d_b = d \cdot \cos 20^\circ$.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Максимальные контактные напряжения возникают, когда контакт зубьев происходит в полюсе зацепления. В этом случае в зацеплении находится одна пара зубьев. В качестве исходной формулы принимаем формулу Герца для определения контактных напряжений в случае контакта двух цилиндров

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}},$$

где q – удельная нагрузка; $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости; E_1, E_2 – модули упругости материалов контактирующих зубьев; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны; μ – коэффициент Пуассона.

Приведенный радиус кривизны определяется из соотношения

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны контактирующих профилей.

Учитывая, что для эвольвентного зубчатого зацепления

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w \quad \text{и} \quad \rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w,$$

тогда

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2(u \pm 1)}{d_{w1} \sin \alpha_w},$$

где α_w – угол зацепления; $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$ – передаточное число.

Знак «+» в формуле соответствует внешнему зацеплению колес, а знак «-» соответствует внутреннему зацеплению.

Заменяя в формуле Герца удельную нагрузку q на удельную расчетную нагрузку ω_H и подставляя значения величин $\frac{1}{\rho_{пр}}$ и $E_{пр}$, получаем следующее условие прочности материала зубьев колес на контактную прочность

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} 2E_1 E_2 2(u \pm 1)}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w (E_1 + E_2) d_{w1} u \sin \alpha_w 2\pi(1 - \mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

По данной формуле можно оценить возможность передачи требуемого крутящего момента конкретной зубчатой передачей.

Для получения формулы для проектного расчета учтем, что

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \text{ и } b_w = \psi_{bd} d_{w1},$$

тогда

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}},$$

где $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ – коэффициент диаметра; $\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,4$ – коэффициент ширины колеса.

Расчет зубьев на прочность при изгибе

При расчете зубьев на изгиб рассматривается случай, когда нормальная сила F_n действует в точке, лежащей на окружности вершин зубьев (рис. 3.8). В результате пластической деформации она направлена под углом α_α несколько большим, чем угол зацепления α_w .

Нормальную силу F_n перенесем по линии действия в точку, лежащую на оси симметрии зуба, и разложим на горизонтальную силу F_1 и вертикальную силу F_2 . Горизонтальная сила F_1 будет изгибать зуб. Максимальный изгибающий момент, равный $M_{из} = F_1 h$, будет действовать у ножки зуба. Вертикальная сила F_2 сжимает зуб. Построим эпюры напряжений, действующих у основания зуба.

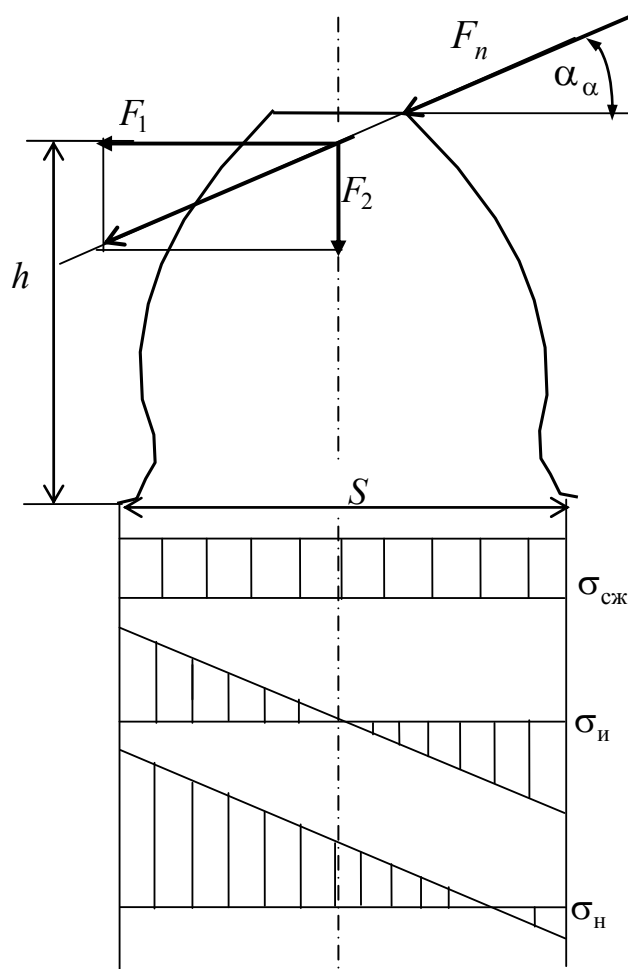


Рис. 3.8

Напряжения сжатия будут рассчитываться по зависимости

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_2}{Sb_w},$$

а напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{6F_1}{b_w S^2}.$$

Выражая F_1 и F_2 через окружную силу F_t , учитывая, что $F_1 = F_n \cos \alpha_\alpha$ и $F_2 = F_n \sin \alpha_\alpha$, получим

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_t \sin \alpha_\alpha}{Sb_w \cos \alpha_w}; \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{6F_t \cos \alpha_\alpha}{b_w S^2 \cos \alpha_w},$$

где b_w – ширина зуба; S – толщина зуба.

Экспериментальные данные показывают, что поверхностные слои материала зуба оказывают меньшее сопротивление переменным растягивающим напряжениям, чем напряжениям сжатия.

Суммарное номинальное напряжение на растянутой стороне зуба в опасном сечении равно

$$\sigma_H = \sigma_H - \sigma_{сж} = \frac{6F_t \cos \alpha_\alpha}{b_w S^2 \cos \alpha_w} - \frac{F_t \sin \alpha_\alpha}{b_w S \cos \alpha_w}.$$

Действительные напряжения σ_F будут отличаться от номинальных напряжений. Особенность работы зуба в зацеплении учитывается соответствующими коэффициентами: α_σ – наличие концентрации напряжения на переходной поверхности зуба; $K_{F\alpha}$ – неравномерность распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба; K_{Fv} – наличие удара в момент входа зуба в зацепление. Поэтому действительное напряжение будет равно

$$\sigma_F = \sigma_H \alpha_\sigma K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Подставляя значение σ_H , получаем

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w} \left(\frac{6 \cos \alpha_\alpha}{S^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_\alpha}{S} \right) \alpha_\sigma K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Принимая во внимание, что коэффициент формы зуба Y_F равен

$$Y_F = m \left(\frac{6 \cos \alpha_\alpha}{S^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_\alpha}{S} \right) \alpha_\sigma, \text{ получаем}$$

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F}{b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Условие прочности будет выполняться, если

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F}{b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq \sigma_{FP},$$

где σ_{FP} – допускаемое напряжение на изгиб.

Учитывая, что $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$, $b_w = \psi_{bd} d_{w1}$ и $d_{w1} = mz_1$, и решая данное уравнение относительно модуля m , получим следующую формулу для проектного расчета на изгиб:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}},$$

где $K_m = 1,4$ – коэффициент модуля для прямозубого цилиндрического колеса; z_1 – число зубьев шестерни.

Коэффициент Y_F выбирается в зависимости от числа зубьев z_1 .

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое модуль зубчатого колеса?
2. Какая окружность зубчатого колеса называется делительной?
3. Какое зубчатое колесо называется нулевым?
4. Какие основные окружности имеет зубчатое колесо?
5. Как определяются геометрические параметры нулевого зубчатого прямозубого цилиндрического колеса?
6. Как рассчитывают на контактную прочность зубья цилиндрического прямозубого колеса?
7. Как рассчитывают на изгибную прочность зубья цилиндрического прямозубого колеса?
8. Как определяют коэффициент формы зуба?

3.3. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача

Особенности геометрии косозубой цилиндрической передачи

В косозубой цилиндрической передаче (рис. 3.9) линия зуба наклонена к оси вращения под углом β_b . В связи с этим зуб входит в зацепления не сразу, а постепенно. В зацеплении может одновременно находиться несколько пар зубьев. В результате чего уменьшается шум и увеличивается плавность зацепления.

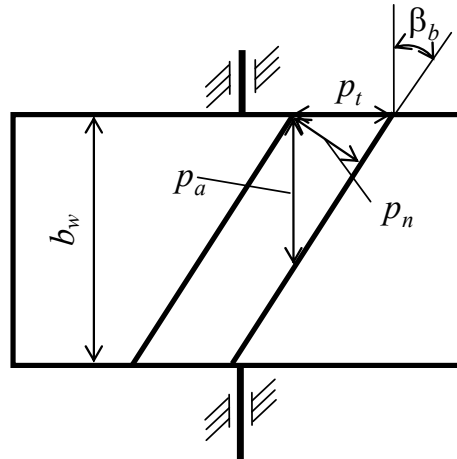


Рис. 3.9

В косозубой зубчатой передаче различают три шага: нормальный шаг p_n , торцовый шаг p_t и осевой шаг p_a , а следовательно, и три модуля: нормальный модуль m_n , который является стандартным, торцовый модуль m_t и осевой модуль m_a . Торцовый и осевой модули выражаются через нормальный по зависимостям:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_b}; \quad m_a = \frac{m_n}{\sin \beta_b}.$$

Делительный диаметр косозубого цилиндрического колеса рассчитывается по зависимости

$$d = m_t z = \frac{m_n}{\cos \beta_b} z.$$

Высота головки и ножки зуба соответственно равны:

$$h_a = m_n; \quad h_f = 1,25 m_n.$$

В этом случае диаметр вершин и диаметр впадин зубьев рассчитываются по зависимостям:

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_b} + 2 \right); \quad d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_b} - 2,5 \right).$$

Прочность зуба косозубого колеса определяют размеры и форма в нормальном сечении. Форму зуба в нормальном сечении определяют через параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Нормальное сечение косозубого колеса представляет эллипс (рис. 3.10) с полуосями $c = \frac{d_w}{2}$ и $e = \frac{d_w}{2\cos\beta_b}$. Зацепление зубьев происходит на малой полуоси. Радиус кривизны r_v на малой полуоси эллипса равен

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d_w}{2\cos^2\beta_b}.$$

В соответствии с этим форма косога зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого $d_v = \frac{d_w}{\cos^2\beta_b}$, а число зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta_b}$.

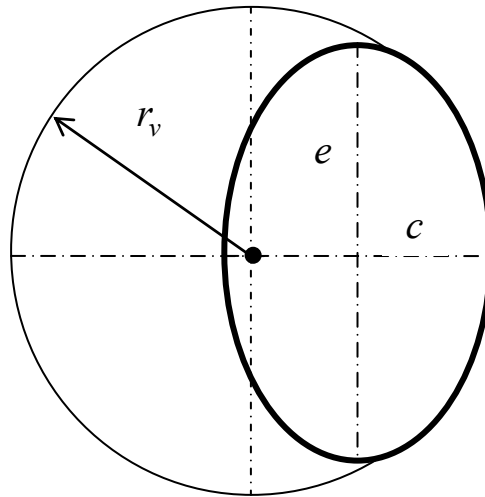


Рис. 3.10

Увеличение эквивалентных параметров (d_w и z_v) с увеличением угла β_b является одной из причин повышения несущей способности косозубых передач.

Расчет на контактную и изгибную прочность

Проектный расчет на контактную прочность и на изгиб косозубых зубчатых передач производят по формулам, аналогичным, что и для прямозубых передач:

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\Psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}}, \quad m_n \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\Psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}}.$$

Различие заключается в коэффициентах K_d, K_m и Y_F . Это связано с тем, что суммарная длина контактной линии постоянна, отличается в приведенном радиусе кривизны и определяет нормальный модуль зацепления, а не торцовый. Поэтому коэффициенты принимают значения $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_m = 1,12$, а коэффициент формы зуба Y_F выбирается для числа зубьев эквивалентного колеса, которое равно $z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_b}$.

Силы, действующие в косозубой цилиндрической передаче. В косозубой зубчатой передаче нормальную силу раскладывают на три составляющие (рис. 3.11): окружную силу $F_t = \frac{2T}{d_w}$, осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_b \text{ и радиальную силу } F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_b}.$$

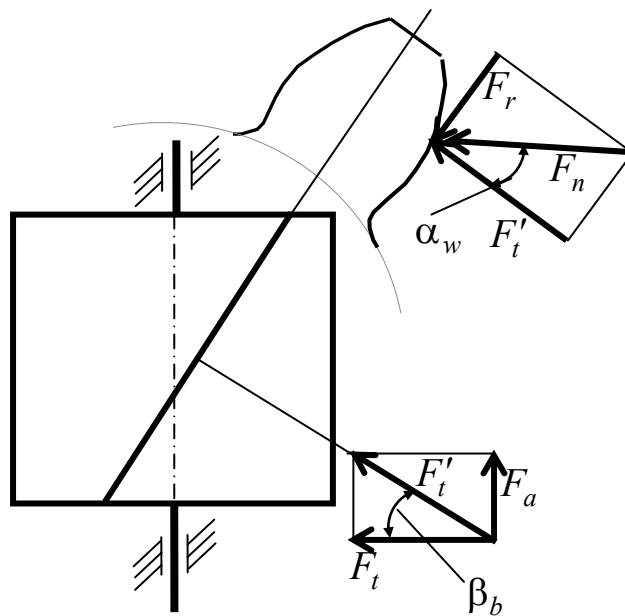


Рис. 3.11

Нормальную силу, действующую в зацеплении, определяют по зависимости

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta_b}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Какое цилиндрическое зубчатое колесо называется косозубым?
2. Какие модули различают в цилиндрическом косозубом зубчатом колесе?
3. Как рассчитываются геометрические параметры цилиндрических косозубых зубчатых колес?
4. Как определяются параметры эквивалентного цилиндрического колеса?
5. Как рассчитывают на контактную и изгибную прочность зубья цилиндрической косозубой передачи?
6. Как определяют силы, действующие в зацеплении цилиндрических косозубых зубчатых колес?

3.4. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые передачи (рис. 3.4) предназначены для передачи вращательного движения между пересекающимися осями. Угол Σ , под которым могут пересекаться оси, может изменяться от 10° до 170° . Наибольшее распространение нашли конические передачи, когда угол $\Sigma = 90^\circ$.

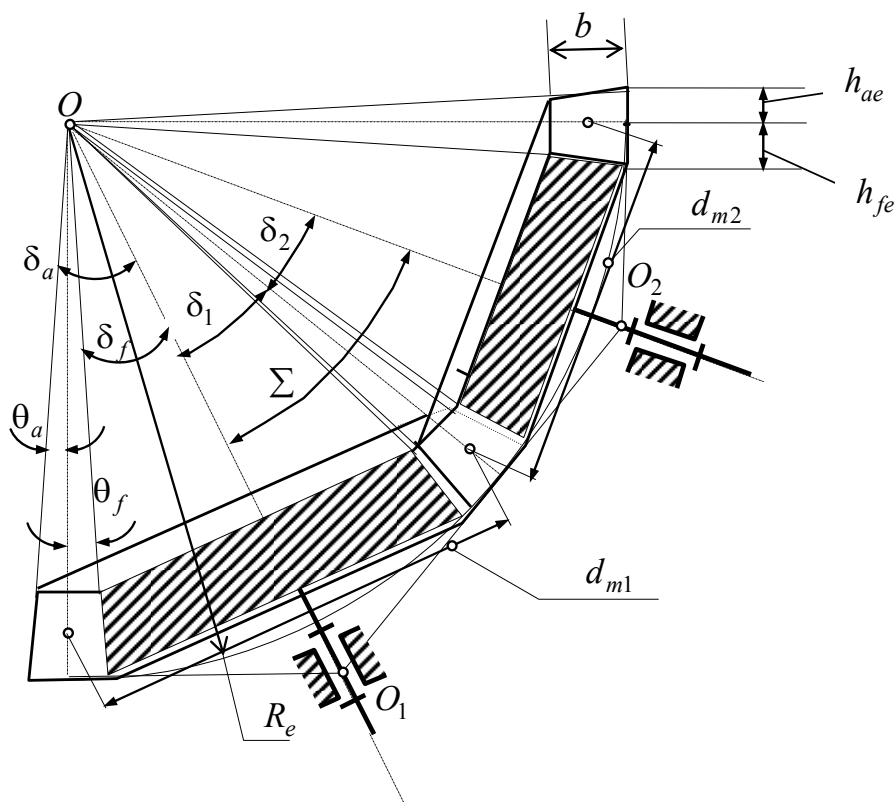


Рис. 3.12

В конической передаче одно колесо имеет консольное расположение, поэтому ее нагрузочная способность на 15 % ниже, чем у цилиндрической передачи. Конические зубчатые колеса могут быть с прямым, косым и кривым зубом. Если направление линии зуба колеса проходит через ось вращения, то такая передача называется прямозубой. У конической косозубой передачи направление линии зуба является касательной к какой-то окружности. Линия зуба кривоизогнутого конического колеса очерчена по кривой линии, чаще всего по окружности.

Так как оси колес пересекаются (рис. 3.12), то начальные поверхности являются конусами, углы которых определяются по зависимостям:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}; \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1,$$

где u – передаточное число.

Для ортогональных передач

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Геометрические параметры конических колес

Параметры прямозубых конических колес принято рассчитывать на поверхности внешнего дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна к образующей делительного конуса.

Делительный диаметр на дополнительном конусе

$$d_e = m_e z,$$

где m_e – внешний торцовый модуль.

Внешний торцовый модуль может иметь не стандартное значение, но на практике его чаще всего округляют до ближайшего стандартного.

Важнейшим параметром конической передачи является внешнее конусное расстояние R_e , которое рассчитывается следующим образом:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1 \sqrt{1 + u^2}}{2}.$$

Ширину зубчатого венца b рекомендуется принимать $b \leq 0,3R_e$ или $b \leq 10m_e$. Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$, а ножки зуба – $h_{fe} = 1,2m_e$.

