

Министерство образования Республики Беларусь

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

Институт повышения квалификации и переподготовки

**Кафедра «Разработка, эксплуатация нефтяных
месторождений и транспорт нефти»**

А. Т. Бельский

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ
УСТРОЙСТВА**

ПОСОБИЕ

**для слушателей специальности переподготовки
1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение
и реализация нефтегазопродуктов»
заочной формы обучения**

Гомель 2018

УДК 621.01:531.8(075.8)
ББК 34.41я73
Б44

*Рекомендовано кафедрой «Разработка, эксплуатация
нефтяных месторождений и транспорт нефти» ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 12 от 24.04.2018 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты»
ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук *З. Я. Шабакеева*

Бельский, А. Т.
Б44 Детали машин и подъемно-транспортные устройства : пособие для слушателей специальности переподготовки 1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение и реализация нефтегазопродуктов» заоч. формы обучения / А. Т. Бельский. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 130 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Способствует формированию инженерных знаний и навыков по определению кинематических и динамических показателей механической системы, расчету и конструированию деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих теоретическую и практическую базу для конструкторской подготовки слушателей.

**УДК 621.01:531.8(075.8)
ББК 34.41я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2018

Введение

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 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. Курс «детали машин» и предназначен для изучения деталей общего назначения.

1. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

1.1. 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 $F_{ном}$, которая, как правило, представляет собой наиболее длительно действующую нагрузку.

Под эквивалентной нагрузкой $F_{экр}$ понимается такая нагрузка, которая заменяет фактически действующую переменную нагрузку, при этом они должны быть эквивалентны данному критерию работо-

способности. В связи с этим эквивалентные нагрузки определяются с учетом коэффициента долговечности $k_{\text{долг}}$:

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

При расчете деталей машин используют расчетную нагрузку F_p , 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:

$$F_p = F_{\text{экв}} k_k k_d k_y \dots = F_{\text{ном}} k_{\text{долг}} k_k k_d k_y \dots$$

При расчетах часто используется удельная расчетная нагрузка ω , которая представляет собой отношение рабочей нагрузки F_p к длине контактной линии l

$$\omega = \frac{F_p}{l}.$$

1.2. Понятие о напряжениях

Выделим в сечении площадку размером ΔA (рис. 1,а). Равнодействующая внутренних сил, действующих на площадку равна ΔR , модуль которой зависит от размера выделенной площадки. Равнодействующую ΔR разложим на две составляющие: ΔN - направленную по нормали к площадке и ΔT - действующую по площадке.

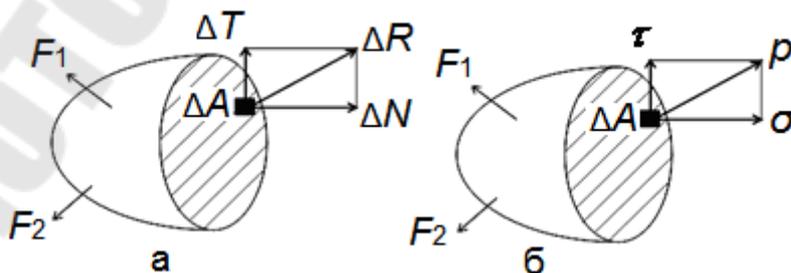


Рис. 1

Отношение $\frac{\Delta R}{\Delta A} = p_{\text{ср}}$ называется средним напряжением по площадке ΔA . При уменьшении площадки ΔA изменяются как мо-

дугуль, так и направление равнодействующей ΔR , а вектор \vec{p}_{cp} приближается к истинному значению значения напряжения \vec{p} в заданной точке.

Числовое значение истинного напряжения выражается равенством

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}.$$

Отношение $\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} = \sigma$ называется нормальным напряжением,

а отношение $\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} = \tau$ называется касательным напряжением.

Зависимость между напряжениями p , σ и τ имеет вид:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

Направление векторов напряжений совпадают с направлениями векторов сил (рис. 1,б).

1.3. 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.

Условия 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.

