

4. ДЕТАЛИ МАШИН

4.3. Ременные передачи

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоскоременные; клиноременные; круглоременные; поликлиноременные.

В современном машиностроении наибольшее применение нашли плоские и клиновые ремни.

Достоинства:

1. Простота конструкции и малая стоимость. 2. Возможность передачи мощности на значительные расстояния (15 м). 3. Плавность и бесшумность работы. 4. Смягчение вибраций и толчков.

Недостатки:

1. Большие габаритные размеры. 2. Малая долговечность ремня. 3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня. 4. Непостоянное передаточное отношение из-за упругого проскальзывания ремня. 5. Необходимость в постоянном надзоре из-за возможности соскальзывания ремня.

Плоскоременная передача имеет простую конструкцию и повышенную долговечность вследствие большой гибкости ремня.

Плоские приводные ремни бывают следующих типов:

1. Резинотканевые ремни – состоят из нескольких слоев технической ткани, связанных вулканизированной резиной. Получили широкое применение, так как прочны, эластичны, малочувствительны к влаге. Непригодны в помещениях с повышенным содержанием паров нефтепродуктов, которые разрушают резину.

2. Хлопчатобумажные цельнотканевые ремни – рекомендуются для небольших переменных нагрузок при $v \leq 20$ м/с. В сырых помещениях непригодны.

3. Шерстяные ремни – упруги, не чувствительны к влаге, кислотам, повышенной температуре, могут работать при резких колебаниях нагрузки. Имеют высокую стоимость.

4. Кожаные ремни – рекомендуются для передачи переменных ударных нагрузок. Дороги.

5. Специальные нестандартные ремни – из синтетического волокна. Легки, прочны, эластичны, работают при скоростях до 100 м/с.

Клиноременную передачу применяют при малых межосевых расстояниях, больших передаточных отношениях, вертикальном расположении валов.

Наибольшую нагрузку передают при $v = 20 - 25$ м/с. Диапазон скоростей $5 \leq v \leq 30$ м/с.

Достоинства (по сравнению с плоскоремennыми передачами):

1. Передают большую мощность. 2. Допускается меньшее межосевое расстояние. 3. Меньший угол обхвата α . 4. Большая надежность при работе.

Недостатки:

1. Меньшая долговечность ремней. 2. Более низкий КПД. 3. Большая стоимость ремней.

Клиновые приводные ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты. Для приводов общего назначения по ГОСТ 12841–80 выпускают семь типов клиновых ремней (О, А, Б, В, Г, Д, Е), отличающихся размерами поперечного сечения. Для автомобилей, тракторов и комбайнов изготавливают вентиляторные клиновые ремни пяти типов (1, 2, 3, 4, 5).

По конструкции клиновые ремни бывают:

1. Кордтканевые – корд состоит из нескольких слоев ткани в нейтральном слое. Выше и ниже расположены резиновые прослойки. Снаружи ремень завернут в 2–3 слоя резиновой ткани.

2. Кордшнуровые – более совершенны, так как корд состоит из одного ряда толстых шнуров, которые могут быть изготовлены из текстильных нитей, синтетического волокна или стальных тросов. Эти ремни более гибки, долговечны, прочны.

Основные геометрические соотношения в ременных передачах

1. Межосевое расстояние a ременной передачи (рис. 4.10):
для плоскоремennых передач

$$15 \text{ м} \geq a \geq 2(D_2 + D_1); \quad (4.83)$$

для клиноремennых передач

$$2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h, \quad (4.84)$$

где D_1 и D_2 – диаметры шкивов; h – высота сечения ремня.