Среднее конусное расстояние R_m и средний окружной модуль m_m определяются по зависимостям:

$$R_m = R_e - 0,5b; \quad m_m = \frac{R_m}{R_e} m_e.$$

Угол ножки зуба θ_f и угол головки зуба θ_a находят

$$\operatorname{tg}\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}; \quad \operatorname{tg}\theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}.$$

Угол конуса вершин δ_a и угол конуса впадин δ_f равны:

$$\delta_a = \delta + \theta_a; \quad \delta_f = \delta - \theta_f.$$

Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} и внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} рассчитывают по формулам:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta.$$

Передаточное отношение ортогональной конической передачи определяют:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1.$$

Расчет конических передач по контактным напряжениям

В качестве исходной формулы принимается формула Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

Коническая передача заменяется эквивалентной прямозубой цилиндрической передачей, у которой делительные диаметры и числа зубьев равны:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}; \quad z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Поэтому приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$ для эквивалентной прямозубой цилиндрической передачи будет определяться из выражения

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_w} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая, что

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}},$$

получаем
$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha_w}.$$

Тогда требуемый средний диаметр конической шестерни из условия прочности по контактным напряжениям будет определяться по зависимости

$$d_{m1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}}.$$

Расчет конических передач по изгибным напряжениям

При расчете по изгибным напряжениям средний модуль m_m рассчитывается по формуле

$$m_m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{0,85 \psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который выбирается в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$.

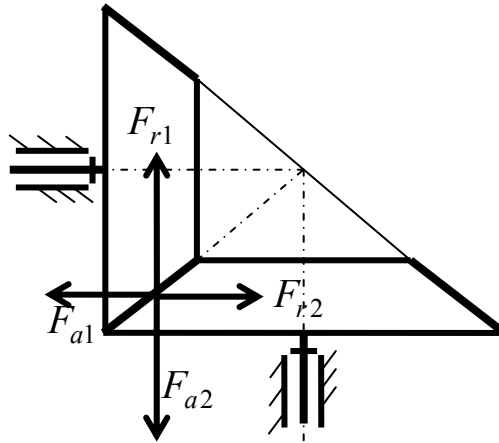


Рис. 3.13

Силы, действующие в коническом зацеплении

Нормальная сила F_n в зацеплении раскладывается на три составляющие: окружную силу F_t , осевую силу F_a и радиальную силу F_r . Из условия равновесия следует (рис. 3.13), что $F_{r1} = F_{a2}$ и $F_{r2} = F_{a1}$. Составляющие силы определяют по зависимостям:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1; \quad F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Под каким углом могут пересекаться оси конических зубчатых колес?
2. Как определяют углы начальных конусов?
3. Как рассчитывают параметры конических зубчатых колес?
4. Какие модули различают у конических зубчатых колес?
5. Как определяют диаметры и числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес?
6. Как рассчитывают на контактную и изгибную прочность зубья конических зубчатых колес?
7. Как определяют силы, действующие в зацеплении конической зубчатой передачи?

3.5. Червячные передачи

Червячной называется передача (рис. 3.14), состоящая из двух подвижных звеньев – червяка 1 и зубчатого колеса 2, предназначенная для передачи и преобразования вращательного движения между перекрещивающимися осями обычно под углом 90° .

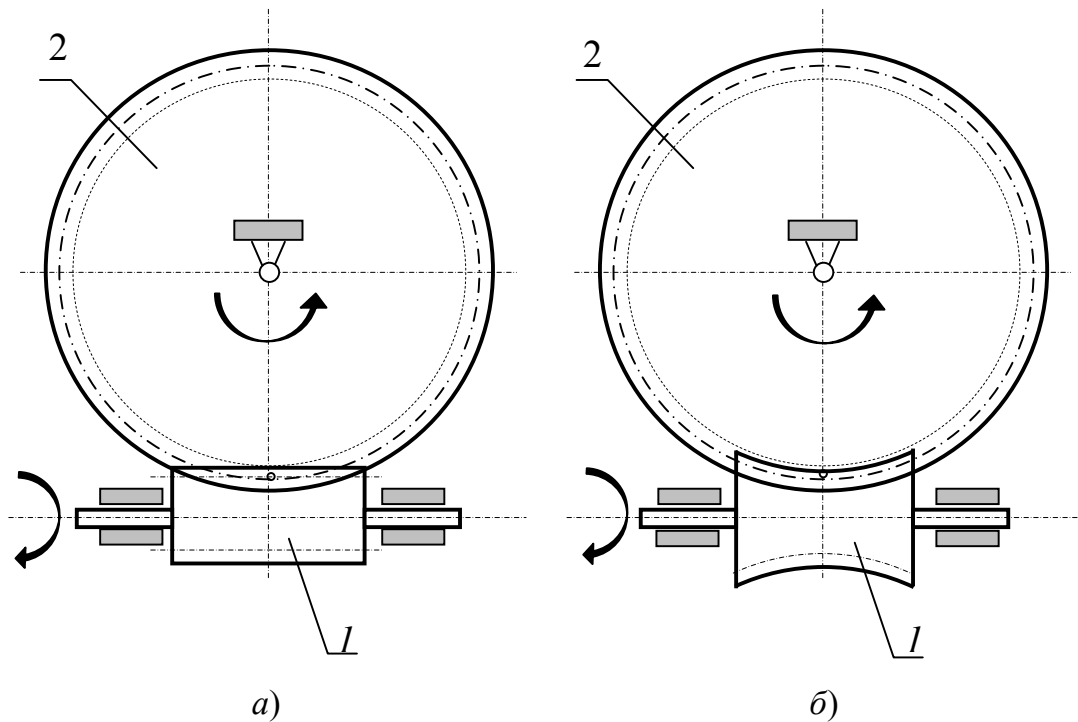


Рис. 3.14

Червяком называют звено, наружная поверхность которого имеет форму винта. Червячным колесом называется зубчатое колесо с косыми зубьями, которое зацепляется с червяком.

Червячные передачи подразделяются:

а) по форме поверхности вершин витков червяка – цилиндрические червячные передачи (рис. 3.14, а) и глобоидные червячные передачи (рис. 3.14, б);

б) по направлению линии витков – с правым и левым направлением;

в) по числу витков – одно- и многозаходные;

г) по расположению червяка относительно колеса – с нижним, верхним и боковым;

д) по виду применяемого червяка – с архимедовым, конволютным, эвольвентным и нелинейчатый червяком.

Архимедов червяк в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль витка и представляет собой обычный винт. В торцовом сечении его витки очерчены по спирали Архимеда.

Конволютный червяк имеет трапецеидальный профиль в нормальном к витку сечению, а в торцовом сечении очерчен удлиненной эвольвентой.

Эвольвентный червяк представляет собой косозубое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона.

Нелинейчатый червяк получают из конволютного червяка путем шлифования конусными кругами с прямолинейными образующими.

Достоинство червячных передач состоит в возможности получения передаточных чисел до 60 в одной ступени, плавности и бесшумности работы, возможности самоторможения.

К недостаткам червячных передач относятся низкий КПД, большое тепловыделение и необходимость применения цветных металлов.

Геометрия червячной передачи (рис. 3.15). Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называется шагом червяка и обозначается p . Отношение шага p к числу π называется модулем m . Для червяка он является осевым, а для червячного колеса – торцовым.

Делительный диаметр червяка, нарезанного без смещения, определяется по зависимости

$$d_1 = mq,$$

где q – коэффициент диаметра червяка.

Угол подъема γ витков червяка на делительном диаметре равен

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q},$$

где z_1 – число заходов червяка.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витка определяется по формулам:

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где $h_{a1}^* = 1$ – коэффициент высоты головки; h_{f1}^* – коэффициент высоты ножки.

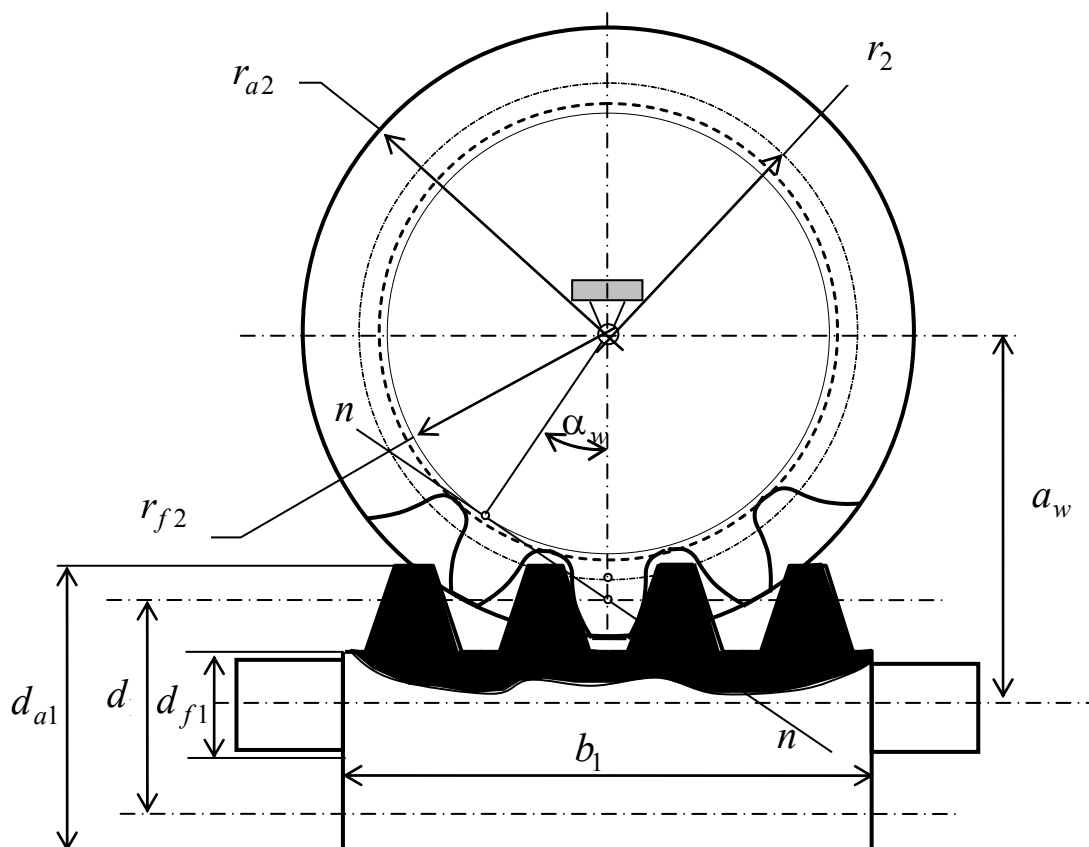


Рис. 3.15

Для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков коэффициент высоты ножки $h_{f1}^* = 1,2$. Для эвольвентных червяков он рассчитывается по зависимости

$$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma.$$

Диаметр вершин d_{a1} и диаметр впадин d_{f1} червяка соответственно равны:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длина b_1 нарезаемой части червяка определяется по эмпирической зависимости

$$b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m,$$

где c_1, c_2 – коэффициенты, зависящие от числа заходов червяка.

Делительный диаметр d_2 , а также диаметры окружности вершин d_{a2} и окружности впадин d_{f2} зубьев червячного колеса в среднем сечении определяются по формулам:

$$d_2 = mz_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Минимальное число зубьев червячного колеса в силовых передачах с однозаходным червяком принимают $z_{2\min} = 26 \dots 28$. Оптимальное число зубьев для силовых передач $z_2 = 32 \dots 63$.

Ширина зубчатого колеса принимается равной $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при одно- и двухзаходном червяке и $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ – при четырехзаходном червяке.

Условный угол обхвата 2δ для расчета на прочность определяется из формулы

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2).$$

Скольжение в червячной передаче, КПД и силы в зацеплении. Работа червячной передачи сопровождается большими скоростями скольжения. Скорость скольжения $V_{ск}$ направлена по касательной к линии витка червяка и равна

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma}.$$

КПД в червячном зацеплении η_3 определяется так же, как и для винта

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')},$$

где φ' – приведенный угол трения.

Общий коэффициент полезного действия червячного редуктора определяется через коэффициенты потерь

$$\eta = 1 - (\varphi_3 + \varphi_{\text{п}} + \varphi_{\text{у}} + \varphi_{\text{м}} + \varphi_{\text{в}}),$$

где φ_3 , $\varphi_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{у}}$, $\varphi_{\text{м}}$, $\varphi_{\text{в}}$ – относительные потери соответственно в зацеплении, подшипниках, уплотнениях, на перемешивание и разбрызгивание масла, на привод вентилятора.

Силы в зацеплении червячной передачи (рис. 3.16) считают приложенными в полюсе зацепления и определяют по зависимостям:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w.$$

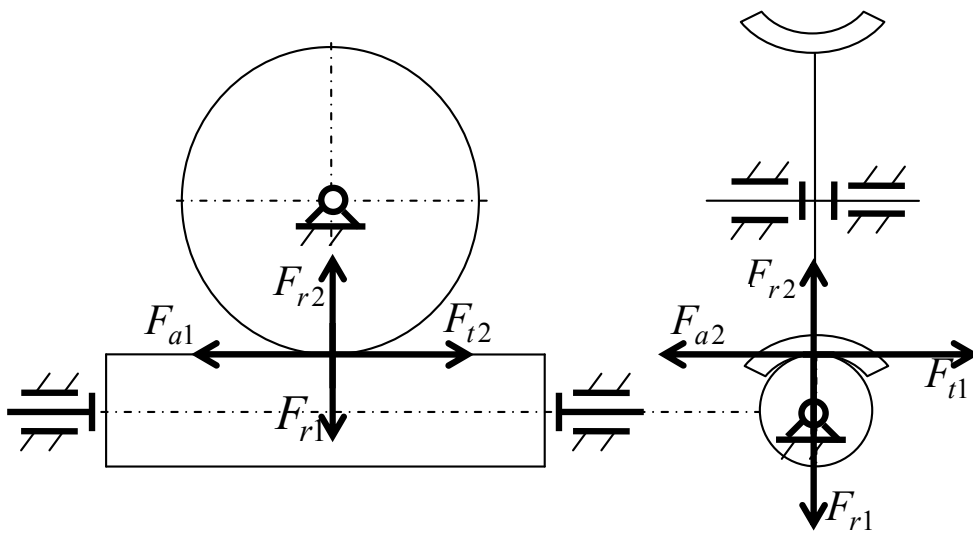


Рис. 3.16

Расчетная нагрузка. По аналогии с косозубой передачей удельная нагрузка $q_{\text{ч}}$ для червячных передач

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_n K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\nu}}{l_{\Sigma}} = \frac{F_{t2} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\nu}}{l_{\Sigma} \cos \alpha_w \cos \gamma},$$

где l_{Σ} – суммарная длина контактной линии.

$$l_{\Sigma} = \frac{0,75 b \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma} = \frac{0,75 \pi d_1 2 \delta \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma 360^{\circ}},$$

где 0,75 – коэффициент, учитывающий уменьшение поля зацепления.

Расчетная нагрузка в этом случае будет

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{Hv} 360^\circ}{0,75\pi d_1 2\delta \varepsilon_\alpha \cos \alpha} = \frac{2T_2 K_{H\beta} K_{Hv} 360^\circ}{0,75\pi d_1 d_2 2\delta \varepsilon_\alpha \cos \alpha}.$$

Расчет на прочность по контактными напряжениями

В качестве исходной формулы используем формулу Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_{\text{ч}} E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}}$ равен

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}.$$

Учитывая, что радиус кривизны профиля червяка в нормальном сечении $\rho_1 = \infty$, получим следующее соотношение для приведенного радиуса кривизны:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} \approx \frac{1}{\rho_2} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha_w}.$$

Подставляя в формулу Герца $q_{\text{ч}}$, $E_{\text{пр}}$ и $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}}$, принимая, что

$\alpha_w = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $2\delta = 100^\circ$; $\mu = 0,3$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа (для стали); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (для бронзы), и выполняя преобразования с учетом равенств $d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$; $m = 2a_w / (z_2 + q)$, получаем

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3} T_2 K_{H\beta} K_{Hv} \leq \sigma_{HP}.$$

Для проектного расчета решим данное уравнение относительно межосевого расстояния a_w

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{\sigma_{HP} z_2 / q} \right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{Hv} }.$$

Расчет на прочность по напряжениям изгиба

Так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса, то расчет ведется только для зубьев колеса. Расчет выполняют в форме проверочного аналогично расчету косозубого цилиндрического колеса.

Учитывая особенности червячной передачи, формула для определения напряжений изгиба принимает вид:

$$\sigma_F = 1,72 \frac{T_2 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma}{d_1 d_2 m} \leq \sigma_{FP}.$$

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по эквивалентному числу зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$.

В предварительных расчетах можно принимать произведения $K_{H\beta} K_{Hv} = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,1 \dots 1,4$.

Расчет тела червяка

Червяк проверяют на прочность по напряжениям изгиба и жесткость. Максимальный изгибающий момент от силы F_{t1} :

$$M_1 = \frac{F_{t1} l}{4},$$

где l – расстояние между опорами червяка.

Максимальный изгибающий момент от сил F_{r1} и F_{a1} :

$$M_2 = \frac{F_{r1} l}{4} + \frac{F_{a1} d_1}{4}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

На основе энергетической теории прочности эквивалентный момент равен

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}.$$

Условие прочности будет выполнено, если

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления изгибу; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб.

Повышенные прогибы червяка приводят к высокой концентрации нагрузки в зацеплении, поэтому максимальный прогиб червяка не должен превышать $f \leq 0,008m$.

Материалы. Допускаемые напряжения

Червяки изготавливаются из углеродистых и легированных сталей. Для повышения нагрузочной способности витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости с последующим шлифованием.

Червячные колеса преимущественно изготавливаются из бронзы, реже – из чугуна или латуни.