1.4. Контактная прочность

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

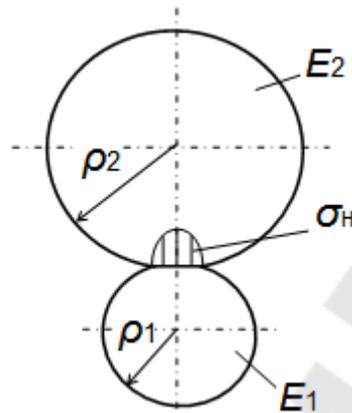


Рис. 2

При контакте двух цилиндров (рис. 2) максимальное контактное напряжение σ_H , которое возникает на поверхности контакта, определяется по формуле Герца. Условие контактной прочности при этом имеет вид:

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

где q – нагрузка на единицу длины контактной линии;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль упругости;}$$

μ – коэффициент Пуассона;

$[\sigma_{\text{HP}}]$ – допустимое контактное напряжение;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны, который определяется из выражения

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

1.5. Жесткость

Жесткость это способность деталей сопротивляться образованию деформации. При расчете на жесткость учитываются ограничения на значения деформаций (прогиба y , удлинения Δl , угла закручивания φ), возникающих под действием внешних нагрузок.

$$y \leq [y], \Delta l \leq [\Delta l], \varphi \leq [\varphi].$$

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

1.6. 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

$$p \leq [p].$$

1.7. 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) изменению 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.

1.8. 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 и заключается. Наиболее опасными 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

$$p \neq \omega.$$

1.9. Диаграмма растяжения

Испытание на статическое растяжение представляет собой основной вид механических испытаний, который позволяет определить прочностные и пластические свойства материала.

Испытание производят на разрывной машине стандартного образца

При нагружении снимают показание растягивающей силы и длину образца. Затем строится условная диаграмма растяжения в координатах ε и σ . Напряжение в сечении определяют по зависимости

$$\sigma = \frac{F}{A},$$

где F – сила нагружения;

A – площадь поперечного сечения образца.

Относительная линейная деформация определяется из выражения

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l},$$

где $\Delta l = l_i - l$ – относительное удлинение образца;

l – исходная длина образца;

l_i – длина образца в данный момент отсчета.

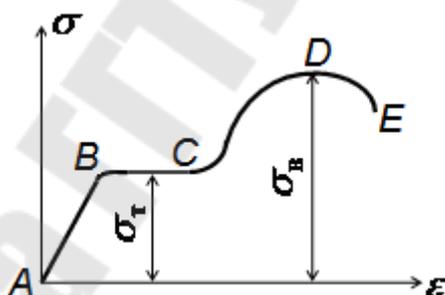


Рис. 3

Диаграмма растяжения для пластичных материалов имеет вид, показанный на рис. 3.

На диаграмме растяжения можно выделить четыре характерных участка.

Участок AB – участок пропорциональности. На этом участке выполняется закон Гука

$$\sigma = \varepsilon E,$$

Участок BC – площадка текучести. На этом участке происходит удлинение образца без изменения нагрузки. Напряжение, при ко-

тором происходит течение образца, называется пределом текучести и обозначается σ_T .

Участок CB – участок упрочнения. На этом участке для дальнейшего удлинения образца необходимо увеличить нагрузку. В точке D происходит образование шейки и на участке DE происходит местное удлинение образца. Напряжение, при котором образуется шейка, называется пределом прочности и обозначается σ_B .

1.10. 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 не зависимо 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;

$\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние на предел выносливости состояния поверхности детали при изгибе и кручении;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – 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.

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 и могут быть получены за счет сил молекулярно-механического сцепления (сварные, клеевые, паяные) или механиче-

скими средствами (клепаные, вальцованные). 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.

Соединения элементов сосудов и трубопроводов, содержащих жидкости или газы под давлением, должны удовлетворять условию герметичности. Для этого контактирующие поверхности должны быть сжаты давлением, значительно превышающим давление среды.

2.2. Разъемные соединения

2.2.1. Резьбовые соединения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений, выполняемые с помощью резьбовых крепежных деталей – болтов, винтов, гаек, шпилек или резьбы, непосредственно нанесенной на соединяемые детали.

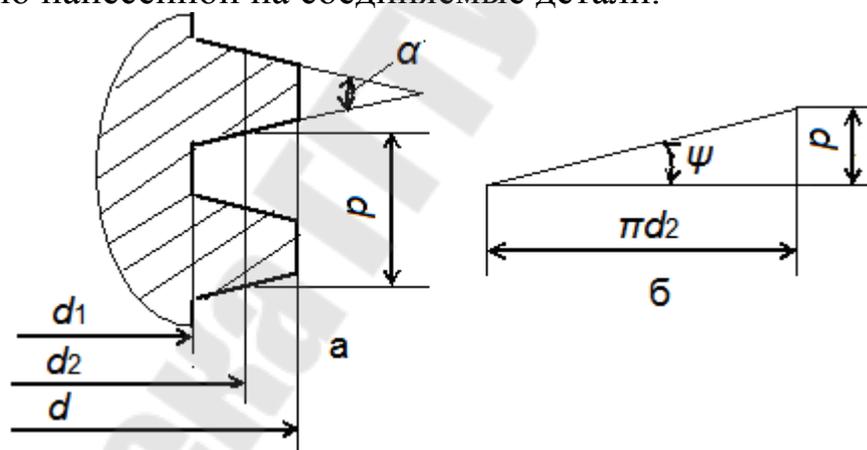


Рис. 4

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

Любая резьба имеет три диаметра (рис. 4,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 многозаходной резьбы 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. 4,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. Крепежная резьба бывает треугольная и круглая. Для винтовых механизмов применяют трапецеидальную, упорную или прямоугольную резьбу.