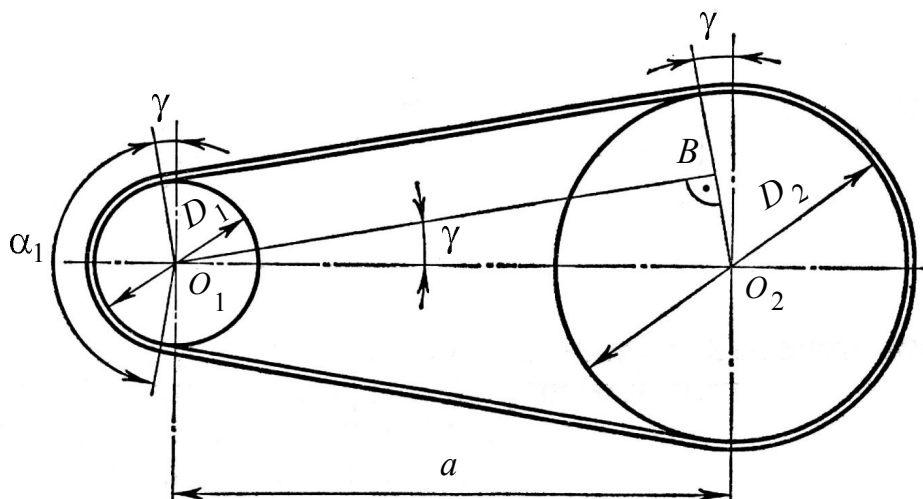


Рис. 4.10

2. Расчетная длина ремня l

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (4.85)$$

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (4.86)$$

4. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a}. \quad (4.87)$$

Для плоскоремненной передачи $[\alpha_1] \geq 150^\circ$.

Для клиноремненной передачи $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Основные критерии работоспособности ременных передач:

1. тяговая способность;
2. долговечность ремня.

Основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность выполняется как проверочный.

Силы в ветвях ремня

Для создания трения между ремнем и шкивом ремень надевают с предварительным натяжением F_0 (рис. 4.11, a).

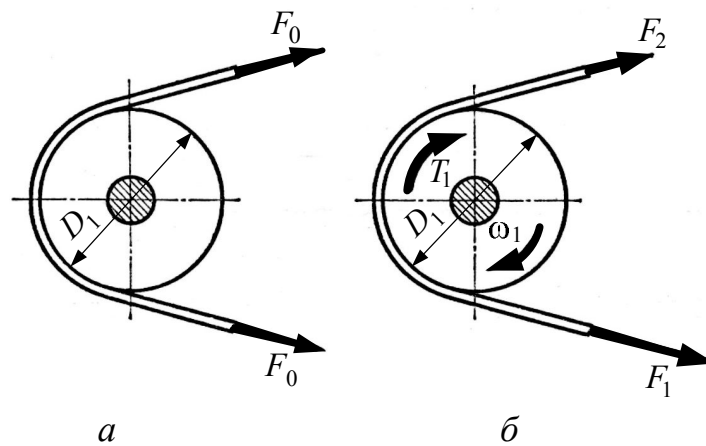


Рис. 4.11

В нагруженной передаче усилия в ветвях перераспределяются до F_1 и F_2 , причем $F_1 > F_2$, а $F_2 > 0$.

$$F_1 - F_2 = F_t; \quad F_t = \frac{2T_1}{D_1}, \quad (4.88)$$

где F_t – окружная сила на шкиве.

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (4.89)$$

Решая совместно (4.88) и (4.89), получаем

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (4.90)$$

При обегании ремнем шкивов возникает центробежная сила

$$F_v = \rho A v^2, \quad (4.91)$$

где ρ – плотность ремня; A – площадь ремня; v – скорость ремня. Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 4.12).

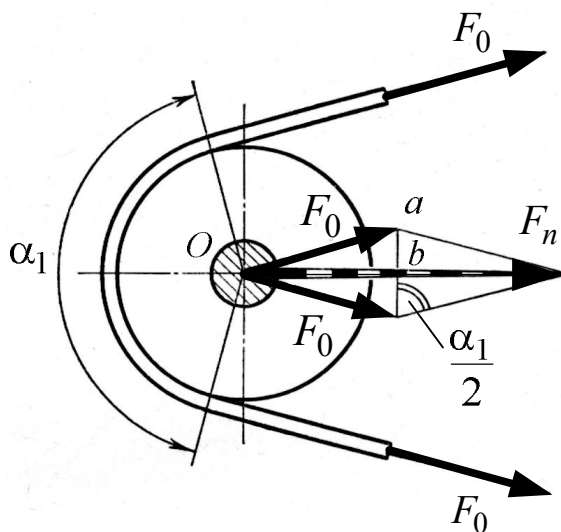


Рис. 4.12

Равнодействующая сила:

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (4.92)$$

$$F_0 = A\sigma_0, \quad (4.93)$$

где σ_0 – предварительное напряжение.