Допускаемые контактные напряжения зубьев колес из оловянных бронз определяют по зависимости

$$\sigma_{HP} = \sigma_{\text{в2}} K_H K_{HL},$$

где $\sigma_{\text{в2}}$ – предел прочности материала; $K_{H\sigma}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Для колес из чугуна и безоловянной бронзы допускаемое контактное напряжение назначается в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба зависят от режима работы. При нереверсивной передаче они определяются по эмпирической формуле

$$\sigma_{FP} = (0,25\sigma_{\text{т2}} + 0,08\sigma_{\text{в2}}) K_{FL},$$

а при реверсивной передаче по зависимости

$$\sigma_{FP} = 0,16\sigma_{\text{в2}} K_{FL},$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Тепловой расчет червячной передачи

Червячные передачи работают с большим выделением теплоты. Уравнение теплового баланса для червячного редуктора имеет вид:

$$(1 - \eta)P_1 = K_{\text{т}}(t_{\text{м}} - t_{\text{в}})A(1 + \psi),$$

откуда температура смазочного материала

$$t_m = \frac{(1 - \eta)P_1}{A(1 + \psi)K_T} + t_b \leq [t_m],$$

где η – коэффициент полезного действия червячной передачи; P_1 – передаваемая мощность; A – площадь свободной поверхности охлаждения корпуса; t_b – температура окружающей среды; ψ – коэффициент, учитывающий отвод в раму или плиту; K_T – коэффициент теплоотдачи; $[t_m]$ – допустимая температура смазочного материала.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие передачи называются червячными?
2. Как классифицируют червячные передачи?
3. Какие червяки бывают?
4. Как определяют геометрические параметры червячной передачи?
5. По какой формуле определяют скорость скольжения в червячной передаче?
6. Как определяют общий коэффициент полезного действия червячной передачи?
7. Какие силы действуют в зацеплении червячной передачи?
8. Как рассчитывают удельную расчетную нагрузку?
9. Как рассчитывают зубья червячного колеса на прочность по контактным напряжениям?
10. Как рассчитывают зубья червячного колеса на прочность по напряжениям изгиба?
11. Какие материалы используют в червячной передаче?
12. Как определяют допускаемые напряжения?
13. По какой формуле рассчитывают температуру смазочного материала?

3.6. Ременные передачи

Ременная передача – это передача гибкой связью (рис. 3.17), состоящая из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

По принципу работы различаются передачи трением и зацеплением (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением и не рассматриваются в данном курсе.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются: на плоские (рис. 3.18, а), клиновые (рис. 3.18, б), поликлиновые (рис. 3.18, в) и круглые (рис. 3.18, г).

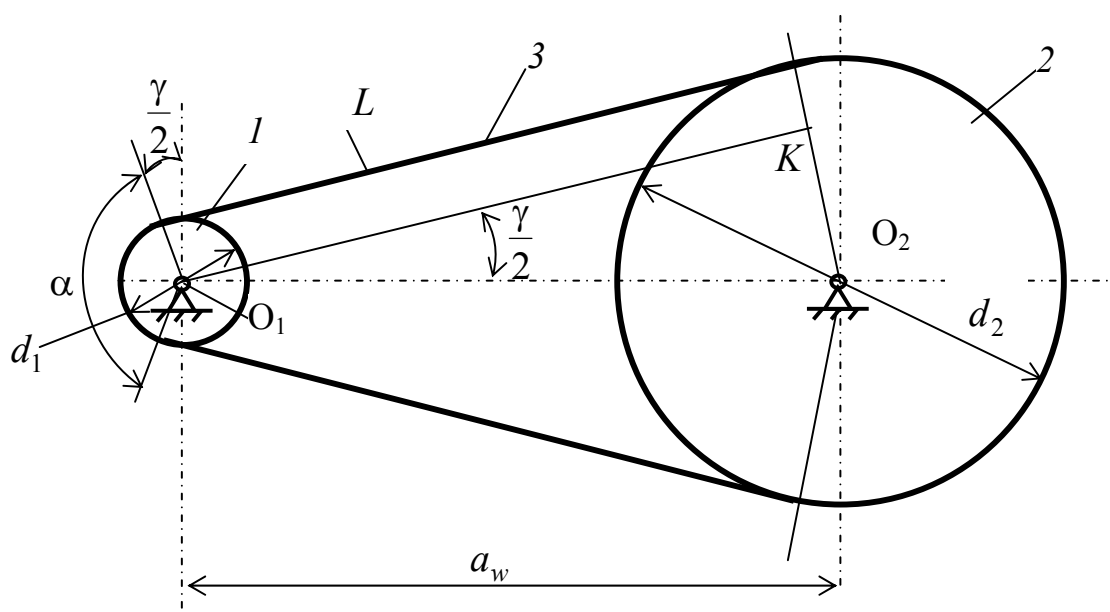


Рис. 3.17

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские ремни изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Плоские ремни отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

Клиновые ремни имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Клиновые ремни при том же натя-

жении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня. Клиновые ремни выпускаются семи марок в зависимости от площади сечения (О, А, Б, В, Г, Д, Е). Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни – плоские бесконечные ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Круглые ремни выполняют из резины диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

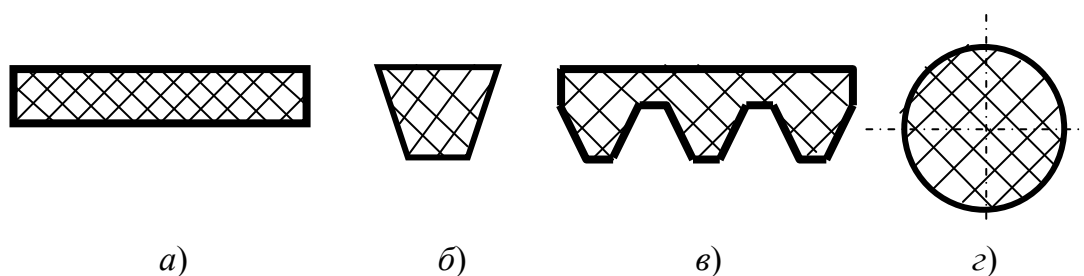


Рис. 3.18

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: упругим предварительным растяжением ремня; перемещением одного из шкивов относительно другого; натяжным роликом; автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

К достоинствам ременных передач трением можно отнести: возможность передачи движения на значительные расстояния; возможность работы с высокими скоростями; плавность и малошумность работы; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву; простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы; малая стоимость.

Основными недостатками ременных передач являются: значительные габариты; значительные силы, действующие на валы и опо-

ры; непостоянство передаточного отношения; малая долговечность ремней в быстроходных передачах; необходимость защиты ремня от попадания масла.

Основные геометрические соотношения. К геометрическим параметрам ременной передачи относятся диаметры шкивов d_1, d_2 , межосевое расстояние a_w , угол обхвата α и длина ремня L .

Из рис. 3.17 следует, что угол обхвата α равен

$$\alpha = 180 - 2 \frac{\gamma}{2}.$$

Проведем из центра O_1 прямую, параллельную ветви ремня. Из треугольника O_1O_2K следует

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{O_2K}{a_w} = \frac{d_2 - d_1}{2a_w}.$$

Учитывая, что $\sin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}$, получаем выражения для определения угла обхвата

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_w}.$$

Минимальный угол обхвата α_{\min} должен быть для плоскоремной передачи – 150° , для клиноремной – 120° .

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг обхвата ремнем малого и большого шкивов

$$L = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}.$$

Используя разложение в ряд Маклорена с точностью до первых двух членов $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$, получаем зависимость для определения длины ремня

$$L \approx 2a_w + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_w}.$$

Кинематика ременных передач. Окружные скорости на шкивах определяются по зависимостям:

$$V_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 1000},$$

где d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; n_1 и n_2 – частоты вращения шкивов, об/мин.

Окружная скорость на ведомом шкиве V_2 меньше скорости на ведущем V_1 вследствие упругого скольжения

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

где ε – коэффициент упругого скольжения.

Передаточное число

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Обычно коэффициент упругого скольжения находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки.

Силы и силовые зависимости. Окружная сила на ведущем шкиве определяется по зависимости

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{P_1}{V_1},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве; P_1 – мощность на ведущем шкиве.

С другой стороны,

$$F_t = S_1 - S_2,$$

где S_1 и S_2 – силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой.

Сумма натяжений ветвей при передаче полезной нагрузки не меняется по сравнению с начальной

$$S_1 + S_2 = 2S_0,$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня.

Сила предварительного натяжения ремня S_0 должна обеспечивать передачу полезной нагрузки за счет сил трения между ремнем и шкивом. При этом натяжение должно сохраняться долгое время при

удовлетворительной долговечности ремня. С ростом силы несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы уменьшается.

Решая совместно два последних уравнения, получим систему из двух уравнений

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \end{cases}$$

В данной системе имеем три неизвестные S_1 , S_2 и S_0 величины. Для определения этих неизвестных Эйлер установил зависимость между S_1 и S_2 , рассматривая элементарный элемент на границе буксования (рис. 3.19).

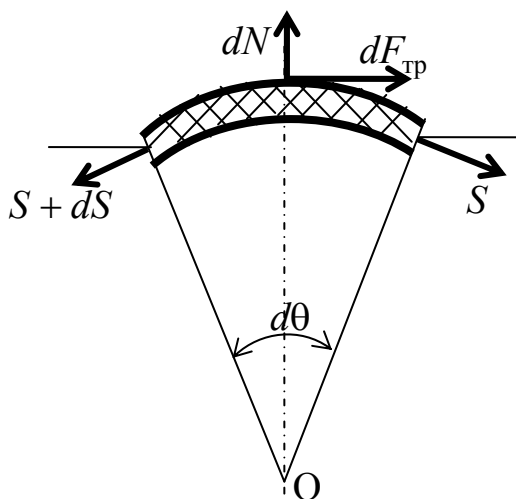


Рис. 3.19

Рассмотрим условие равновесия:

$$\sum M_O = 0; (S + dS) \frac{d_1}{2} - S \frac{d_1}{2} - dF_{\text{тр}} \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$\sum Y = 0; -(S + dS) \sin \frac{d\theta}{2} - S \sin \frac{d\theta}{2} + dN = 0.$$

Учитывая, что $dF_{\text{тр}} = dNf$, $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$, пренебрегая величинами

второго порядка малости и решая совместно уравнения равновесия, получим

$$\frac{dS}{S} = fd\theta.$$

Интегрируя данное дифференциальное уравнение

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha} fd\theta, \quad \text{получаем } S_1 = S_2 e^{\alpha f}.$$

Таким образом, получаем систему из трех уравнений

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}; \\ S_1 = S_2 e^{\alpha f}. \end{cases}$$

Решая данную систему уравнений, получаем зависимости для определения S_1 , S_2 и S_0 через окружную силу F_t :

$$S_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_0 = \frac{F_t (e^{f\alpha} + 1)}{2 (e^{f\alpha} - 1)}.$$

При круговом движении ремня на каждый его элемент массой dm в пределах угла обхвата действуют элементарные центробежные силы $dF_{\text{ин}}$, которые вызывают дополнительное натяжение S_v ремня во всех его сечениях.

Элементарная центробежная сила (рис. 3.20) равна

$$dF_{\text{ин}} = dm \frac{V^2}{d/2} = \frac{\gamma}{g} \left(d\theta \frac{d}{2} b\delta \right) \frac{V^2}{d/2} = \rho b\delta V^2 d\theta,$$

где γ – удельный вес материала ремня; ρ – плотность материала ремня; b – ширина ремня; δ – толщина ремня.

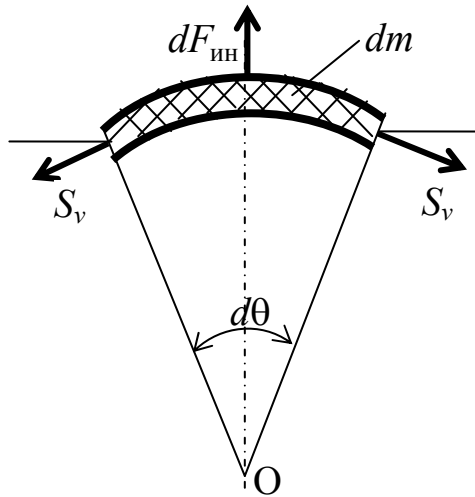


Рис. 3.20

Условие равновесия элемента ремня на ось Y
 $dF_{ин} = -2S_v \sin \frac{d\theta}{2} \approx S_v d\theta$. Подставляя значение $dF_{ин}$, имеем

$$S_v = \rho b \delta V^2.$$

Напряжения в ремне. Так как $S_1 > S_2$, то наибольшие напряжения будут действовать в ведущей ветви ремня.

Напряжение от усилия S_1 :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_0 + F_t / 2}{A}.$$

Напряжение от действия центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{S_v}{A} = \frac{\rho b \delta V^2}{b \delta} = \rho V^2.$$

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{и1}$, которые определяются по закону Гука

$$\sigma_{и1} = \varepsilon E = \frac{y}{\rho} E = \frac{\delta}{d_1} E.$$

Максимальное напряжение, которое возникает в ведущей ветви ремня, будет равно

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и1}.$$

Критерии работоспособности и расчет ременных передач

Основными критериями ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремня. При расчете на тяговую способность плоскоременной передачи определяется требуемая ширина ремня, а при расчете клиноременной передачи – необходимое количество ремней:

$$b \geq \frac{F_t}{p_0 z C_\alpha C_v C_p C_\theta};$$
$$z \geq \frac{PC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

где p_0 – допускаемая нагрузка на 1 мм ширины прокладки; z – число прокладок; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата; C_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости; C_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы; C_θ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона межосевой линии передачи; P – передаваемая мощность; P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем; C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня; C_z – коэффициент, учитывающий влияние числа ремней в передаче.

Расчет ремня на долговечность заключается в определении числа часов работы ремня:

– для плоскоременной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^6 10^7 C_i C_H}{\sigma_{\max}^6 2 \cdot 3600 \lambda};$$

– для клиноременной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{\text{оц}} L C_i C_H}{\sigma_{\max}^8 60 \pi n_1 d_1},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала ремня; 10^7 – базовое число циклов перемены напряжений для плоскоременной передачи; $C_i = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа; C_H – коэффициент, учитывающий влияние вида нагрузки;

$\lambda = \frac{V}{L}$ – число пробегов ремня; $N_{\text{оц}}$ – базовое число циклов перемены напряжений для клиноременной передачи; V – скорость ремня; L – длина ремня.

Вопросы для самоконтроля

1. Из чего состоит ременная передача?
2. Какие ремни используют в ременной передаче?
3. Каких марок выпускают клиновые ремни?
4. Как осуществляют натяжение ремня в ременной передаче?
5. Какие достоинства и недостатки имеются у ременной передачи?
6. Как определяют угол обхвата ремнем ведущего шкива и требуемую длину ремня?
7. Чему равно передаточное отношение ременной передачи?
8. Как получают зависимости Эйлера для определения усилий в ременной передаче?
9. Чему равно дополнительное усилие в ременной передаче от действия центробежных сил?
10. Как определяется максимальное напряжение в сечении ремня?
11. Какие основные критерии работоспособности ременных передач?
12. Какие параметры определяют при расчете по тяговой способности в плоскоременной и клиноременной передаче?
13. Как определяют число часов работы ремня?

3.7. Цепные передачи

Цепная передача (рис. 3.21) относится к механическим передачам с гибкой связью. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки, которые входят в зацепление с охватывающей цепью. Цепь в отличие от ремней изгибается только в одной плоскости, поэтому звездочки устанавливаются на строго параллельных валах. Принцип зацепления, а не трение, устраняет проскальзывание и буксование при работе передачи.

Цепные передачи применяют при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; при жестких требованиях к габаритам и при необходимости работы без проскальзывания, которое имеет место в клиноременных передачах.

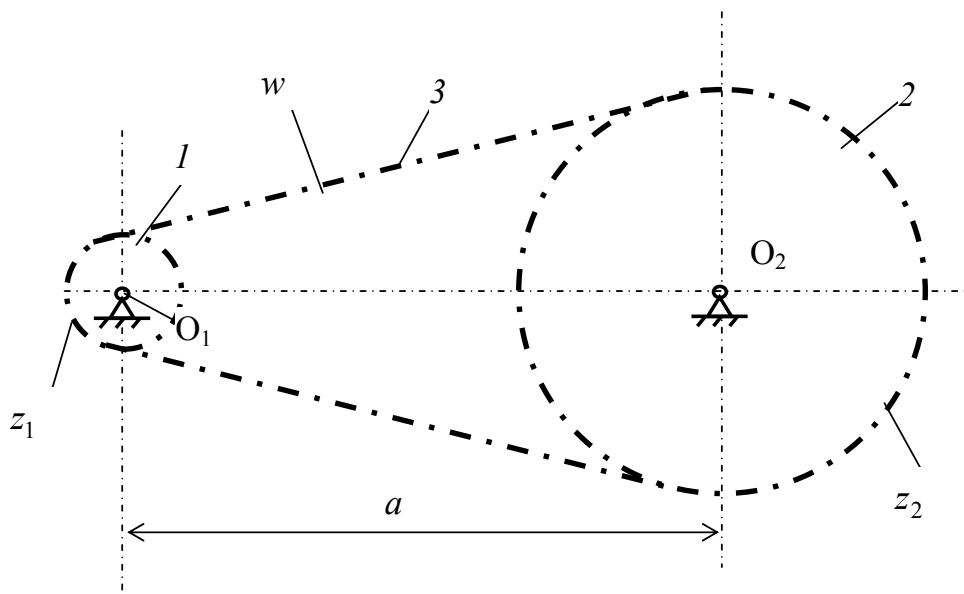


Рис. 3.21

К достоинствам цепной передачи можно отнести возможность передачи мощности на большие расстояния (до 8 м). По сравнению с ременными передачами они могут передавать большие мощности; значительно ниже нагрузка на валы; позволяют реализовывать большее передаточное отношение при малом расстоянии между валами; более высокий КПД; более компактны и возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам с разным направлением их вращения.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков:

1) они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств;

2) они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода – смазывания, регулировки;

3) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие;

4) повышенный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки;

5) непригодность передачи при периодическом реверсировании без пауз;

- 6) чувствительность к ударам и резким изменениям нагрузки;
- 7) сравнительно небольшой срок службы цепей.

Конструкция цепи. Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Наиболее широко применяют роликовые цепи (рис. 3.22) – это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики 5 (наружные звенья 3) или на втулки 2 (внутренние звенья 1). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Втулки, в свою очередь, несут ролики 4, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины (рис. 3.23) имеют контур, напоминающий цифру 8, что приближает их к телам равного сопротивления растяжению.