Метрическая резьба является основным видом крепежных деталей.

Момент завинчивания гайки. При завинчивании гайки необходимо преодолеть трение в резьбе и на опорной поверхности гайки (рис. 5).

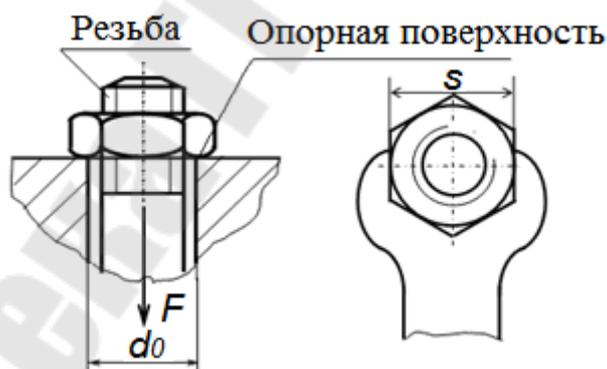


Рис. 5

Моменты сил трения в резьбе $T_{рез}$ и на опорной поверхности $T_{оп}$ при завинчивании гайки равны

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); \quad T_{оп} = Ff \frac{d_c}{2}.$$

Тогда требуемый момент завинчивания гайки равен

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

где F – осевая сила, действующая в винтовой паре;

d_2 – средний диаметр резьбы;

ψ – угол подъема резьбы;

$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведенный угол трения;

$\alpha = 60^\circ$ – угол профиля метрической резьбы;

f – коэффициент трения материала гайки по материалу болта;

$d_{\text{ср}} = \frac{S + d_0}{2}$ – средний диаметр опорной поверхности гайки;

S – размер под ключ;

d_0 – диаметр отверстия в деталях.

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

Расчет стержня болта на прочность. Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность.

Рассмотрим случаи расчета стержня болта на прочность, когда известна сила, действующая на наиболее нагруженный болт.

Случай 1. На болт действует растягивающая сила (рис. 6,а). В данном случае не играет роли, как установлен болт с зазором или без зазора.

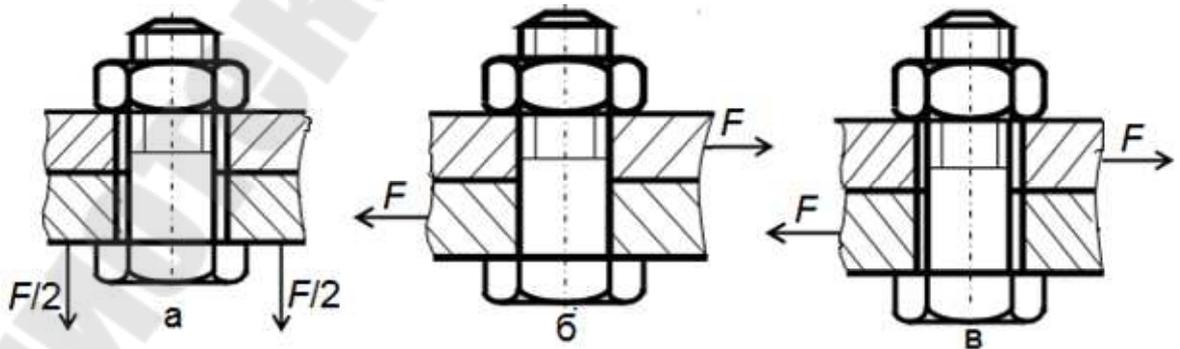


Рис. 6

Условие прочности болта и требуемый внутренний диаметр резьбы в этом случае будут определяться по зависимостям:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p]; \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}$$

Случай 2. Болт установлен без зазора и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 6,б).

В этом случае условие прочности и требуемый наружный диаметр болта определяют по выражениям:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{cp}]; \quad d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{cp}]}}$$

Случай 3. Болт установлен с зазором и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 6,в).

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

$$F_{тр} = 1,2F.$$

Сила трения на поверхности контакта создается путем завинчивания гайки, при этом болт испытывает растяжение от силы затяжки $F_{зат}$ и кручение за счет трения в резьбе. В сечении болта будут действовать нормальные напряжения σ и касательные напряжения τ .