Скольжение ремня

Два вида скольжения ремня по шкиву: *упругое* – неизбежное при нормальной работе передачи; *буксование* – при перегрузке.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε .

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \%, \quad (4.94)$$

где v_1 и v_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы $\varepsilon = 0,01 - 0,02$.

Вследствие упругого скольжения $v_1 > v_2$ и передаточное отношение i ременной передачи имеет некоторое непостоянство:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}. \quad (4.95)$$

Напряжения в ремне

Вследствие того, что при работе ременной передачи усилия в ветвях различны, то и напряжения по длине ремня распределяются неравномерно.

В ремне возникают следующие напряжения.

1. Предварительное напряжение σ_0 .

При холостом ходе каждая ветвь натянута с силой F_0 , и испытывает деформацию осевого растяжения-сжатия, тогда

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \quad (4.96)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня. Из условия долговечности рекомендуется:

для плоских ремней $\sigma_0 = 1,76$ МПа;

для клиновых ремней $\sigma_0 = 1,18 - 1,47$ МПа.

2. Полезное напряжение $k_{\text{п}}$ (удельная окружная сила)

$$k_{\text{п}} = \frac{F_t}{A}, \text{ или } k_{\text{п}} = \sigma_1 - \sigma_2,$$

где σ_1 – напряжение ведущей ветви, $\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{k_{\text{п}}}{2}$;

σ_2 – напряжение ведомой ветви, $\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} - \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 - \frac{k_{\text{п}}}{2}$.

Величиной $k_{\text{п}}$ оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба $\sigma_{\text{и}}$. Возникает в ремне при огибании им шкивов.

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{\delta E}{D}, \quad (4.97)$$

где E – модуль упругости ремня; δ – толщина ремня; D – диаметр шкива.

Из формулы (4.97) следует, что на малом шкиве напряжение изгиба будет большим, оно изменяется по отнулевому циклу и является главной причиной усталостного разрушения ремня.

Напряжение изгиба не влияет на тяговую способность ремня.

4. Напряжение от центробежных сил σ_{v}

$$\sigma_{\text{v}} = \frac{F_{\text{v}}}{A}. \quad (4.98)$$

Наибольшее суммарное напряжение σ_{\max} возникает в поперечном сечении ремня в месте его налегания на малый шкив. Оно сохраняется по всей дуге покоя.

Кривые скольжения

Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами.

Исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД, на базе этих графиков разработан метод расчета ременных передач.

Значение коэффициента тяги φ_0 устанавливается экспериментально, для каждого типа ремня. То есть критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги φ_0 , величина которого определяет допускаемую окружную силу $[F_t]$:

$$[F_t] = 2\varphi_0 F_0. \quad (4.99)$$

Допускаемая приведенная удельная окружная сила в ремне определяется по формуле:

$$[k_0] = 2\varphi_0 \cdot \sigma_0. \quad (4.100)$$

Она зависит от типа ремня, его толщины, диаметра шкива D_1 , скорости ремня и предварительного напряжения σ_0 . Значение $[k_0]$ получают в результате обработки многочисленных кривых скольжения. Их сводят в таблицы.

Расчет ременной передачи ведут по допускаемой удельной окружной силе $[k_n]$:

$$[k_n] = [k_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta, \quad (4.101)$$

где C_α – коэффициент угла обхвата; C_v – скоростной коэффициент; C_p – коэффициент нагрузки и режима работы; C_θ – коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение.