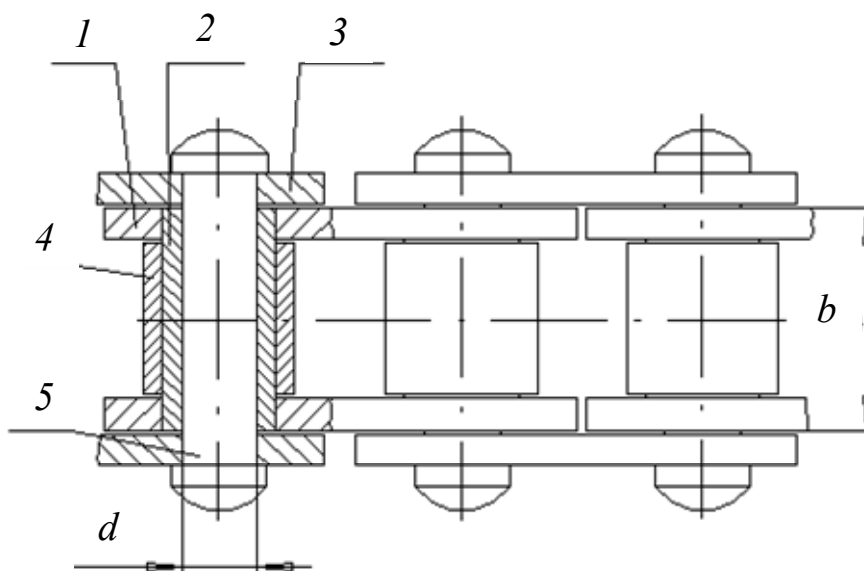


Рис. 3.22

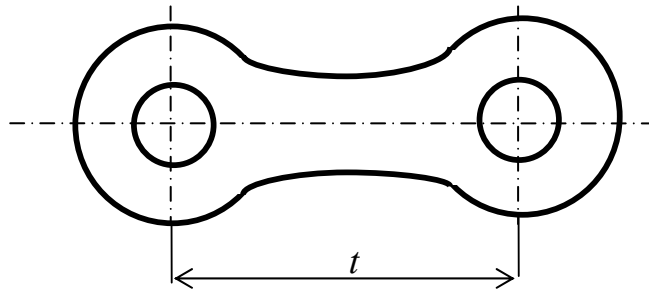


Рис. 3.23

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемные. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные; поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их валики имеют увеличенную длину.

Втулочные цепи по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира.

Зубчатые цепи (рис. 3.24) обладают преимуществом перед роликовыми цепями, поскольку они обеспечивают более плавную работу с меньшим шумом, высокую кинематическую точность и повышенную надежность вследствие отсутствия роликов и втулок. Разрыв одной пластины не приводит к разрыву всего звена.

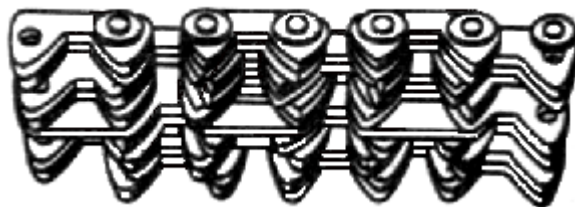


Рис. 3.24

Зубчатые цепи применяют для передачи мощностей в широком диапазоне, так как ширину цепи можно изменять в больших пределах. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Основные параметры цепной передачи

Мощность, которую можно передать с помощью цепной передачи, обычно не превышает 100 кВт. Межосевое расстояние может достигать 8 м. Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с.

Передаточное число цепной передачи $u = \frac{z_2}{z_1}$ ограничивается га-

баритами передачи, диаметром большой звездочки, углом обхвата цепью малой звездочки и не превышает обычно $u \leq 7$.

Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ. Минимальное число зубьев ведущей звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u \leq \frac{3a_t}{u - 1},$$

где a_t – предварительное межосевое расстояние, выраженное в шагах при известном типе и шаге цепи.

Число зубьев z_2 ведомой звездочки определяют через передаточное отношение

$$z_2 = z_1 u.$$

Максимальное число зубьев $z_{2\max}$ ведомой звездочки ограничивается только предельно допустимым увеличением шага цепи δ_t вследствие износа шарниров, который приводит к перемещению звеньев цепи по рабочему профилю к вершине зубьев, и цепь соскакивает со звездочки. Во избежание нарушения зацепления цепи с зубьями звездочки допустимое максимальное число зубьев $z_{2\max}$ ведомой звездочки рекомендуется принимать: для роликовой цепи $z_{2\max} \leq 120$; для втулочной – $z_{2\max} \leq 90$ и для зубчатой – $z_{2\max} \leq 140$.

Число зубьев звездочек целесообразно принимать нечетным, чтобы не было постоянного контактирования одного зуба с одним и тем же звеном. Это способствует равномерному износу зубьев звездочки и шарниров цепи.

Делительный диаметр звездочки определяют по зависимости

$$d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}$$

Межосевое расстояние a и длина цепи L важные взаимосвязанные параметры цепной передачи. При неправильном выборе межосевого расстояния нарушается нормальная работа цепной передачи.

При $a < 30t$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление.

При $a > 50t$ даже небольшой износ каждого шарнира цепи вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению зацепления цепи с зубьями звездочек.

Оптимальное межосевое расстояние a принимают из условия долговечности цепи в зависимости от шага t $a = (30...50)t$.

Числовой коэффициент принимают тем больше, чем выше передаточное число u .

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной $a_{\max} \leq 80t$.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} зависит от передаточного числа u и определяется по зависимостям:

$$- \text{при } u \leq 3 \quad a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + (30...50) \text{ мм};$$

$$- \text{при } u > 3 \quad a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} \frac{9 + u}{10},$$

где d_1, d_2 – делительные диаметры звездочек.

Число звеньев w цепи определяют по предварительно принятому межосевому расстоянию a , шагу t и числу зубьев z_1 ведущей и z_2 ведомой звездочек

$$w = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2} \frac{t}{a}.$$

Полученное значение w округляют до целого четного числа звеньев, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи и исключает применение специального соединительного звена.

Длина цепи в этом случае

$$L = wt.$$

Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе звеньев

$$a = \frac{t}{4} \left[w - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(w - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь необходимую стрелу провисания, для чего расчетное межосевое расстояние нерегулируемых передач уменьшают на $(0,002...0,004)a$.

Скорость цепи. При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг, а потом уступает место следующему звену. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна.

Скорость цепи максимальна в положении звездочки, при котором радиус звездочки, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви цепи. В этом случае скорость цепи

$$V_{\text{ц}} = V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000},$$

а при повороте звездочки на угол α (рис. 3.25):

$$V_{\text{ц}} = V \cos \alpha = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} \cos \alpha,$$

где n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин; d_1 – делительный диаметр ведущей звездочки, мм.

Периодическое изменение $V_{\text{ц}}$ является причиной непостоянства передаточного числа и появления дополнительных динамических нагрузок.

Со скоростью $V_1 = V \sin \alpha$ связаны поперечные колебания ветвей цепи.

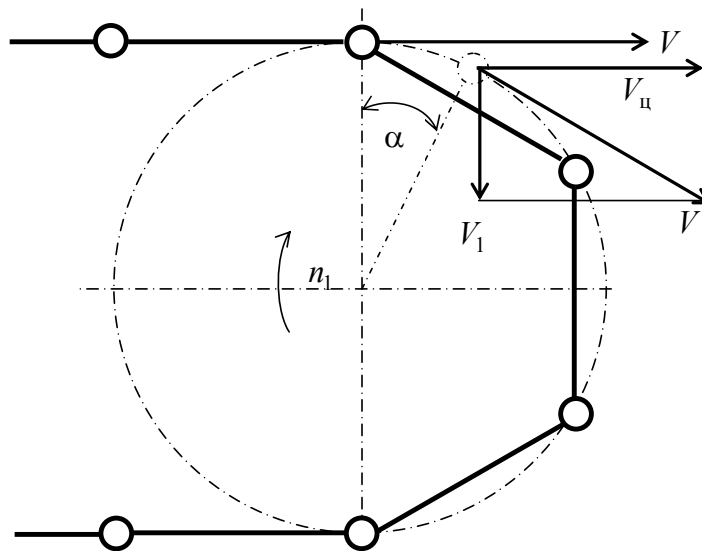


Рис. 3.25

Средняя скорость цепи рассчитывается по зависимости

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000},$$

где z_1 – число зубьев ведущей звездочки; n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин; t – шаг цепи (рис. 3.23), мм.

Силы, действующие в цепной передаче. При работе цепной передачи более нагруженной является ведущая ветвь, полное натяжение которой

$$F_1 = F_t + F_v + F_g,$$

где $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ – окружная сила; $F_v = qV^2$ – натяжение от центробежных сил, которое учитывается при скорости цепи $V_{ц} > 5$ м/с; q – вес метра погонного цепи, кг/м; $F_g = \frac{ql^2}{8f} g \cos \theta$ – натяжение от действия

силы тяжести; l – расстояние между точками подвеса цепи, м; f – стрела провеса, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; θ – угол наклона цепной передачи.

Учитывая, что F_v и F_g не велики, то для практических расчетов можно принимать

$$F_1 = F_t.$$

Валы цепной передачи нагружаются усилиями натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей передачи и разгружаются действием центробежного натяжения F_v .

Для горизонтальных и наклонных передач силу F_B , действующую на валы, приближенно можно определять из выражения

$$F_B = (1,15 \dots 1,20) F_t,$$

а для вертикальных передач

$$F_B = 1,05 F_t.$$

Материал и термическая обработка

Материал и термическая обработка деталей цепей имеют решающее значение для их долговечности.

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A твердостью преимущественно 40...50 HRC; пластины зубчатых цепей – преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40...50 HRC. Детали шарниров, валики, втулки и призмы выполняют преимущественно из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 20X, 12XH3, 20XH3A, 20X2H4A, 30XH3A и подвергают закалке до 55...65 HRC. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократного повышения ресурса цепей можно достигнуть диффузионным хромированием шарниров. Усталостную прочность пластин роликовых цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

Расчет цепных передач

Цепные передачи рассчитывают по тяговой способности и на износостойкость шарнира.

Расчет по тяговой способности заключается в сравнении максимальной окружной силы $F_{t \max}$, которая возникает в момент пуска передачи с силой $F_{\text{раз}}$, разрывающей цепь

$$F_{t \max} \leq \frac{F_{\text{раз}}}{S},$$

где S – коэффициент безопасности.

Расчет передачи по условию износостойкости шарниров цепи заключается в сравнении давления в шарнирах, которое не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации

$$p = \frac{F_t K_9}{A} \leq [p],$$

где A – площадь проекции шарнира на диаметрально сечение; K_9 – коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации K_9 представляют в виде частных коэффициентов

$$K_9 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_T,$$

где K_d – динамический коэффициент; K_a – коэффициент, учитывающий влияние длины цепи; K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии межосевого расстояния к горизонту; $K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа регулирования натяжения цепи; $K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа смазки; $K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи; K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающей среды.

Вопросы для самоконтроля

1. Какими достоинствами и недостатками обладают цепные передачи?
2. Какие цепи используются в качестве приводных?
3. Какова конструкция роликовой цепи?
4. В каких случаях используются зубчатые цепи?
5. Как определяют минимальное число зубьев ведущей звездочки?
6. Чем ограничивается максимальное число ведомой звездочки?
7. От чего зависит минимальное межосевое расстояние?
8. По какой формуле определяют требуемое число звеньев цепи?
9. Почему скорость цепи в цепной передаче не постоянна?
10. Как определяют силы в ветвях цепной передачи?
11. Какие материалы используют при изготовлении деталей цепной передачи?
12. По какой формуле ведут расчет на износостойкость шарнира?

Глава 4. ВАЛЫ И ОСИ

4.1. Общие сведения

Для поддержания вращающихся деталей в конструкциях используют валы и оси. Отличие вала от оси заключается в том, что вал всегда вращается и кроме изгибающей нагрузки передает вращающий момент, а также может воспринимать осевую нагрузку.

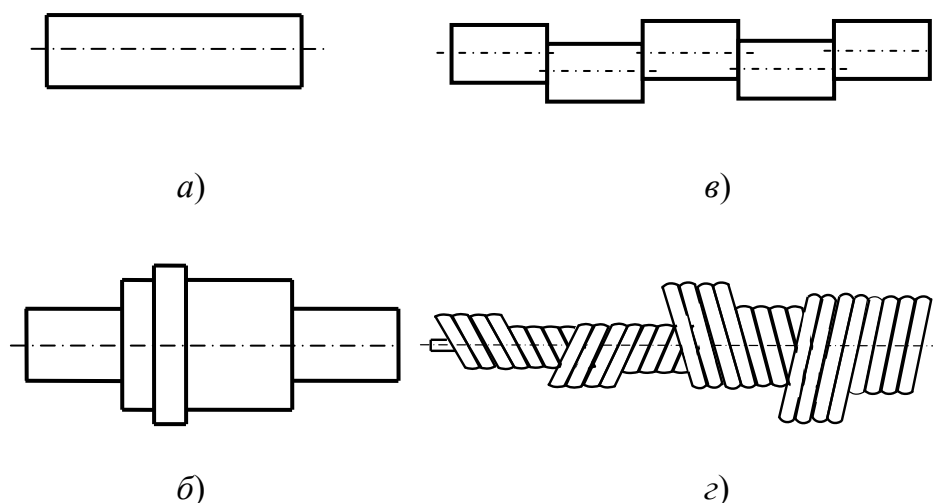


Рис. 4.1

Валы по форме оси подразделяются на прямые, коленчатые и гибкие. Прямые валы бывают гладкими (рис. 4.1, а) и ступенчатыми (рис. 4.1, б). Наиболее распространены прямые ступенчатые валы, в которых фиксирующие уступы препятствуют осевому перемещению установленных на вал деталей, а переходные уступы разграничивают участки с различными диаметрами и допусками.

Коленчатый вал (рис. 4.1, в) имеет ломаную ось и применяется для преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот.

Гибкие валы (рис. 4.1, г) имеют изменяемую форму, геометрическую ось при работе и применяются для передачи крутящего момента между узлами машин или агрегатами, меняющими свое относительное положение при работе. Основные области их применения: механизированный инструмент, станки с переставными шпинделями, вибраторы, приборы дистанционного управления и контроля, следящие приводы. Основным свойством является малая жесткость при изгибе и значительная жесткость при кручении. Они состоят из не-

скольких плотно навитых слоев, каждый из которых состоит из нескольких проволок. Таким образом, гибкие валы представляют собой многослойные многозаходные витые пружины кручения. Толщина проволок наружных слоев больше, чем внутренних. Соседние слои имеют противоположное направление навивки. У валов правого вращения наружный слой навит в левую сторону, у валов левого вращения – в правую сторону, поэтому при передаче крутящего момента наружный слой уплотняет внутренние слои вала.

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

Участки валов и осей, которыми они опираются на подшипники, называют цапфами, если они воспринимают радиальную нагрузку, и пятами – если осевую. Если цапфа расположена на конце вала, то ее называют шипом, а если на удалении – то шейкой.

Поверхность плавного перехода от одного диаметра вала к другому называется галтелью. При шлифовании поверхности вала с меньшим диаметром галтель выполняется в виде скругленной канавки для обеспечения выхода шлифовального круга.

Оси и валы в основном изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей. Для изготовления тяжелонагруженных коленчатых валов применяют модифицированный или высокопрочный чугун.

В зависимости от расположения вала в приводе различают быстроходные, промежуточные и тихоходные валы.

Расчетные схемы валов и осей

При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Валы и вращающиеся оси рассматривают как балку на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие радиальную и осевую нагрузку, заменяют шарнирно-неподвижной опорой, а подшипники, которые воспринимают только радиальную нагрузку – шарнирно-подвижной опорой.

Нагрузки, которые действуют на вал со стороны установленных на них деталей, в действительности не являются сосредоточенными. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные и приложенные по середине ступицы. Большинство муфт, вследствие несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительной силой F_M . Направление силы F_M по отношению к силе F_t может быть любым, которое зависит от случайных неточностей монтажа. В расчетной схеме силу F_M направляют таким образом, чтобы деформация вала была максимальной.

На рис. 4.2 вал нагружен силами: окружной силой F_t , радиальной силой F_r , осевой силой F_a , силой от муфты F_M .

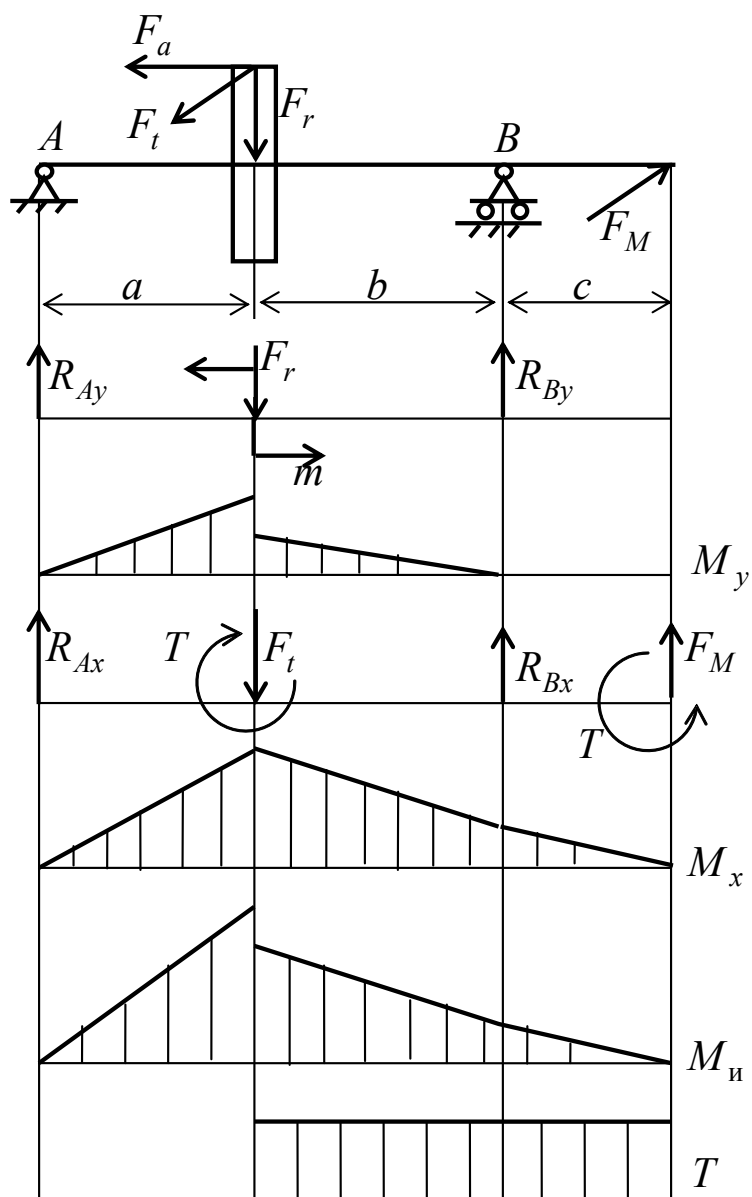


Рис. 4.2

Эти силы действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Изобразим их в вертикальной и горизонтальной плоскости и приведем к оси вала.