Для определения эквивалентных напряжений используют теорию прочности

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Нормальные и касательные напряжения в этом случае равны

$$\sigma = \frac{F_{зат}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \quad \tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{F_{зат} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\frac{\pi d_1^3}{16}},$$

где φ' – приведенный угол трения.

Подставляя значения σ и τ , получаем следующее условие прочности болта

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

откуда требуемый внутренний диаметр болта

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

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.

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

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}$$

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

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

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

2.2.2. Шпоночные соединения

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 подразделяют на соединения ненапряженные и напряженные. К ненапряженным шпоночным соединениям относится соединения призматической шпонкой, сегментной шпонкой и цилиндрической шпонкой (рис. 7).

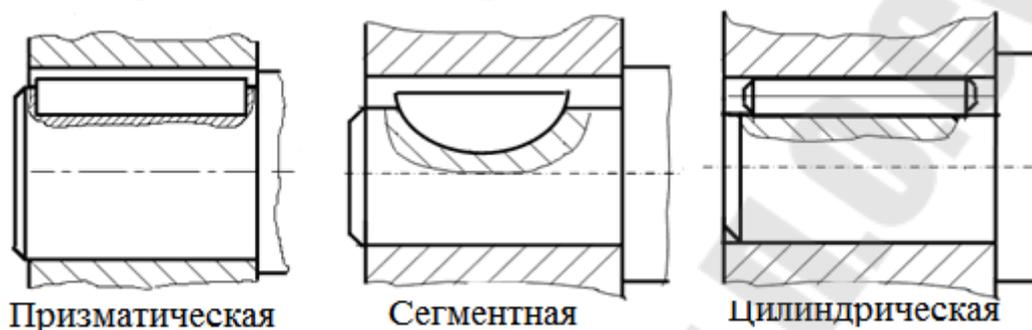


Рис. 7

Напряженные шпоночные соединения имеют место при применении клиновых шпонок. К ним относятся соединения врезной клиновой шпонкой, шпонкой на лыске, фрикционной шпонкой и тангенциальной шпонкой (рис. 8).

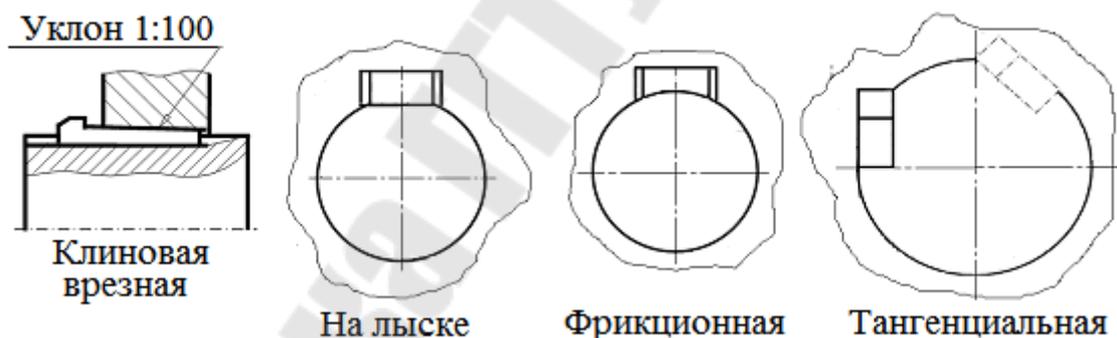


Рис. 8

Все шпоночные соединения проверяют по напряжениям смятия, так как ГОСТом предусмотрены такие размеры, что среза не происходит.

Самое наибольшее распространение получили соединения призматической шпонкой. Эти шпонки (рис. 9) имеют прямоугольное поперечное сечение. Размеры $b \times h$ этих шпонок и пазов в вале t_1 и ступице t_2 регламентированы ГОСТом 23360-78 в зависимости от диаметра вала d .

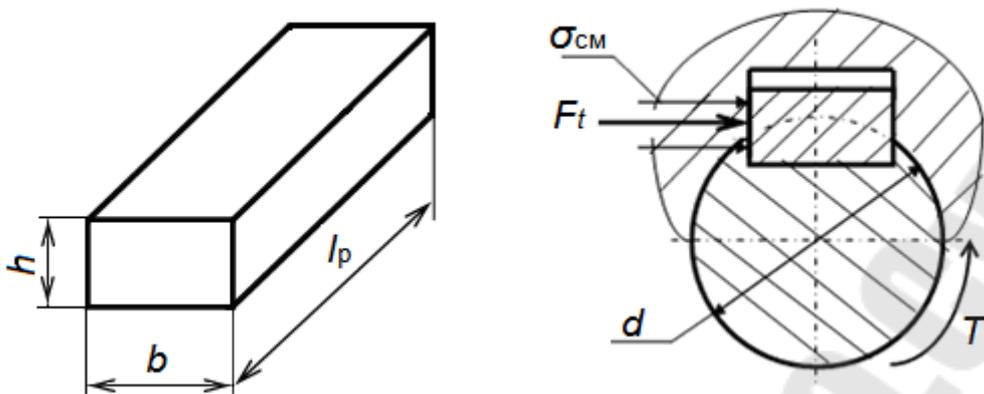


Рис. 9

Уравнение равновесия моментов всех сил и моментов относительно оси вала имеет вид:

$$T - F_t \frac{d}{2} = 0.$$

Принимается, что напряжения смятия на выступающую часть шпонки равномерно распределены как по высоте, так и по длине шпонки, в этом случае

$$F_t = \sigma_{см} (h - t_1) l_p.$$

Тогда условие прочности на смятие имеет вид:

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

где T – вращающий момент, передаваемый валом;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки;

t_1 – глубина шпоночного паза в валу;

l_p – рабочая длина шпонки.

Аналогичным образом получают зависимости для проверки условия смятия для других видов шпоночных соединений.

2.2.3. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, когда шпонки выполнены заодно с валом. В зависимости от

профиля шлица различают шлицевые соединения с прямоблочным профилем, эвольвентным профилем и треугольным профилем (рис. 10).

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.

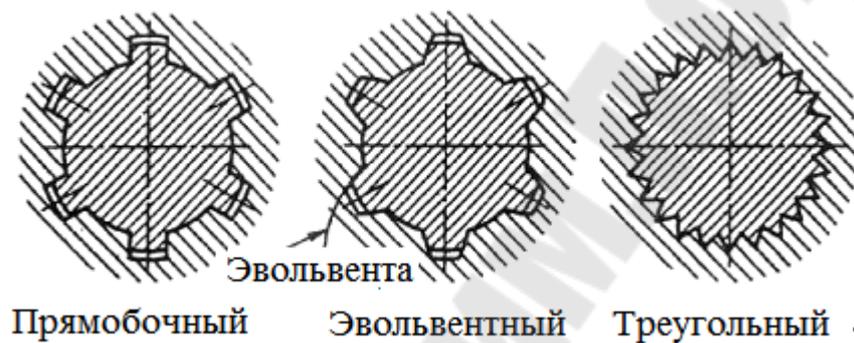


Рис. 10

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.

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:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{\nu z h l d_{\text{cp}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый соединением;

ν – 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.

2.3. Неразъемные соединения деталей машин

2.3.1. Сварные соединения

Сварные соединения являются наиболее совершенной и распространенной разновидностью неразъемных соединений. По конструктивным признакам сварные соединения делятся на следующие разновидности: соединения стыковые, соединения внахлестку и соединения тавровые (рис. 11).



Рис. 11

Соединения стыковые. При действии на стыковое соединение растягивающей силы F (рис. 12) условие прочности имеет вид:

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

где σ'_p – растягивающее напряжение в сварном шве;

F – сила, действующая на сварное соединение;

b – ширина свариваемых деталей;

s – толщина свариваемых деталей.

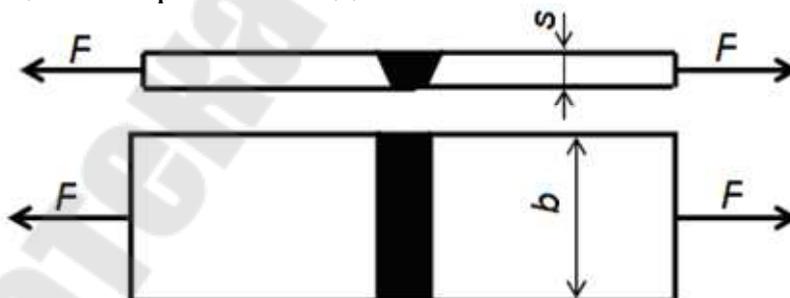


Рис. 12

Соединения внахлестку. Соединения внахлестку выполняются с помощью угловых швов (рис. 13), которые в зависимости от формы поперечного сечения подразделяются на выпуклые 1, нормальные 2 и вогнутые 3 швы.



Рис. 13

При расчете сварных соединений принимают, что угловой шов нормальный. Разрушение углового шва происходит по биссекторной плоскости.

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

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

Лобовой шов накладывается перпендикулярно к линии действия нагрузки F .