Расчет ременных передач

Расчет по тяговой способности является основным и сводится к определению расчетной площади ремня:

$$S = \frac{F_t}{[k_n]}, \quad (4.102)$$

где F_t – передаваемая окружная сила; $[k_n]$ – допускаемая удельная окружная сила в ремне, определяемая по формуле (4.101).

Расчет ременной передачи на долговечность является проверочным. Долговечность ремня определяется в основном его усталостной прочностью. Полное число пробегов ремня за весь срок работы передачи пропорционально числу пробегов в секунду:

$$U = \frac{v}{l} \leq [U], \quad (4.103)$$

где v – скорость ремня, м/с; l – длина ремня, м; $[U]$ – допускаемое число пробегов ремня, с^{-1} . Для плоскоремной передачи $[U]_{\text{п.р.}} = 5 \text{ с}^{-1}$, для клиноремной передачи $[U]_{\text{к.р.}} = 10 \text{ с}^{-1}$; U – число пробегов ремня в секунду.

Цепные передачи

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью.

Достоинства:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных расстояниях (до 8 м).
2. По сравнению с ременными передачами: более компактны; могут передавать большие мощности (до 3000 кВт); силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительно натяжение цепи мало; могут быть одной цепью передавать движение несколькими звездочками; отсутствует проскальзывание при работе.

Недостатки:

1. Значительный шум при работе, особенно при больших скоростях, малом числе зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает применение зубчатых передач при больших скоростях.
2. Сравнительно быстрый износ цепи вследствие затруднительного подвода смазки.
3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

Применение. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружной скорости до 15 м/с. В станках, транспортных и других машинах, когда зубчатые передачи непригодны (большое межосевое расстояние), а ременные передачи ненадежны.

Приводные цепи

Приводная цепь – главный элемент цепной передачи, она состоит из соединенных шарнирами звеньев.

Основные типы приводных цепей: втулочная, роликовая, зубчатая.

Эти цепи стандартизированы, их изготавливают специализированные заводы.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин. В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки. На втулки запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа.

Роликовые цепи имеют широкое применение; рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с.

Втулочные цепи. По конструкции аналогичны роликовым цепям, но не имеют роликов, что удешевляет и облегчает цепь, но увеличивает износ. Применяются при скоростях $v \leq 1$ м/с в неответственных передачах.

В зависимости от передаваемой мощности бывают однорядными или многорядными с числом рядов $\nu = 2 - 4$.

Зубчатые цепи. Состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой. Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, тяжелее и дороже. Рекомендуются при $v \leq 25$ м/с.

Материалы цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40X и др. с закалкой до твердости HRC 40–50. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы – из цементируемых сталей – 15, 20, 15X и др. с закалкой до твердости HRC 52–60.

Шаг цепи

Шаг цепи p является основным параметром цепной передачи и принимается по государственному стандарту. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, сильнее удар звена о зуб, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи.

При больших скоростях принимают цепи с малым шагом.

В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуется применять цепи малого шага, роликовые и втулочные многорядные, зубчатые большой ширины.

Звездочки

По конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи.

$$d = \frac{P}{\sin(180^\circ / z)}. \quad (4.104)$$

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. Но при очень большом числе зубьев даже у малоизношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено следующими значениями: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40X и др. с закалкой или из цементируемых сталей 15, 20X и др.

Геометрические параметры цепной передачи

1. Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 - 50)p, \quad (4.105)$$

где p – шаг цепи; $a = 30p$ для малых передаточных отношений, $i \approx 1,5 - 2$; $a = 50p$ для больших передаточных отношений, $i \approx 6 - 7$.

2. Длину цепи l_p вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня.