После приведения сил к оси вала возникают изгибающий момент $m = F_a \frac{d}{2}$ и крутящий момент $T = F_t \frac{d}{2}$ (d – делительный диаметр колеса).

Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной M_y и горизонтальной плоскости M_x , эпюру суммарных изгибающих моментов $M_{\text{и}}$ и эпюру крутящих моментов T .

Суммарный изгибающий момент определяется по зависимости

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Этапы проектирования вала

При проектировании вала различают три этапа: предварительный, конструкторский и проверочный.

На первом этапе (предварительный) при отсутствии данных об изгибающих моментах определяют диаметр вала по известному крутящему моменту из условия прочности по заниженным касательным напряжениям

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}},$$

где $[\tau] = 12 \dots 20$ МПа – допускаемое напряжение на кручение.

На втором этапе (конструкторский) разрабатывается конструкция вала, обеспечивающая условия изготовления и сборки. Определяются длины участков валов и назначаются диаметры валов на различных участках.

На третьем этапе (проверочный) производят оценку статической прочности и сопротивления усталости.

Расчет на статическую прочность

Так как валы работают в основном в условиях кручения и изгиба, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение можно рассчитать, используя энергетическую теорию прочности

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2},$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба в сечении вала; τ – касательное напряжение в сечении вала.

Напряжения от действия изгибающего и крутящего момента в рассматриваемом сечении вала определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}; \quad \tau = \frac{T}{W_{\rho}},$$

где $W_{и}$, W_{ρ} – соответственно осевой и полярный момент сопротивления сечения вала.

Моменты сопротивления для круглого сечения равны:

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32}; W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Для круглого сечения со шпоночной канавкой моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d}; W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d},$$

где b – ширина шпоночной канавки; t_1 – глубина шпоночной канавки.

Запас прочности по пределу текучести

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{экв}}} \geq [n_{\tau}],$$

где $[n_{\tau}] = 1,2 \dots 1,8$ – допустимый коэффициент запаса прочности.

Расчет на сопротивление усталости

Постоянные по направлению и величине силы вызывают во вращающемся валу переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу, с амплитудой и средним напряжением

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}}; \sigma_m = 0.$$

При расчете валов условно принимают, что напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, в котором амплитуда и среднее напряжение определяются по зависимости

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\rho}}.$$

Коэффициент запаса прочности на сопротивление усталости определяют по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

где n_{σ} , n_{τ} – соответственно коэффициенты запаса прочности на сопротивление усталости по нормальным и касательным напряжениям.

Эти коэффициенты рассчитывают по формулам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении; k_{σ}, k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении; $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияния размеров сечения соответственно при изгибе и кручении; $\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении; $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

Условие запаса прочности на сопротивление усталости выполняется, если $n \geq [n] = 1,5$.

Вопросы для самоконтроля

1. Для чего служат валы и оси? Чем отличается ось от вала?
2. Какие характерные участки имеет вал?
3. Какие различают виды валов?
4. Какие этапы проектирование вала существуют?
5. По какой формуле определяют диаметр вала на предварительном этапе?
6. Для чего нужен конструкторский этап проектирования вала?
7. В чем заключается расчет на статическую прочность?
8. Как определяют коэффициент запаса прочности при расчете на сопротивление усталости?

Глава 5. ПОДШИПНИКИ

5.1. Общие сведения

Подшипники служат опорами для валов и осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на раму машины.

По виду трения подшипники подразделяются на подшипники качения и скольжения. Подшипники скольжения применяют в тех случаях, когда невозможно применить подшипник качения или его применение не рационально. К этим случаям можно отнести:

- 1) разъемные опоры, необходимые по условиям сборки;
- 2) опоры, работающие с окружными скоростями $V \geq 30$ м/с;
- 3) опоры прецизионных машин;
- 4) опоры, подверженные значительным толчкам и вибрации;
- 5) опоры близко расположенных валов;
- 6) опоры, работающие в агрессивных и загрязненных условиях;
- 7) опоры вспомогательных и тихоходных механизмов.

В подшипниках качения используются тела качения (шарики и ролики), которые работают на основе трения качения. К основным достоинствам подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения относятся: малые моменты сил трения; меньший расход смазочных материалов; незначительный расход цветных металлов; малые габариты в осевом направлении; значительно меньше теплообразование; более просты в эксплуатации.

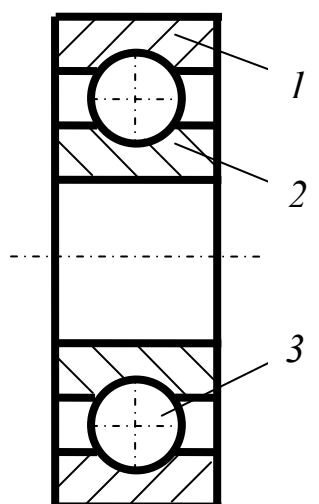


Рис. 5.1

К основным недостаткам подшипников качения можно отнести: повышенные диаметральные габариты; высокие контактные напряжения; меньшая способность демпфировать колебания; повышенный шум при высоких частотах вращения.

Подшипники качения (рис. 5.1) состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел вращения 3 и сепаратора, который служит для разделения друг от друга тела качения.

Подшипники качения стандартизованы и изготавливаются централизованно в массовом производстве. В настоящее время они являются основными опорами валов и осей в машиностроении.

Классификация подшипников качения

По форме тел качения подшипники подразделяются на шариковые (рис. 5.1) и роликовые подшипники (рис. 5.2). Роликовые подшипники бывают с короткими цилиндрическими (рис. 5.2, а), с цилиндрическими витыми (рис. 5.2, б), с игольчатыми (рис. 5.2, в), бочкообразными (рис. 5.2, г) и коническими (рис. 5.2, д) роликами.

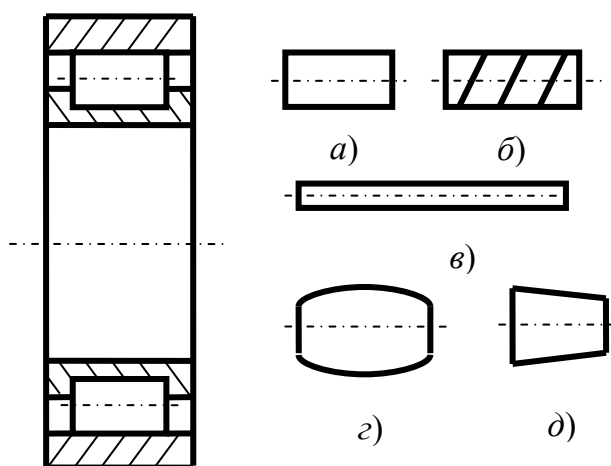


Рис. 5.2

По числу рядов подшипники бывают одно-, двух- и многорядные.

По признаку самоустанавливаемости подшипники делят на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающиеся (все кроме сферических подшипников).

По направлению воспринимаемых относительно вала сил подшипники разделяются на типы:

- 1) радиальные, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки;
- 2) радиально-упорные, воспринимающие радиальные и незначительные осевые нагрузки;

3) упорно-радиальные, воспринимающие осевые и незначительные радиальные нагрузки;

4) упорные, воспринимающие только осевые нагрузки.

По габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии: по радиальным размерам и по ширине.

По радиальным размерам различают 7 серий: сверхлегкая (2 серии), особо легкая (2 серии), легкая, средняя и тяжелая. По ширине имеется 4 серии: особо широкая, широкая, нормальная и узкая.

Работоспособность подшипника зависит от точности изготовления и качества сепаратора. Подшипники выпускают пяти классов точности: нормальный, повышенный, высокий, особо высокий и сверхвысокий.

Условное обозначение подшипников качения. Условное обозначение предназначено для маркировки подшипников во время их изготовления. Оно состоит из семи цифр (рис. 5.3), которые изображают на торце кольца или сепараторе. Каждая цифра или их сочетание характеризует определенный параметр подшипника в зависимости от места, занимаемого в условном обозначении.

7	6	5	4	3	2	1
---	---	---	---	---	---	---

Рис. 5.3

Первые две цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника.

Третья цифра справа характеризует размерную серию по диаметру.

Четвертая цифра справа характеризует тип подшипника. Всего имеется 10 типов подшипника, которые обозначаются цифрами от 0 до 9.

Пятая и шестая цифра справа характеризуют конструкторские особенности подшипника и обозначаются цифрами от 00 до 99.

Седьмая цифра справа обозначает размерную серию по ширине.

Все нули слева до первой значащей цифры не указываются. При расшифровке подшипника слева добавляют нули до семизначного числа.

Кроме основных знаков условного обозначения (семизначное число) могут быть и дополнительные знаки, которые указывают на температуру отпуска колец (буква *T* с цифрой), рекомендуемый сма-

зочный материал (буква С с цифрой), материал сепаратора (буква), класс точности подшипника (цифра с чертой) и ряд радиального зазора (цифра с точкой). Они располагаются слева или справа от основных знаков условного обозначения. Пример условного обозначения подшипника с дополнительными знаками приведен на рис. 5.4.

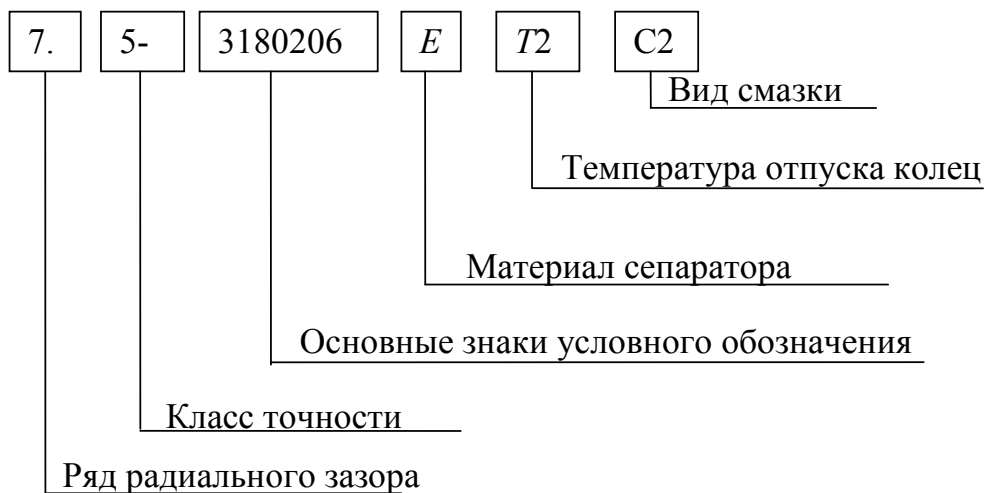


Рис. 5.4

Кинематика подшипников качения. Подшипник (рис. 5.5) представляет собой по существу планетарный механизм, в котором водилом является сепаратор, тела качения заменяют сателлиты, а функцию центральных колес выполняют кольца подшипника. Скорость точки контакта V_1 кольца 1 с шариком 2 равна $V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}$.

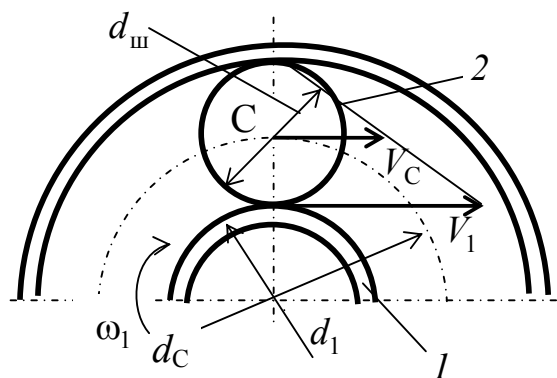


Рис. 5.5

Скорость центра шарика или скорость сепаратора V_C :

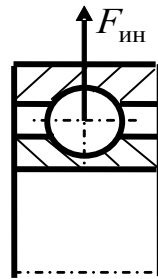
$$V_C = \frac{V_1}{2} = \frac{\omega_1 d_1}{4}.$$

Угловая скорость сепаратора

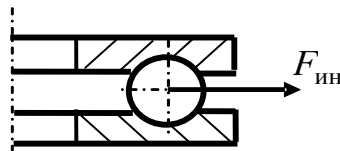
$$\omega_C = \frac{V_C}{d_C/2} = \frac{\omega_1 d_1}{2d_C} = \frac{\omega_1}{2} \frac{d_1}{d_1 + d_{ш}}.$$

Из последней формулы видно, что угловая скорость сепаратора зависит от диаметра тела качения. В связи с этим разноразмерность тел качения в комплекте подшипника приводит к отставанию от сепаратора одной части тел качения и набеганию на него другой части, что вызывает его износ и приводит к разрушению.

Динамика подшипников качения. На каждое тело качения действует центробежная сила $F_{ин} = m\omega_C^2 d_C/2$. На работоспособность радиальных и радиально-упорных подшипников (рис. 5.6, а) центробежная сила практически не влияет, так как она разгружает внутреннее кольцо и нагружает наружное менее нагруженное. Ее действие возрастает только для высокоскоростных подшипников.



а)



б)

Рис. 5.6

Центробежные силы оказывают неблагоприятное воздействие на опорные подшипники (рис. 5.6, б), так как они расклинивают кольца и давят на сепаратор, в результате чего увеличивается трение и износ.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Выбор подшипников качения производят по номинальной долговечности L и по эквивалентной динамической нагрузке P . Расчетная динамическая грузоподъемность $C_{\text{расч}}$ определяется по зависимости

$$C_{\text{расч}} = P^{m'} \sqrt[m']{L},$$

где $m' = 3$ для шарикоподшипников; $m' = \frac{10}{3}$ для роликоподшипников.

По полученному расчетному значению динамической грузоподъемности по каталогу выбирают требуемый подшипник. При этом должно выполняться условие

$$C_{\text{расч}} \leq C,$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу.

Под динамической грузоподъемностью радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную нагрузку (в ньютонах), которую может выдержать подшипник с неподвижным наружным кольцом в течение номинальной долговечности в 1 миллион оборотов.

Под динамической грузоподъемностью упорных и упорно-радиальных подшипников понимают центральную постоянную осевую нагрузку (в ньютонах), которую может выдержать подшипник в течение номинальной долговечности в 1 миллион оборотов одного из колец.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников – такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет – центральная постоянная осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе.

Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)K_b K_T,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; V – коэффициент вращения, зависящей от того, какое кольцо вращается; F_r – радиальная нагрузка; F_a – осевая нагрузка; K_b – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Если подшипник принят по конструктивным соображениям, то расчетом определяют его номинальную долговечность L :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{m'},$$

где n – частота вращения вала.

Вопросы для самоконтроля

1. Как подразделяются подшипники по виду трения?
2. В каких случаях применяют подшипники скольжения?
3. Из чего состоят подшипники качения?
4. По каким признакам классифицируют подшипники качения?
5. Как обозначают подшипники качения?
6. От чего зависит угловая скорость сепаратора подшипника качения?
7. Как влияют центробежные силы на работоспособность различных подшипников качения?
8. Что такое динамическая грузоподъемность?
9. По какой формуле определяется эквивалентная динамическая нагрузка?
10. Как определяют номинальную долговечность подшипников качения?

Глава 6. МУФТЫ

6.1. Общие сведения

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин состоят из ряда отдельных частей с входными и выходными валами. Такими частями являются двигатель M , редуктор P и рабочая машина PM (рис. 6.1).

Основное назначение муфт – соединение валов и передача вращающего момента. Муфты могут выполнять еще ряд важных дополнительных функций. По этому признаку и классифицируют муфты.

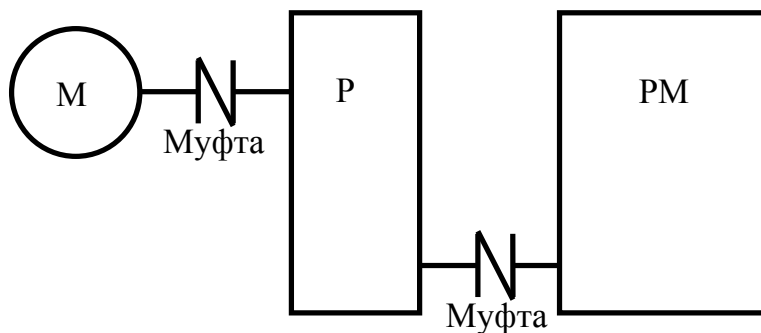


Рис. 6.1

Существует класс **постоянных** (нерасцепляемых) муфт, обеспечивающих постоянное, в течение всего времени эксплуатации машины, соединение валов.

В некоторых машинах применяют муфты **сцепления**, обеспечивающие соединение агрегатов или их разъединение во время работы машины. В свою очередь муфты сцепления подразделяют на **управляемые** и **самоуправляемые**.