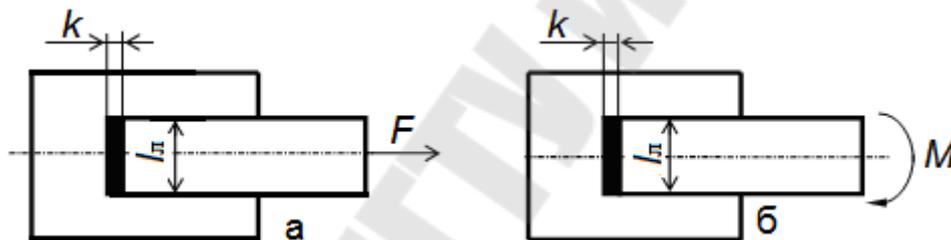


Рис. 14

Условие прочности для лобового шва при действии силы F (рис. 14,а)

$$\tau' = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{0,7kl_{\text{ш}}} \leq [\tau'],$$

где k – катет шва,

$l_{\text{ш}}$ – длина лобового шва,

$[\tau']$ – допускаемое напряжение на срез.

В случае действия изгибающего момента M (рис. 14,б) условие прочности записывается в следующем виде:

$$\tau' = \frac{M}{W_{\text{ш}}} = \frac{6M}{0,7kl_{\text{ш}}^2} \leq [\tau']$$

Фланговый шов. Фланговым сварным шов называется шов, направление которого параллельно направлению усилия (рис. 15).

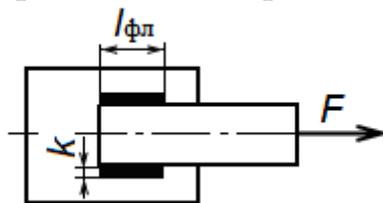


Рис. 15

На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l_{\phi} \leq 50k$, а условие прочности при действии на сварное соединение силы F имеет вид:

$$\tau' = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{0,7kl_{\phi}z} \leq [\tau'],$$

где z – количество швов.

Косой шов. Направление косого сварного шва составляет с направлением внешней нагрузки некоторый угол α . Условие прочности для косого шва при действии силы F , проходящей через центр соединения в плоскости стыка, будет иметь вид:

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

где l_{κ} – длина косого шва.

Комбинированный шов. Данный шов состоит из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 16).

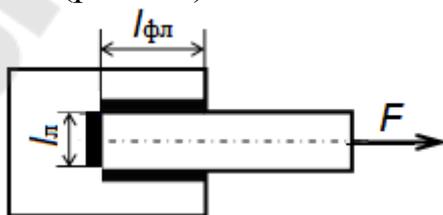


Рис. 16

При действии внешней нагрузки, проходящей через центр тяжести шва, условие прочности будет иметь вид:

$$\tau' = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_{\text{л}})} \leq [\tau'].$$

Соединения тавровые. При данном виде соединения соединяемые элементы расположены во взаимно перпендикулярно расположенных плоскостях. Тавровые соединения могут выполняться как стыковым (рис. 17,а), так и угловым (рис. 17,б) швом. Расчет тавровых соединений различается в зависимости от вида шва, которым выполнено соединение.

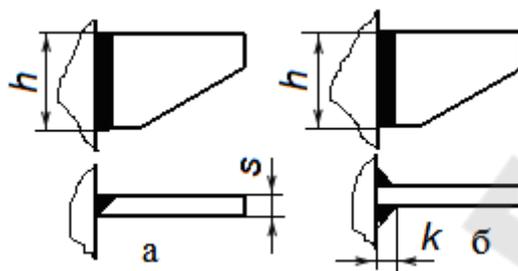


Рис. 17

Сварное тавровое соединение, выполненное стыковым швом, рассчитывают по нормальным напряжениям, а в случае применения углового шва расчет ведут по касательным напряжениям.

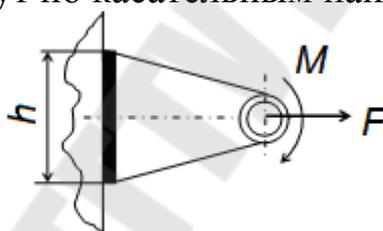


Рис. 18

Условие прочности таврового соединения (рис. 18), нагруженного силой F , линия действия которой проходит через центр стыка, и моментом M , имеет вид:

для стыкового шва

$$\sigma' = \frac{F}{A_p} + \frac{M}{W_{и}} = \frac{F}{sh} + \frac{6M}{sh^2} \leq [\sigma'],$$

для углового шва

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

где s – толщина соединяемой детали;

z – число сварных швов;
 k – катет сварного шва;
 h – высота привариваемой детали к стойке.

Определение допускаемых напряжений. В случае действия статической нагрузки, допускаемые напряжения в сварных швах задаются в долях допускаемого напряжения для основного материала $[\sigma_p]$, которые определяются 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 действии нагрузки переменной по величине и направлению допускаемое напряжение понижают.

2.3.2. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения в основном применяются в тех случаях, когда невозможно применить сварное соединение. Заклепочное соединение – неразъемное соединение деталей при помощи *заклепок*.