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}. \quad (4.106)$$

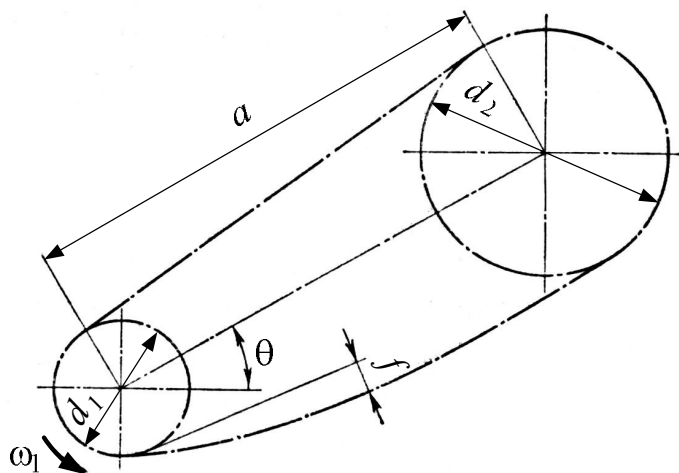


Рис. 4.13

3. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

$$a' = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (4.107)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание, для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \div 0,004)a$.

Силы в ветвях цепи

1. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (4.108)$$

где d – диаметр делительной окружности звездочки.

2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f qa, \quad (4.109)$$

где q – вес 1 м цепи; a – межосевое расстояние; k_f – коэффициент провисания, $k_f = 6$ – для горизонтальных цепей, $k_f = 1$ – для вертикальных, $k_f = 3$ – для наклонных и горизонтальных до 40° .

3. Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = \frac{qv^2}{g}. \quad (4.110)$$

4. Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (4.111)$$

5. Нагрузка на валы

$$F_{\Pi} = k_b \cdot F_t + 2F_0, \quad (4.112)$$

где k_b – коэффициент нагрузки на вал, выбирается в зависимости от наклона линии центров звездочек к горизонту и характера нагрузки.

Расчет цепной передачи на износостойкость

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая износом шарниров.

Долговечность приводных цепей по износу составляет 3–5 тыс. часов работы.

Расчет передачи. Нагрузочная способность цепи определяется из условия: среднее давление $p_{ц}$ в шарнире не должно превышать допустимого $[p_{ц}]$

$$p_{ц} = \frac{F_t K}{A} < [p_{ц}], \quad (4.113)$$

где K – коэффициент эксплуатации; A – площадь проекции опорной поверхности шарнира.

$$K = K_{дин} \cdot K_a \cdot K_c \cdot K_{\theta} \cdot K_p \cdot K_{рег}, \quad (4.114)$$

где $K_{дин}$ – коэффициент динамичности нагрузки, при спокойной $K_{дин} = 1$, при толчках $K_{дин} = 1,2 - 1,5$; K_a – коэффициент межосевого расстояния: $K_a = 1$ при $a = (30 - 50)p$; $K_a = 1,25$ при $a < 25p$; $K_a = 0,8$ при $a = (60 - 80)p$; K_c – коэффициент способа смазки, $K_c = 0,8$ – при непрерывной смазке, $K_c = 1$ – при капельной смазке, $K_c = 1,5$ – при периодической смазке; K_{θ} – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту, $K_{\theta} = 1$, при $\theta \leq 60^\circ$, $K_{\theta} = 1,25$, при $\theta > 60^\circ$; K_p – коэффициент режима работы, $K_p = 1$ – при односменной работе, $K_p = 1,25$ при двухсменной, $K_p = 1,5$ при трехсменной; $K_{рег}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи, $K_{рег} = 1$ при регулировании отжимными опорами; $K_{рег} = 1,1$ при регулировании нажимными роликами; $K_{рег} = 1,25$ для нерегулируемых передач.

Формула для предварительного подбора шага роликовой и втулочной цепи:

$$p \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 K}{v z_1 [p_{ц}]}} \quad (4.115)$$

где v – число рядов роликовой или внутренней цепи ($v = 1 - 4$).

Валы и оси

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях – дополнительно растяжение или сжатие.

Ось – деталь, предназначенная только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала *ось не передает вращающего момента* и,

следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными или вращаться вместе с насаженными на них деталями.