Управляемые муфты соединяют агрегаты машин по некоторой команде. Самоуправляемые муфты включаются автоматически, соединяя или разъединяя валы в зависимости от условий режима работы машины и принципа действия муфты.

Основной характеристикой нагрузки муфты является вращающий момент T .

Обычно расчетный вращающий момент T на муфте приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины, характеризуемых степенью неравномерности вращения и величиной

разгоняемых масс, т. е. величиной динамической составляющей вращающего момента на муфте

$$T = T_n + T_d = T_n \left(1 + T_d / T_n \right) = k T_n,$$

где T_n – номинальный момент обычно приблизительно определяют по потребляемой мощности двигателя и по частоте вращения; T_d – динамический момент; k – коэффициент динамичности.

Глухие муфты. Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда делают составными. В этом случае отдельные части вала соединяют глухими муфтами. В некоторых случаях эти муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов. К глухим муфтам относятся втулочные муфты, представляющие собой втулку, надеваемую с зазором на концы валов, и фланцевые муфты (рис. 6.2), состоящие из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы между собой соединяют болтами.

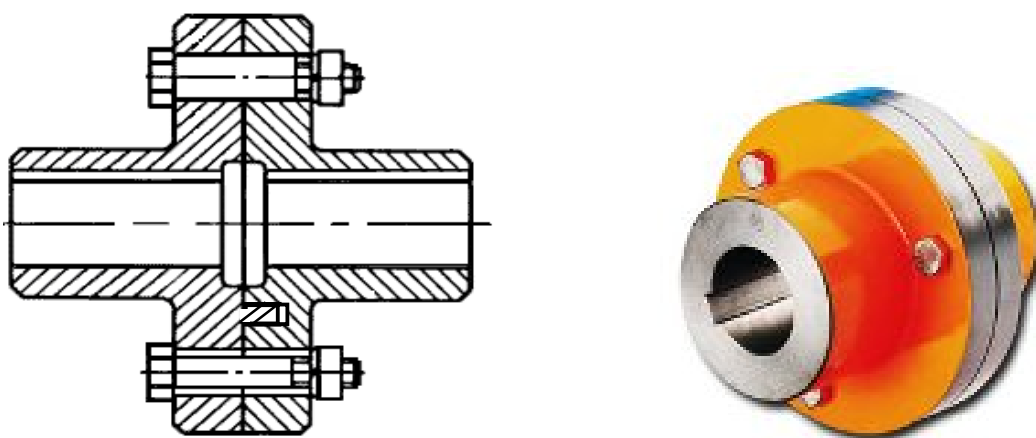


Рис. 6.2

Болты могут устанавливаться без зазора и с зазором. Во втором случае фланец имеет центрирующий кольцевой выступ.

В случае установки болтов с зазором их диаметр определяется из условия, чтобы силы трения на поверхности контакта обеспечили передачу требуемого вращающего момента T . Необходимая сила затяжки определяется из условия

$$F_{\text{зат}} z f \frac{D_o}{2} = \beta T, \text{ откуда } F_{\text{зат}} = \frac{2\beta T}{z f D_o},$$

где β – коэффициент, учитывающий режим работы муфты; f – коэффициент трения; z – количество болтов; D_o – диаметр окружности установки болтов.

При затяжке болта в его сечении возникают напряжения растяжения σ_p и напряжения кручения τ , поэтому эквивалентные напряжения определяются по зависимости

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \approx 1,3\sigma_p.$$

Требуемый внутренний диаметр резьбы болта определяется из условия прочности

$$\sigma_{\text{эkv}} = 1,3\sigma_p = \frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma_p]}}.$$

При установке болтов без зазора они испытывают напряжения среза. В этом случае требуемый внешний диаметр резьбы болта

$$d \geq \sqrt{\frac{8\beta T}{D_o z \pi [\tau_c]}}.$$

Компенсирующие муфты. По экономическим и технологическим соображениям машины обычно выполняют из отдельных агрегатов, которые соединяют муфтами. Однако точная установка валов таких агрегатов невозможна из-за ошибок изготовления и монтажа; установки агрегатов на деформируемом основании; а также из-за упругих деформаций валов под нагрузкой.

Возможные виды смещений валов (осевое l_a , радиальное l_r и угловое γ) и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов представлены на рис. 6.3.

Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты. Благодаря своей конструкции эти муфты обеспечивают работоспособность машины даже при взаимных смещениях валов. Валы и опоры при этом дополнительно нагружаются осевыми F_a , радиальными F_r силами и изгибающими моментами m ,

зависящими от величины и вида несоосности валов. Следует подчеркнуть, что с ростом смещений валов работоспособность муфты уменьшается.

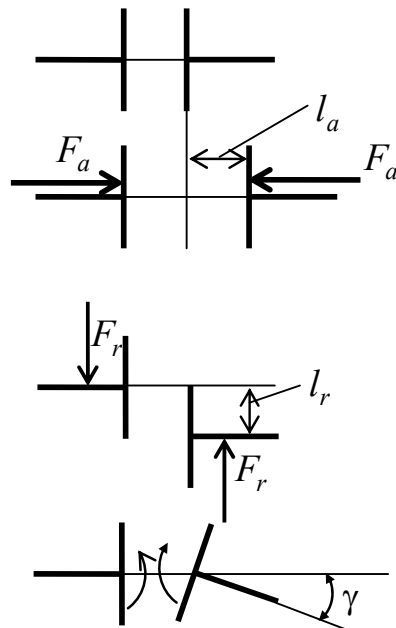


Рис. 6.3

К компенсирующим муфтам относятся зубчатые (рис. 6.4), цепные, кулачково-дисковые и другие муфты.

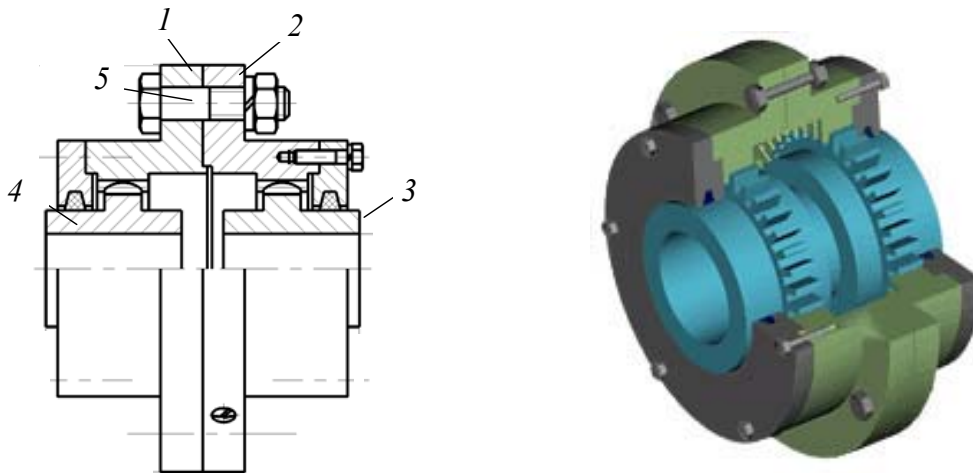


Рис. 6.4

Зубчатая муфта. Зубчатая муфта состоит из двух втулок 3 и 4 с внешними зубьями и двух обойм 1 и 2 с внутренними зубьями. Обоймы жестко соединены с помощью болтов 5.

Ввиду неопределенности распределения усилий по зубьям муфты при перекосе расчет по контактным напряжениям носит условный характер. При расчете зубчатой муфты делается допущение, что нагрузка между зубьями распределяется равномерно, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте.

Напряжения смятия $\sigma_{см}$ в этом случае определяются по зависимости

$$\sigma_{см} = \frac{2\beta T}{dzbh} \leq [\sigma_{см}],$$

где $d = mz$ – делительный диаметр; m – модуль зубьев; z – число зубьев; b – ширина зуба; $h = 1,8m$ – рабочая высота зуба.

В этом случае условие прочности по напряжению смятия будет иметь вид:

$$\sigma_{см} = \frac{\beta T}{0,9d^2b} \leq [\sigma_{см}].$$

Кулачково-дисковая муфта. Кулачково-дисковая компенсирующая муфта (рис. 6.5) состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3 с кулачками. Перпендикулярное расположение кулачков позволяют компенсировать некоторый эксцентриситет и перекос валов.

Скольжение кулачков в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением частоты вращения и несоосности валов.

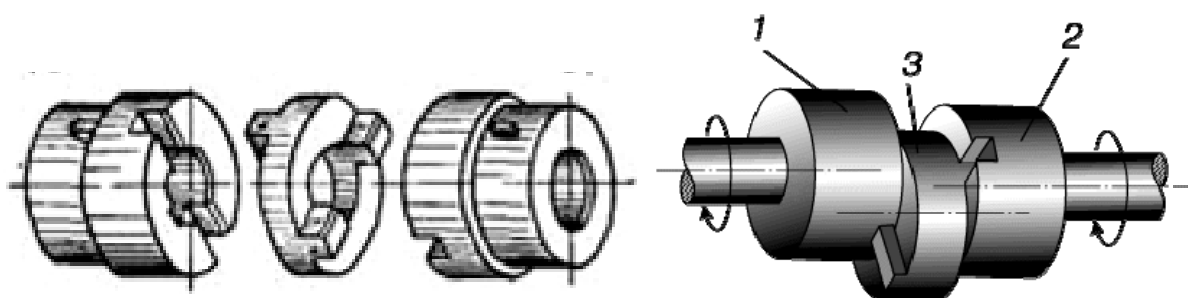


Рис. 6.5

При расчете кулачково-дисковой муфты делают допущения, что натяг и зазоры посадки кулачков в пазах равны нулю. В этом случае деформации и напряжения в точках контакта пропорциональны расстоянию до оси муфты. Эпюра напряжений, условно перенесенная с боковых сторон на диаметр, имеет следующий вид (рис. 6.6):

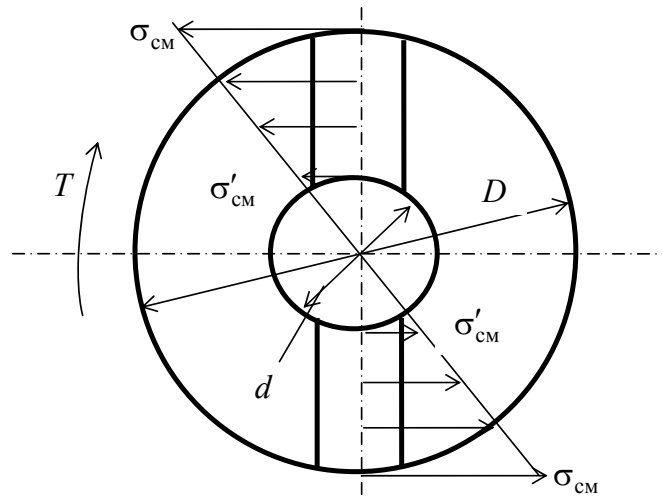


Рис. 6.6

Условие равновесия моментов всех сил, действующих на полу-муфту, имеет вид:

$$-\beta T + \frac{\sigma_{CM}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{CM}}{2} \frac{d}{2} h \frac{2}{3} d = 0.$$

Учитывая, что $\frac{\sigma_{CM}}{\sigma'_{CM}} = \frac{D}{d}$, получим выражения условия прочности на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{6\beta T}{h(D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{CM}].$$

Упругие соединительные муфты. Упругие муфты отличаются наличием упругого элемента и являются универсальными в том смысле, что, обладая некоторой крутильной податливостью, эти муфты также являются компенсирующими. Упругие муфты способны:

1. Смягчать толчки и удары вращающего момента, вызванные технологическим процессом или выбором зазора при пусках и остановках машины. При этом кинетическая энергия удара аккумулируется муфтой во время деформации упругого элемента, превращаясь в потенциальную энергию деформации.

2. Защищать привод машины от вредных крутильных колебаний.

3. Соединять валы, имеющие взаимные смещения. В этом случае деформируется упругий элемент муфты, и муфта функционирует как компенсирующая.

По материалу упругих элементов эти муфты подразделяются на муфты с упругими неметаллическими элементами и муфты с упругим металлическими элементами.

Наибольшее применение в машиностроении получила упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 6.7). Она состоит из двух полумуфт 1 и 5. В полумуфте 1 имеются конические отверстия, а в полумуфте 5 – цилиндрические. В эти отверстия вставляются пальцы 4, на которые надеваются упругие элементы 3. При завинчивании гайки 2, пальцы 4 входят в конические отверстия, в результате чего происходит соединение полумуфт 1 и 5. Вращающий момент передается через упругие элементы 3.

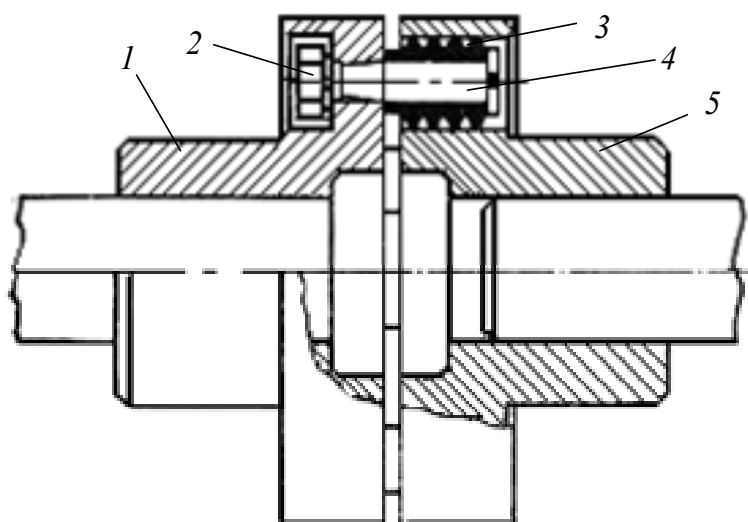


Рис. 6.7

Упругие элементы испытывают напряжения смятия. Условие прочности по напряжениям смятия для упругого элемента имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2\beta T}{D_0 z l d_{\text{п}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где D_0 – диаметр окружности установки пальцев; z – число пальцев; l – длина упругого элемента; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальца.

Прочность пальца проверяется на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32\beta T l_{\text{п}}}{D_0 z \pi d_{\text{п}}^3} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где $l_{\text{п}}$ – длина пальца.

Муфта упругая со звездочкой. Муфта упругая со звездочкой (рис. 6.8) состоит из двух полумуфт 1 и 2 с торцовыми выступами и резиновой звездочки 3, зубья которой расположены между выступами полумуфт. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

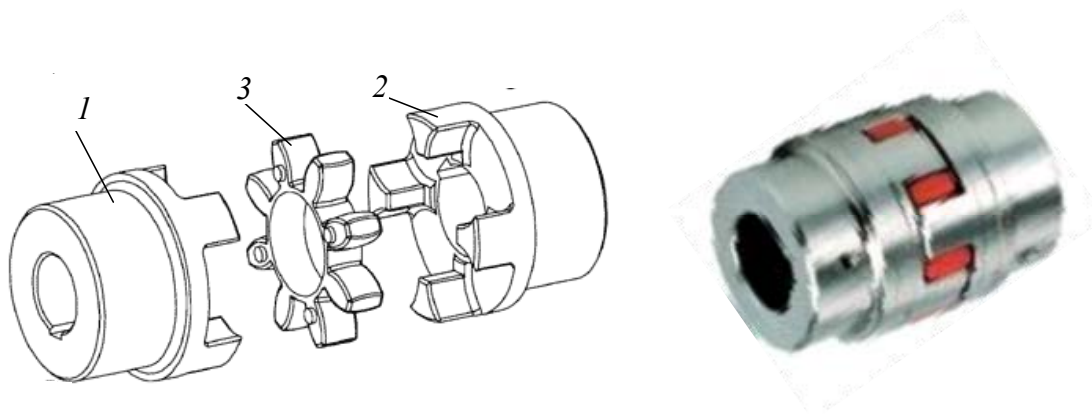


Рис. 6.8

Эта муфта компактна, но малоподатлива. Работоспособность муфты резко снижается с увеличением несоосности валов.

Условие прочности резиновой звезды по напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{24\beta T}{zh(D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z – число зубьев звездочки; D – наружный диаметр звездочки; d – внутренний диаметр звездочки.

Муфты сцепные управляемые. Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы по управляющей команде. Эти муфты делят на муфты с профильным замыканием (кулачковые) и на фрикционные. Последние широко используют при необходимости изменения режима работы машины без остановки двигателя.

Сцепные кулачковые муфты применяются для передачи больших вращающих моментов при нечастых включениях. Они имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные муфты сцепления. Однако они соединяют валы, угловые скорости которых равны или незначительно различаются. При этом требуется точная соосность соединения полумуфт.

На рис. 6.9 изображены сцепные муфты с торцевыми конусными кулачками (рис. 6.9, а) и с прямоугольными (рис. 6.9, б). Выбор формы кулачков определяется в основном условиями включения муфты.

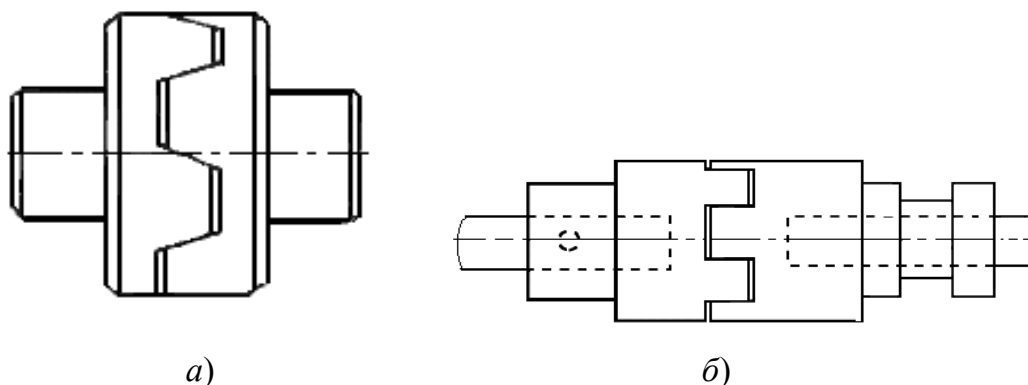


Рис. 6.9

В основном работоспособность кулачковых муфт сцепления определяется износом кулачков, который зависит в первую очередь от действующих напряжений смятия на поверхности контакта.