Заклепка – крепежная деталь, состоящая из стержня цилиндрической формы 2 и закладной головки 1, имеющей различную форму (рис. 19).



Рис. 19

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.

Плотные заклепочные соединения применяются в конструкциях, требующих герметичность соединения.

Прочноплотные заклепочные соединения применяются в тех случаях, когда они должны обеспечивать кроме прочности еще и герметичность.

Формирование замыкающей головки происходит в результате расклепывания стержня заклепки, вставленной в отверстия, соединяемых деталей.

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). Диаметр отверстия d_0 в деталях выбирается в зависимости от диаметра заклепки d и способа изготовления отверстия.

В процессе клепки за счет протекания поперечной упругопластической деформации стержня заклепки происходит заполнения 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 ... 1100⁰С, если диаметр больше 12 мм. Формирование замыкающей головки у заклепок из цветных металлов и сплавов проводят без нагрева.

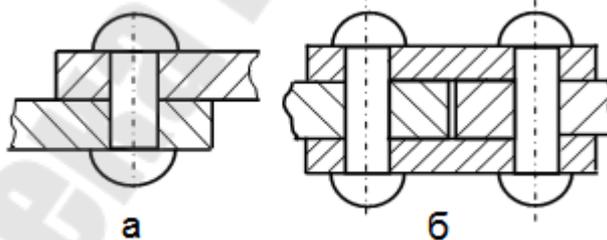


Рис. 20

Виды и параметры заклепочных швов. В зависимости от расположения соединяемых деталей различают заклепочные швы внахлестку (рис. 20,а) и встык с одной накладкой и двумя накладками (рис. 20,б).

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

- 1) прочность заклепок *на срез*;
- 2) прочность заклепок и стенок отверстий в соединяемых элементах *на смятие*;

- 3) прочность соединяемых элементов по сечениям, ослабленным отверстиями под заклепки, *на растяжение*;
- 4) прочность краев соединяемых элементов *на срез* заклепками.

Рассмотрим расчетные зависимости на примере однорядного заклепочного шва, выполненного внахлестку (рис. 21).

При действии внешней силы разрушение стержня заклепки в результате среза происходит по сечению, лежащему в плоскости стыка соединяемых деталей (на рис. 21 сечение условно показано волнистой линией).

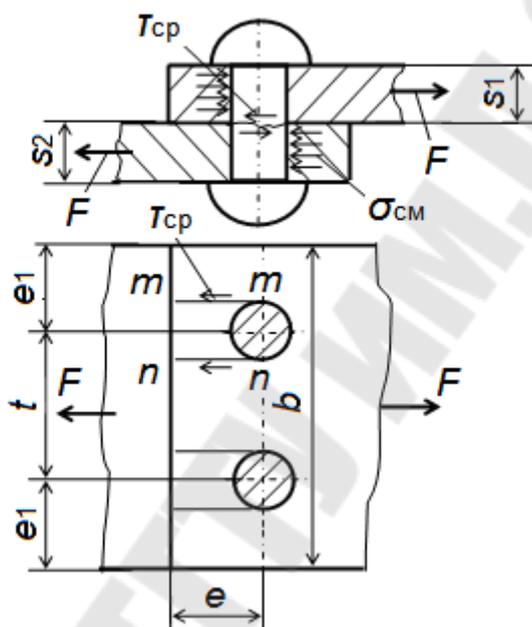


Рис. 21

Условие прочности заклепки по допускаемым напряжениям среза имеет вид:

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

где F – внешняя сила, действующая на заклепочное соединение;

d_0 – диаметр отверстия;

i – число плоскостей среза стержня заклепки;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение на срез для материала заклепки.

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{F}{s_{\text{мин}} d_0 z} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где $s_{\text{мин}}$ – наименьшая толщина соединяемых деталей;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие материала заклепки.

Под действием внешней нагрузки может произойти разрушение детали по нормальному сечению, так как оно ослаблено отверстиями под заклепки. Для обеспечения прочности соединяемых деталей нормальное растягивающее напряжение в этом сечении должно удовлетворять условию:

$$\sigma_p = \frac{F}{S_{\text{мин}}(b - d_0 z_p)} \leq [\sigma_p],$$

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

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{2S_{\text{мин}}(e - 0,5d_0)z} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Материалы и допускаемые напряжения. 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 $[\sigma_{\text{см}}]$ определяют в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma_p]$ основного материала по следующим зависимостям:

при сверленных отверстиях $[\tau_{\text{ср}}] = (0,8 \dots 0,9)[\sigma_p]$; $[\sigma_{\text{см}}] = 2[\sigma_p]$;

при продавленных отверстиях $[\tau_{\text{ср}}] = (0,67 \dots 0,7)[\sigma_p]$; $[\sigma_{\text{см}}] = 1,7[\sigma_p]$.