Материалы валов и осей

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей.

Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Критерии работоспособности валов и осей

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. *Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность (выносливость) и жесткость.* Усталостная прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие T и изгибающие M моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил, как правило, невелико и в большинстве случаев не учитывается.

Проектный расчет валов

Проектный расчет валов производится на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент T . Изгибающие моменты M возможно определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно чертежу выявится его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т. п. Поэтому *проектный расчет вала производится условно только на одно кручение.* При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]$.

При проектном расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь одно кручение. Промежуточный вал не имеет выходного конца, поэтому для него расчетом определяют диаметр под шестерней. Остальные диаметры вала назначаются при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{T / (0,2)[\tau]}, \quad (4.116)$$

где T – крутящий момент, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту; $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра

выходного конца $[\tau] = 20 - 25$ МПа. При определении диаметра

промежуточного вала под шестерней $[\tau] = 10 - 20$ МПа.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения. Нормальные линейные размеры, мм: 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстроходного вала часто принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен муфтой.

Проверочный расчет валов

Проверочный расчет валов производится на статическую и усталостную прочность, на жесткость, а в отдельных случаях на колебания. Он выполняется после конструктивного оформления вала на основе проектного расчета и подбора подшипников.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме.

При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья,

лежащие на шарнирных опорах.

При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой (рис. 4.14).

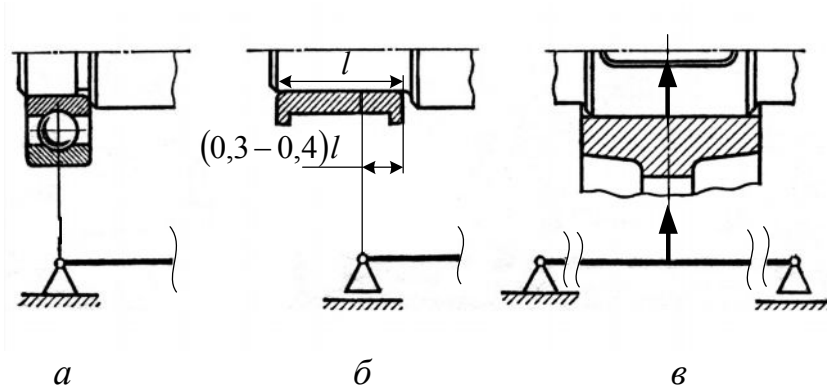


Рис. 4.14

Подшипники качения или скольжения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, – как шарнирно-подвижные.

На схеме центр шарнира опоры принимают в середине подшипника качения (рис. 4.14, а) или на расстоянии $0,3-0,4$ длины подшипников скольжения со стороны нагруженного пролета (рис. 4.14, б).

Основными нагрузками на валы являются силы от передач, распределяющиеся по длине ступицы.

На расчетных схемах эти силы, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц (рис. 4.14, в). Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрегают (за исключением тяжелых маховиков и т. п.). Силы трения в опорах не учитывают.

Расчет на статическую прочность

Для основного расчета валов и осей необходимо вычислять изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях. При расчете сложнагруженных валов строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. При действии на вал нагрузок в разных плоскостях их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости (вертикальную и горизонтальную).

Для определения суммарного момента $M_{\text{сум}}$ изгибающие моменты M_x и M_y во взаимно перпендикулярных плоскостях складывают геометрически по формуле

$$M_{\text{сум}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (4.117)$$

Эквивалентный момент вычисляют по одной из гипотез прочности. Для стальных валов чаще используется третья теория прочности.