Расчет напряжения смятия делается с допущением, что нагрузка равномерно распределяется между всеми кулачками

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2\beta T}{zD_1bh} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z – число кулачков полумуфты; D_1 – диаметр средней окружности кулачков; b – ширина кулачка; h – рабочая высота кулачка.

Кулачки также проверяют по напряжениям изгиба у основания

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2\beta Th}{zD_1W_{\text{и}}} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

$W_{\text{и}}$ – момент сопротивления сечения кулачка изгибу у основания.

Муфты сцепные фрикционные. Эти муфты допускают включение на ходу и передают вращающий момент за счет сил трения на рабочих поверхностях, создаваемых плавным прижатием рабочих поверхностей. Меняя силу прижатия, можно регулировать момент сил трения. За время включения фрикционной муфты рабочие поверхности проскальзывают. После завершения включения муфты скольжение отсутствует.

Конструкция этих муфт может быть выполнена с одним или несколькими дисками, с цилиндрическими или коническими поверхностями трения, с механическим, пневматическим, гидравлическим или электромагнитным управлением. Группу муфт с силовым замыканием электромеханической связью составляют муфты с жидкой или порошкообразной ферромагнитной смесью, в которых при прохождении электрического тока в катушке возбуждения возникает магнитный поток, в результате ферромагнитная смесь, заполняющая зазор между полумуфтами, намагничивается, что обеспечивает сцепление смеси с поверхностями полумуфт.

На рабочие поверхности дисков наносят фрикционный слой или крепят накладки из фрикционного материала, повышающего силу трения.

В зависимости от условий эксплуатации фрикционные муфты разделяют: на муфты без смазывания трущихся поверхностей и на муфты со смазыванием трущихся поверхностей. Последние передают меньший вращающий момент, однако они более долговечны, так как интенсивность изнашивания рабочих поверхностей меньше, чем у сухих муфт.

Дисковые муфты. Схема простейшей дисковой муфты приведена на рис. 6.10. Полумуфта 1 установлена на валу неподвижно, а полумуфта 2 имеет возможность перемещения в осевом направлении. Для сцепления валов к полумуфте 2 прикладывают усилие F .

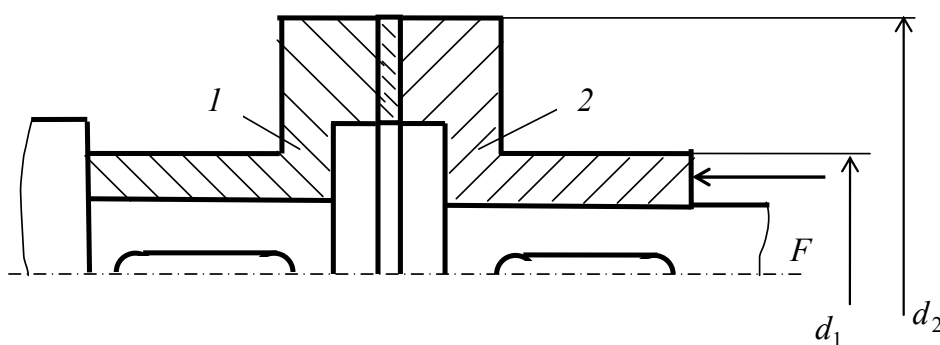


Рис. 6.10

Момент, который может передать муфта в зависимости от силы прижатия, равен

$$T = \frac{Ff(d_1 + d_2)}{4\beta},$$

где $\frac{d_1 + d_2}{4} = R_{\text{cp}}$ – средний радиус рабочих поверхностей дисков.

Так как ширина дисков $\frac{d_2 - d_1}{2}$ меньше среднего радиуса R_{cp} , то при расчете момента принято, что приведенный радиус сил трения равен среднему радиусу рабочих поверхностей диска.

С целью уменьшения габаритов муфты и силы прижатия применяют многодисковые муфты. Передаваемый момент в этом случае рассчитывают по зависимости

$$T = \frac{Ff(d_1 + d_2)(z - 1)}{4\beta},$$

где z – число дисков в муфте.

Сила прижатия ограничивается допустимым средним удельным давлением

$$p = \frac{4F}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} \leq [p].$$

Пневмокамерная муфта. Пневмокамерные фрикционные муфты (рис. 6.11) широко применяют для включения механизмов трансмиссии путевых и дорожных машин, особенно экскаваторов. Пневмокамеры 3, увеличиваясь в объеме, под действием сжатого воздуха, поступающего по воздуховоду 4 от компрессора, давят на нажимные колодки 5. Колодки в местах трения покрыты фрикционным материалом и в результате прижатия передают крутящий момент от ведущей части муфты 1 к шкиву барабана 2. При выключении муфты колодки возвращаются в исходное положение под действием пружин, а воздух из пневмокамеры выходит в атмосферу.

Пневмокамерные фрикционные муфты обладают простотой конструкции, не требуют сложного ухода, обеспечивают двустороннее действие. Создают равномерное давление на обод, благодаря чему обеспечивают плавное включение механизмов и снижают динамические нагрузки. Не требуют регулировок, так как по мере износа фрикционных колодок автоматически увеличивается ход камеры.

К недостаткам этих муфт можно отнести значительную стоимость баллона, старение резины особенно при попадании на баллон масла, щелочи или кислоты и затруднение с подводом воздуха.

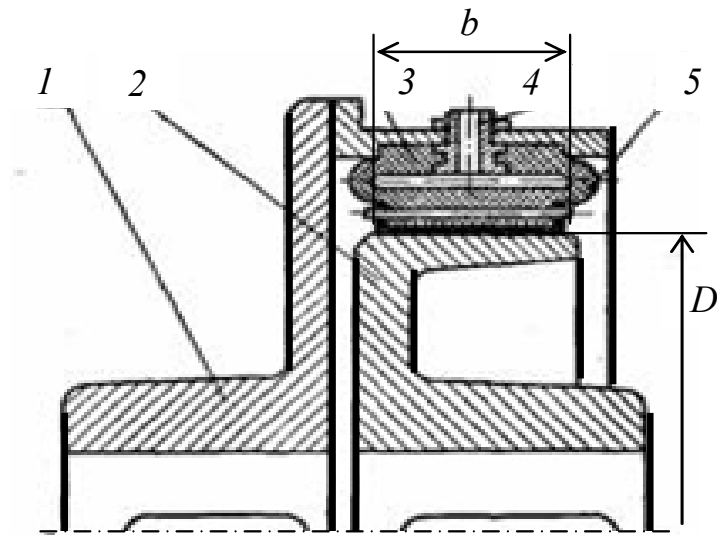


Рис. 6.11

Момент, который может передать муфта по условию износостойкости колодок, определяется зависимостью

$$T = \frac{[p]b\pi D^2}{2\beta},$$

где b – ширина колодок; D – наружный диаметр шкива барабана.

Давление, которое необходимо создать внутри баллона, можно рассчитать по формуле

$$q = \frac{\frac{2\beta T}{Df} + \Delta q A + F_{ц}}{A},$$

где Δq – давление, расходуемое на деформацию баллона; $A = \pi D_6 b_6$ – активная площадь баллона; D_6 – диаметр внутренней поверхности полости баллона; b_6 – ширина цилиндрической части внутренней поверхности полости баллона, обычно приблизительно равна ширине колодок; $F_{ц}$ – центробежная сила от баллона вместе с колодками.

Конические муфты. Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 6.12.

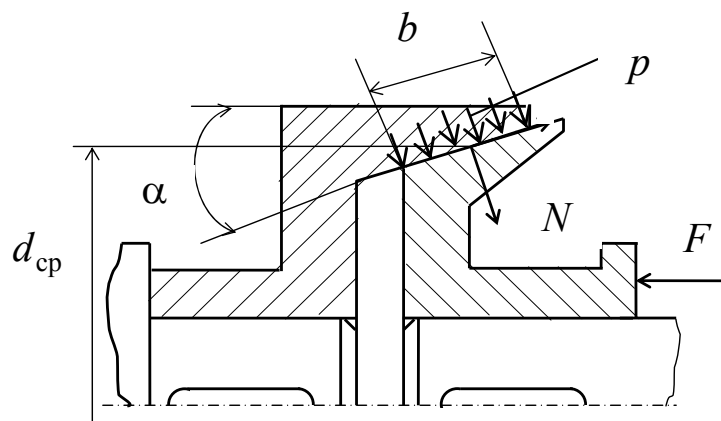


Рис. 6.12

Из уравнения равновесия всех сил, действующих на правую полумуфту

$$N \sin \alpha - F = 0$$

следует, что $F = N \sin \alpha = pb\pi d_{cp} \sin \alpha$, тогда допустимая сила прижатия из условия износостойкости

$$F = b\pi d_{cp} \sin \alpha [p],$$

где $[p]$ – допускаемое удельное давление.

Момент, который может передать муфта

$$T = \frac{Nfd_{cp}}{2\beta} = \frac{Ffd_{cp}}{2\beta \sin \alpha}.$$

Самоуправляемые муфты сцепления. Самоуправляемые или автоматические муфты включаются и выключаются в зависимости от изменения режима работы машины. К ним относятся: обгонные муфты или муфта свободного хода, передающие момент только при одном направлении вращения ведущей полумуфты относительно ведомой и проворачивающиеся при обратном направлении вращения, центробежные муфты, включающиеся и выключающиеся в зависимости от скорости вращения ведущей полумуфты, муфты предельного момента, отключающие машину при опасном увеличении вращающего момента.

Обгонная муфта (рис. 6.13) передает движение только в одном направлении. Она состоит из звездочки 1, обоймы 2, шариков (роликов) 4.

Принцип работы обгонных муфт состоит в следующем. Звездочка 1 жестко закреплена на ведущем валу. При его вращении по часовой стрелке шарики 4 под действием сил пружин 3 и сил трения вкатываются в узкую часть клинового зазора и, заклиниваясь, передают вращательный момент от звездочки 1 к обойме 2, свободно сидящей на валу и являющейся зубчатым колесом.

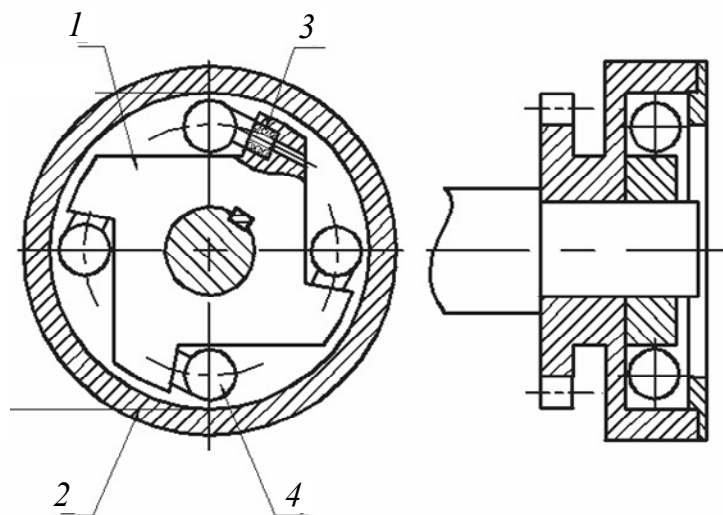


Рис. 6.13

При вращении звездочки 1 против часовой стрелки шарики выходят в широкую часть клиновых зазоров, и вращение от вала к зубчатому колесу не передается.

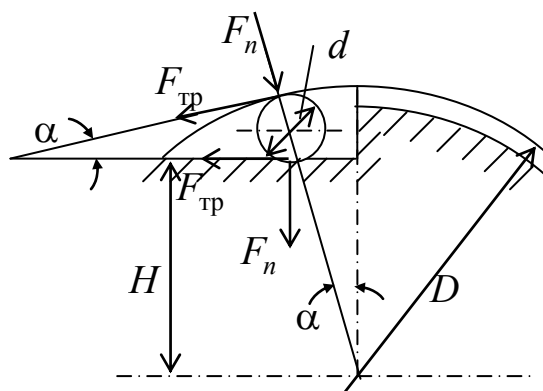


Рис. 6.14

Такие муфты нормализованы. Они обеспечивают бесшумную работу и обладают высокой нагрузочной способностью.

На рис. 6.14 представлена схема передачи крутящего момента от звездочки к обойме. Силы трения $F_{\text{тр}}$ действуют под углом α и удерживают шарик в сужающейся части клиновой полости, а нормальные силы стремятся его вытолкнуть.

Условием работы муфты будет, если выполняется соотношение

$$2F_{\text{тр}} \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F_n \sin \frac{\alpha}{2},$$

учитывая, что $F_{\text{тр}} = F_n f$, $f = \text{tg} \rho$, получим

$$\alpha \leq 2\rho = 2\text{arctg} f,$$

где f – коэффициент трения; ρ – угол трения.

Обычно угол $\alpha = 7^\circ \dots 9^\circ$, так как при меньшем угле может произойти заклинивание муфты.

Исходя из геометрии

$$\cos \alpha = \frac{H + d/2}{D/2 - d/2} = \frac{2H + d}{D - d},$$

откуда
$$d = \frac{D \cos \alpha - 2H}{1 + \cos \alpha} = \frac{D \cos(2\text{arctg} f) - 2H}{1 + \cos(2 \cdot \text{arctg} \cdot f)}.$$

Диаметром обоймы D и величиной H задаются.

Шарик нагружается силами F_n , вызывающими контактные напряжения. Наибольшие контактные напряжения σ_H возникают в месте контакта шарика со звездой

$$\sigma_H = 1012 \sqrt[3]{\frac{F_n}{d^2}} \leq [\sigma_H].$$

Предохранительные муфты. Предохранительная муфта служит для разъединения валов или вала с сидящей на нем деталью при перегрузке или недопустимой скорости вращения, т. е. предохраняющая машину от поломки в случае нарушения нормального режима работы.

Муфта предохранительная (рис. 6.15) с разрушающимся элементом отличается малыми габаритами и высокой точностью срабатывания. При перегрузке предохранительный элемент l срезается, и полу-

муфты размыкаются. Для восстановления работоспособности машины, ее необходимо остановить и заменить предохранительный элемент.

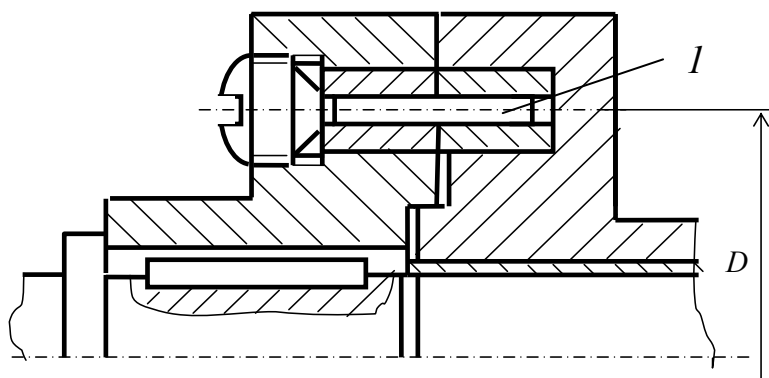


Рис. 6.15

Для удобства эксплуатации муфты обычно устанавливается один штифт, реже – два. Штифт изготавливается из низкосортных закаленных сталей. Расчет муфты осуществляется для режима пуска с учетом места установки муфты, где действует момент $T_{\text{пуск}}$. Условие прочности штифта имеет вид:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T_{\text{пуск}}K_z}{D \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} z} \leq [\tau_c],$$

где D – диаметр окружности установки штифтов; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штифта; z – число штифтов; K_z – коэффициент неравномерности нагрузки между штифтами.

Кулачковые предохранительные муфты удерживаются во включенном состоянии пружинами до тех пор, пока возрастающий момент не создает осевой силы F_a , способной преодолеть усилие пружины F . Расчет кулачков на прочность осуществляется так же, как и для обычных кулачковых муфт.

Фрикционные предохранительные муфты автоматически восстанавливают работоспособность машины после прекращения действия перегрузки, однако, точность срабатывания их не высока из-за непостоянства коэффициента трения на трущихся поверхностях дисков.

Вопросы для самоконтроля

1. С какой основной целью применяют муфты в приводе машин?
2. Как классифицируют муфты в зависимости от их дополнительных функций?
3. Что определяют при расчете глухих муфт?
4. С какой целью применяют компенсирующие муфты?
5. По какой формуле рассчитывают напряжения смятия в кулачково-дисковой муфте?
6. Какое основное назначение упругих муфт?
7. Какие упругие элементы применяют в конструкциях упругих муфт?
8. Какое основное назначения сцепных муфт?
9. Какие имеются виды сцепных муфт?
10. Какой принцип работы обгонной муфты?
11. Для какого режима осуществляют расчет предохранительной муфты со срезным штифтом?
12. Какие виды предохранительных муфт существуют?

Глава 7. ПРУЖИНЫ И РЕССОРЫ

7.1. Общие сведения

Пружины и рессоры – широко используются в различных областях машиностроения. Их применяют: для создания заданных постоянных сил; для силового замыкания механизмов; для выполнения функций двигателя; для виброизоляции; для восприятия энергии удара и для измерения сил за счет упругого перемещения пружин.

По виду воспринимаемой нагрузки пружины подразделяются на пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба.

По конструкции различают пружины витые (рис. 7.1, а), спиральные (рис. 7.1, б), тарельчатые (рис. 7.1, в), кольцевые (рис. 7.1, г), блочные (рис. 7.1, д), торсионные (рис. 7.1, е), плоские (рис. 7.1, ж) и листовые рессоры (рис. 7.1, з).