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_{\text{сум}}^2 + T^2}. \quad (4.118)$$

Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и концентрацией напряжений. Эквивалентное напряжение вычисляется по третьей теории прочности

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{max}}, \quad (4.119)$$

где $\sigma_{\text{max}} = M_{\text{max}} / W + N_{\text{max}} / A$ и $\tau = T_{\text{max}} / W_{\text{к}}$; M_{max} и T_{max} – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при пиковой нагрузке; N_{max} – продольная растягивающая или сжимающая сила в том же сечении при пиковой нагрузке; W и $W_{\text{к}}$ – моменты сопротивления изгибу и кручению нетто сечения. Предельное допускаемое напряжение принимают

$$[\sigma]_{\text{max}} \approx 0,8\sigma_{\text{T}}, \quad (4.120)$$

где σ_{T} – предел текучести.

Расчет на статическую прочность по номинальным напряжениям ввиду его удобства успешно используют для проектного расчета, т. е. для определения диаметра вала с последующей проверкой на выносливость.

Диаметр вала, работающего на изгиб с кручением, вычисляют по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{\sqrt{M_{\text{сум}}^2 + T^2}}{W_u} = \frac{M_{\text{э}}}{0,1d^3} \leq [\sigma]. \quad (4.121)$$

Откуда формула для определения диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}}}{0,1[\sigma]}}. \quad (4.122)$$

После определения диаметра вала в опасном сечении выполняют конструирование вала.

Расчет по переменным напряжениям

Расчет по переменным напряжениям (на усталостную прочность) валов выполняют как проверочный; он заключается в определении расчетных коэффициентов запасов прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений. При расчете принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому (рис. 4.15). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает

переменные по величине, но постоянные по направлению вращающие моменты.

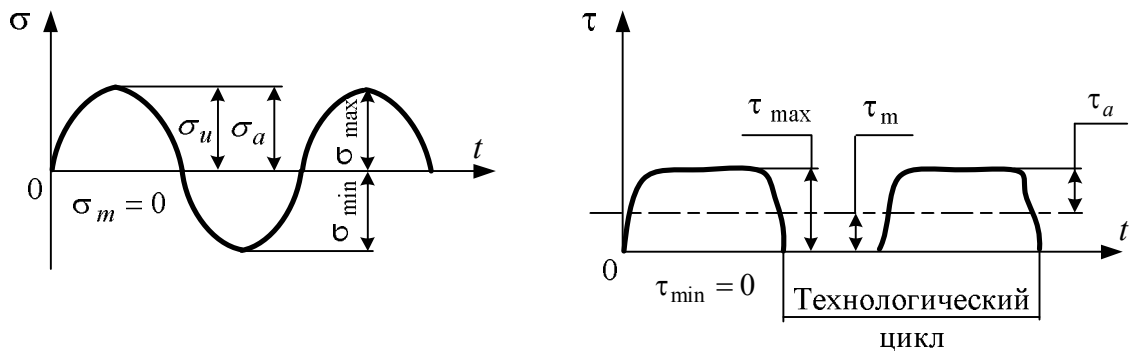


Рис. 4.15

Проверку на усталостную прочность производят по величине коэффициента запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \leq [S], \quad (4.123)$$

где S_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (4.124)$$

где S_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m}; \quad (4.125)$$

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом;

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}; \quad (4.126)$$

k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; ε_σ и ε_τ – масштабные факторы; σ_a и τ_a – амплитуды циклов изменения напряжений при изгибе и кручении $\sigma_a = \sigma_u / 2 = M / W$; $\tau_a = \tau_u / 2 = T / 2W_K$ (рис. 4.15); σ_m и τ_m – средние напряжения циклов при изгибе и кручении. Согласно рис. 4.15 $\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau_a$; ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на

усталостную прочность. Обычно принимают: для среднеуглеродистых сталей $\psi_{\sigma} = 0,10$; $\psi_{\tau} = 0,05$, для легированных сталей $\psi_{\sigma} = 0,30$; $\psi_{\tau} = 0,10$; $[S]$ – допускаемый (требуемый) запас прочности. Для валов передач рекомендуется $[S] \geq 1,5$.

Проверочный расчет на усталостную прочность ведется по *длительно действующей номинальной нагрузке* без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов действия которых невелико и не влияет на усталостную прочность.