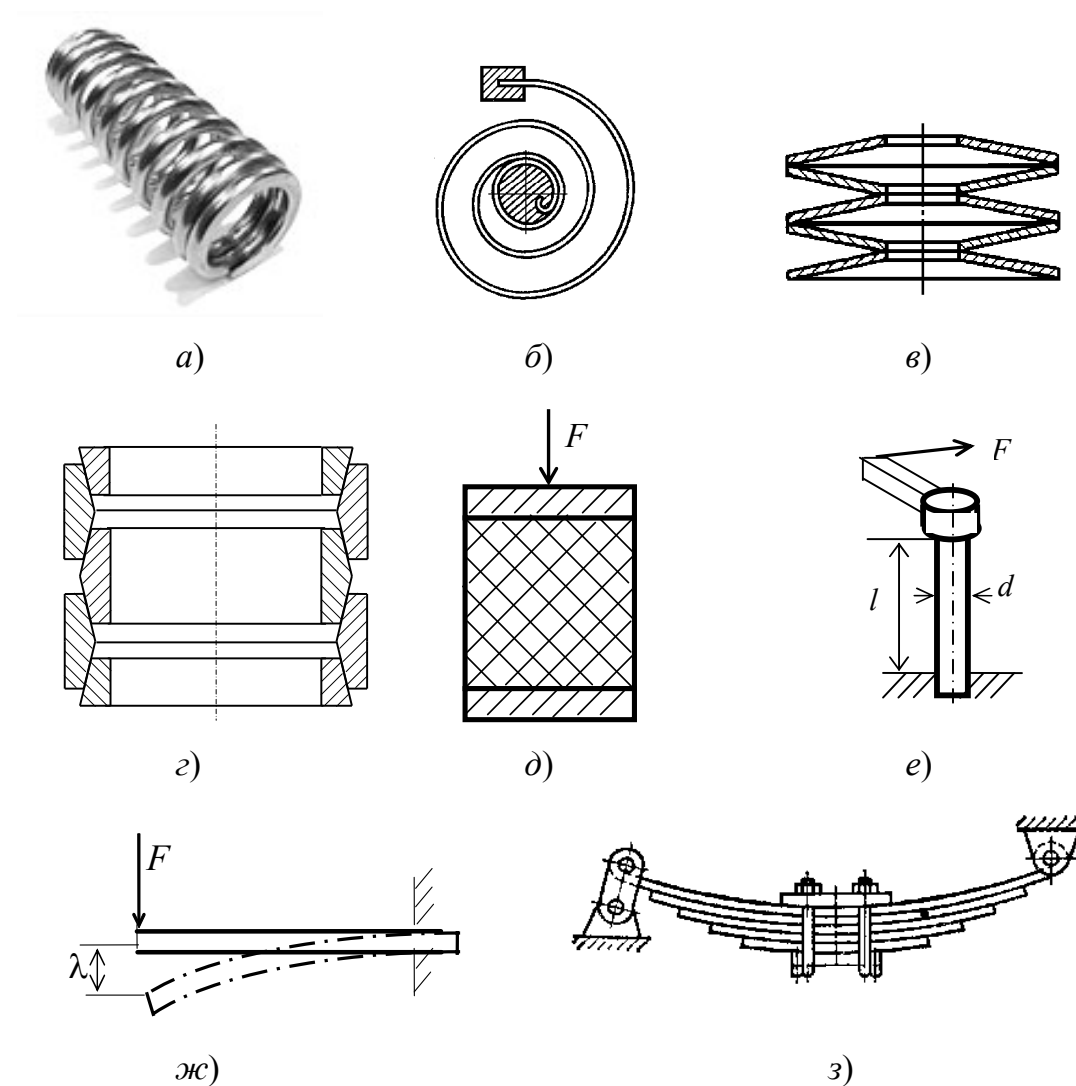


Рис. 7.1

По характеристике – пружины постоянной и переменной жесткости.

Для возможности накопления большего количества энергии на единицу массы применяют витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия. В этих пружинах витки подвергаются напряжению кручения под действием постоянного момента.

В плоских пружинах, работающих на изгиб, напряженное состояние по длине неравномерное.

Тарельчатые пружины используют в случае действия больших нагрузок при малых упругих перемещениях и стесненных габаритах. Они обладают возможностью регулировать жесткость путем установки необходимого количества дисков.

При стесненных габаритах по оси и не стесненных в боковом направлении используются рессоры.

Пружины кручения в обычных условиях применяют в виде витых цилиндрических пружин, а при стесненных габаритах по оси в виде плоских спиральных пружин.

Торсионные пружины используются при значительных крутящих моментах, однако они допускают весьма малые углы закручивания. Они отличаются простотой конструкции, удобством при монтаже, ремонте и замене.

Блочные пружины с упругими элементами из резины отличаются простотой конструкции, малыми относительными габаритами и высокой поглощающей способностью.

Материалы и допускаемые напряжения

Для изготовления пружин применяются материалы, которые обладают высокой прочностью и стабильными упругими свойствами. К ним относятся высокоуглеродистые стали марок 65, 70, марганцовистые стали 65Г, 55ГС, кремнистые стали 60С2, 60С2А, хромованадиевые 51ХФА и др.

Допускаемые напряжения $[\tau_k]$ при действии статических нагрузок приведены в справочной литературе. При действии переменных нагрузок они определяются по формуле

$$[\tau_n] = k_\tau [\tau_k],$$

где k_τ – коэффициент, зависящий от коэффициента асимметрии цикла и числа циклов нагружения.

В зависимости от действующей нагрузки пружины могут быть разбиты на три группы:

1. Пружины статического действия. В этом случае расчет ведут по максимальной нагрузке, воспринимаемой пружиной, исходя из установленных опытом допускаемых напряжений в зависимости от механических характеристик материала пружины.

2. Пружины ограниченно кратного динамического действия. При переменной плавно прилагаемой или импульсивной нагрузке расчет ведут по формулам для пружин статического действия, исходя из наибольшего усилия или деформации пружины, с несколько пониженным допускаемым напряжением.

При резко выраженных ударных нагрузках расчет ведут, исходя из энергии, которая должна быть накоплена пружиной при деформации ударом. Коэффициент запаса выбирают в соответствии с условиями удара и желаемой долговечностью пружины.

3. Пружины многократного и неограниченно кратного вибрационного действия рассчитываются на выносливость.

Пружины винтовые цилиндрические растяжения и сжатия. В нормальном сечении витка пружины сжатия (рис. 7.2) действуют следующие силовые факторы:

- 1) крутящий момент $T = 0,5FD \cos \alpha$;
- 2) изгибающий момент $M = 0,5FD \sin \alpha$;
- 3) поперечная сила $Q = F \cos \alpha$;
- 4) нормальная сила $N = F \sin \alpha$, где F – осевая сила; D – средний диаметр пружины; α – угол подъема витка.

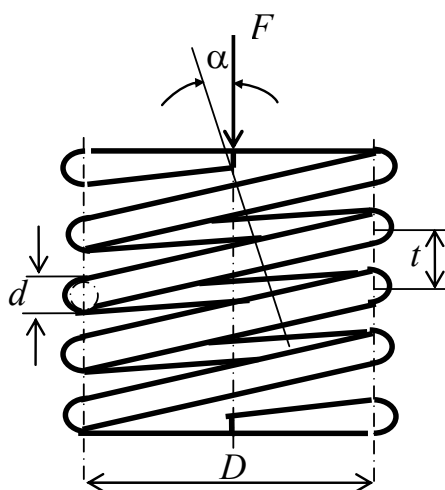


Рис. 7.2

Угол подъема витка определяется по зависимости

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi D},$$

где t – шаг витка пружины.

Так как угол подъема витка α обычно не превышает 12° , то влияние на прочность витка изгибающего момента M и нормальной силы N незначительно и ими пренебрегают в расчетах. Расчет ведется по крутящему моменту $T = 0,5FD$, а кривизна оси витка и поперечная сила Q учитываются коэффициентом k , который определяется по зависимости

$$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c},$$

где $c = \frac{D}{d}$ – индекс пружины, которым задаются при проектировании.

Обычно индексом пружины задаются в пределах $c = 6 \dots 12$.

Условие прочности на кручения

$$\tau = \frac{kT}{W_\rho} = \frac{8kFD}{\pi d^3} \leq [\tau_k],$$

откуда требуемый диаметр проволоки

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{kFc}{[\tau_k]}},$$

где $[\tau_k]$ – допускаемое напряжение кручения.

Деформация (прогиб) одного витка от действия крутящего момента T (действием остальных силовых факторов пренебрегаем, так как их влияние составляет менее 5 %) определяется по зависимости

$$s' = \frac{8FD^3}{Gd^4},$$

где G – модуль сдвига материала пружинной стали.

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \approx 0,384E,$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости первого рода.

Прогиб всей пружины

$$s = ns',$$

где n – число рабочих витков пружины.

Требуемое число рабочих витков при заданном прогибе пружины s :

$$n = \frac{s}{s'} = \frac{Gd^4 s}{8FD^3}.$$

Жесткость пружины определяют по зависимости

$$C = \frac{dF}{ds} = \frac{Gd^4}{8D^3 n}.$$

Потенциальная энергия деформации пружины

$$U = 0,5(F_2 - F_1)(s_2 - s_1),$$

где F_1, F_2, s_1, s_2 – силы и деформации в начальном и конечном состоянии.

В витых цилиндрических пружинах по возможности следует избегать соударения витков при приложении инерционной нагрузки. Отсутствие соударения витков у пружин сжатия определяется условием

$$\frac{V_0}{V_{кр}} \leq 1,$$

где V_0 – наибольшая скорость перемещения конца пружины при нагружении или разгрузке; $V_{кр} = \frac{\tau_3(1 - F_2/F_3)}{\sqrt{2G\rho}}$ – критическая скорость

пружины, соответствующая соударению витков пружины, которая определяется из выражения; τ_3 – напряжение в витках пружины при максимальной нагрузке; F_3 – максимальная нагрузка пружины; ρ – плотность материала пружины.

Пружина кручения. В поперечных сечениях пружины кручения (рис. 7.3) от действия внешней силы возникает момент M , вектор которого направлен вдоль осевой линии пружины. Разложим момент M на две составляющие: крутящий момент $T = M \sin \alpha$ и изгибающий момент $M_{из} = M \cos \alpha$. Так как изгибающий момент $M_{из}$ значи-

тельно больше крутящего момента T , то расчет ведут по напряжениям изгиба. При этом приближенно принимают $M_{и} = M$, а влияние кривизны витков учитывают коэффициентом k , который равен

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4},$$

где $c = \frac{D}{d}$ – индекс пружины.

Условие прочности по напряжениям изгиба имеет вид:

$$\sigma_{и} = \frac{kM}{W_{и}} = \frac{32kM}{\pi d^3} \leq [\sigma_{и}].$$

В этом случае требуемый диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32kM}{\pi[\sigma_{и}]}}$$

где $[\sigma_{и}] = 1,25[\tau_{к}]$ – допускаемое напряжение на изгиб материала проволоки пружины.

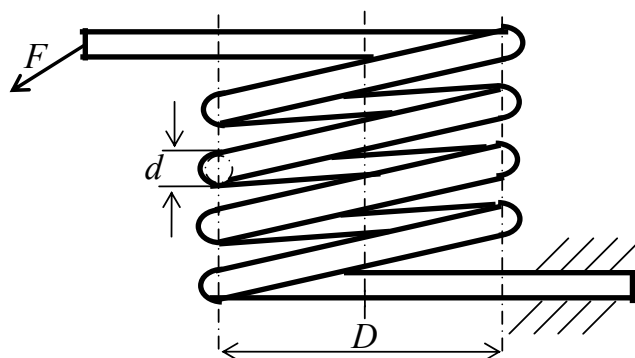


Рис. 7.3

При заданном значении угла закручивания пружины φ рабочее число витков определяется по зависимости

$$n = \frac{\varphi EI}{\pi DM},$$

где E – модуль упругости первого рода для материала проволоки;

$I = \frac{\pi d^4}{64}$ – момент инерции сечения проволоки.

Пружина плоская. Напряжения $\sigma_{и}$ и прогиб λ в консольной заземленной пружине (рис. 7.4) определяют по зависимостям:

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W_{и}} = \frac{6Fl}{bh^2} \leq [\sigma_{и}]; \quad \lambda = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{2Ml^2}{3EW_{и}h},$$

где $W_{и} = \frac{bh^2}{6} = \frac{I}{h/2}$ – момент сопротивления изгибу сечения пружины; I – момент инерции сечения пружины; b – ширина пружины.

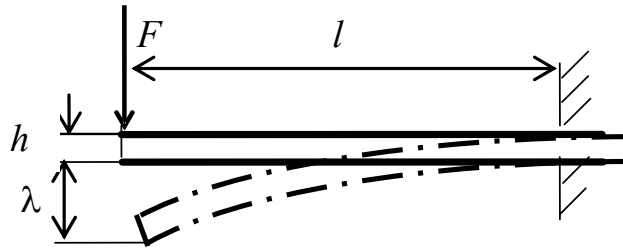


Рис. 7.4

Решая совместно эти два уравнения, получаем зависимость для определения высоты пружины при заданной деформации

$$h = \frac{2l^2[\sigma_{и}]}{3E\lambda}.$$

Ширина пружины

$$b = \frac{6Fl}{h^2[\sigma_{и}]}.$$

Пружина стержневая (торсионная). Напряжение в сечении стержневой пружины (рис. 7.5) возникает от действия внешнего момента $T = Fl$. Условие прочности имеет вид:

$$\tau = \frac{T}{W_{к}} = \frac{16Fl}{\pi d^3} \leq [\tau].$$

Угол закручивания стержня пружины

$$\varphi = \frac{Th}{I_{\rho}G} = \frac{32Th}{\pi d^4G},$$

где $I_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения стержня пружины;
 h – рабочая длина стержня пружины.

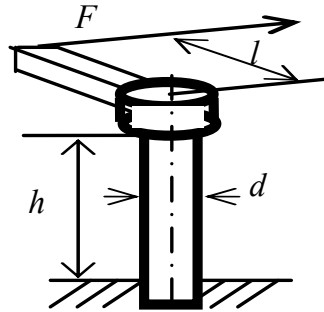


Рис. 7.5

Решая совместно эти равенства, определяем необходимый диаметр стержня пружины по заданному углу поворота

$$d \geq \frac{2l[\tau]}{G\varphi}.$$

Пружина блочная. В сечениях блочной пружины (рис. 7.6) под действием внешней силы F возникают напряжения сжатия.

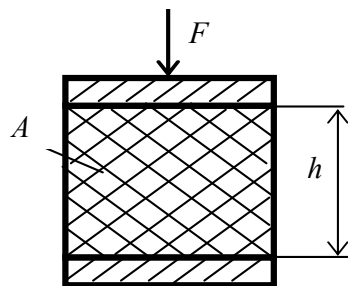


Рис. 7.6

Условие прочности пружины и ее деформация определяются по зависимостям:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{сж}]; \quad \lambda = \frac{Fh}{AE}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью применяют пружины и рессоры?
2. Как подразделяют пружины от вида их востребования?
3. Какие виды пружин используют в машиностроении?
4. Из каких материалов изготавливают пружины?
5. Что такое индекс пружины?
6. Из какого условия определяют диаметр проволоки винтовой цилиндрической пружины сжатия?
7. Как записывается условие прочности по напряжениям изгиба для витых цилиндрических пружин кручения?
8. Как рассчитывают плоскую пружину?
9. По какой зависимости определяют угол закручивания торсионной пружины?
10. Как определяют деформацию блочной пружины?

Литература

1. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Выш. шк., 2000. – 584 с. : ил.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / М. Н. Иванов. – 5-е изд., перераб. – Москва : Высш. шк., 1991. – 383 с. : ил.
3. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учеб. для вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов. – Изд. 3-е. – Москва : Машиностроение, 1975. – 655 с.
5. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высш. шк., 1986. – 359 с.
6. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – Москва : Машиностроение, 1979. – 560 с.
7. Добровольский, В. А. Расчет деталей машин / В. А. Добровольский. – Киев : Гостехиздат, 1961. – 301 с.
8. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / Г. М. Ицкович [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1974. – 286 с.
9. Детали машин в задачах и примерах / С. Н. Ничипорчик [и др.] ; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск : Выш. шк., 1981. – 432 с.
10. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Минск : Выш. шк., 1986. – 400 с.
11. Детали машин в примерах и задачах / под общ. ред. С. М. Башеева. – Минск : Выш. шк., 1970. – 488 с.
12. Миловидов, С. С. Детали машин и приборов / С. С. Миловидов. – Москва : Высш. шк., 1971. – 488 с.
13. Гжиров, Р. И. Краткий справочник конструктора : справочник / Р. И. Гжиров. – Ленинград : Машиностроение, 1983. – 464 с.
14. Детали машин. Расчет и конструирование : справочник / под ред. Н. С. Ачеркана. – Москва : Машиностроение, 1968. – 440 с.

Содержание

Предисловие.....	3
Глава 1. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин	4
Глава 2. Соединения деталей машин	10
2.1. Общие сведения о соединениях.....	10
2.2. Резьбовые соединения	10
2.3. Сварные соединения	30
2.4. Заклепочные соединения.....	40
2.5. Шпоночные соединения	51
2.6. Шлицевые соединения.....	60
2.7. Штифтовые соединения	63
2.8. Профильные соединения	66
2.9. Соединения с натягом.....	68
2.10. Соединение посадкой на конус.....	73
2.11. Клиновые соединения.....	75
Глава 3. Механические передачи	78
3.1. Зубчатые передачи	78
3.2. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.....	85
3.3. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача	91
3.4. Конические зубчатые передачи	95
3.5. Червячные передачи	100
3.6. Ременные передачи	108
3.7. Цепные передачи.....	117
Глава 4. Валы и оси	127
4.1. Общие сведения	127
Глава 5. Подшипники.....	133
5.1. Общие сведения	133
Глава 6. Муфты.....	140
6.1. Общие сведения	140
Глава 7. Пружины и рессоры.....	157
7.1. Общие сведения	157
Литература	166

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Тариков Георгий Петрович
Бельский Алексей Тимофеевич
Комраков Владимир Викторович

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. И. Жукова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 25.11.10.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 9,76. Уч.-изд. л. 9,07.

Изд. № 276.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.