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

3. Механические передачи

3.1. Общие сведения о передачах

Механическими передачами или просто передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения.

Основные причины применения передач в машинах следующие:

1) требуемые скорости движения рабочих органов машины, как правило, не совпадают с частотами вращения двигателей общемашиностроительного применения, обычно ниже.

2) для большинства технологических и транспортных машин необходима возможность регулирования скорости.

3) двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение с заданным законом изменения скорости;

4) двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами из-за требования к габаритам машины, условий техники безопасности, удобства обслуживания, а иногда должны приводить в движение несколько механизмов.



Рис. 22

Передачи по принципу работы разделяют:

1) на передачи зацеплением (рис. 22) с непосредственным контактом, к которым относятся зубчатые передачи, червячные передачи и передача винт – гайка, и с гибкой связью, к которым относятся цепные передачи;

2) на передачи трением (рис. 23) с непосредственным контактом тел качения, к которым относятся фрикционные передачи, и с гибкой связью, к которым относятся ременные передачи.



Рис. 23

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или с переменным передаточным отношением. В последнем случае применяют ступенчатое или бесступенчатое регулирование. Ступенчатое регулирование дешевле и осуществляется более простыми и надежными механизмами. Бесступенчатое регулирование вследствие возможности выбора оптимального процесса способствует повышению производительности и качественных показателей работы машины.

3.2. Основные кинематические и силовые соотношения

Любая механическая передача характеризуется следующими основными параметрами: мощностью P_2 на выходе; быстроходностью, которая выражается угловой скоростью ведомого вала ω_2 или частотой вращения n_2 и передаточным числом u .

Это три основные характеристики, необходимые для проектного расчета любой передачи.

Кроме основных характеристик различают производные характеристики, которыми часто пользуются при расчетах:

– коэффициент полезного действия

$$\eta = P_2 / P_1$$

– для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД определяют по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i;$$

где $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_i$ – КПД каждой кинематической пары, а также других звеньев привода, где имеются потери мощности;

– вращающий момент на валу

$$T = 9550 \frac{P}{n},$$

где P – мощность на валу в кВт;

n – частота вращения вала в об/мин;

– окружная сила передачи

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

где d – диаметр звена, установленного на валу.

– окружная скорость

$$V = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000}.$$

Вращающий момент ведущего вала T_1 является моментом движущих сил и его направление совпадает с направлением вращения вала. Вращающий момент на ведомом валу T_2 является моментом сопротивления и его направление противоположно вращению вала.

Передаточным отношением механической передачи называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

Передаточным числом зубчатой передачи называют отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего колеса, которое называют шестерней и обозначают буквой u

$$u = z_2 / z_1.$$

Передаточное число ременной передачи, цепной передачи и фрикционной передачи соответственно равно

$$u \approx d_2 / d_1; \quad u = d_{o2} / d_{o1}; \quad u \approx D_2 / D_1,$$

где d , d_o , D – соответственно диаметр шкива, диаметр делительной окружности звездочки, диаметр катка.

Если передача многоступенчатая, то ее передаточное число равно произведению передаточных чисел ступеней, т. е.

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_i$$

Каждая механическая передача имеет как достоинства, так и недостатки, которые приведены при рассмотрении конкретной передачи.

4. Зубчатые передачи

4.1. Общие сведения

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



Рис. 24



Рис. 25

Рис. 26

По взаимному расположению осей валов зубчатые передачи подразделяются: с параллельными осями (рис. 24), с пересекающимися осями (рис. 25) и с перекрещивающимися осями (рис. 26).

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

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

В открытых передачах и в коробках скоростей при невысоких и средних скоростях цилиндрические зубчатые колеса изготавливаются с прямыми зубьями. 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. Серьезным недостатком косозубых колес является наличие осевого усилия, возникающего в контакте зацепленных зубьев. С целью устранения этого недостатка в тяжёлых машинах для передач больших моментов и мощностей применяют шевронные зубчатые колеса.

По относительному вращению колёс и расположению зубьев зубчатые передачи делят на передачи с внешним зацеплением (вращение колёс в противоположном направлении) и с внутренним зацеплением (вращение колёс происходит в одном направлении).

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 колёс, так как при этом используется один и тот же инструмент, независимо от числа зубьев.

Эвольвентные зубчатые колеса обладают достаточно высокой нагрузочной способностью, малой чувствительностью к неточностям межосевого 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 колёс вогнутый.

Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется шестерней, второе колесо с большим числом зубьев называется колесом. Если зубчатые колёса имеют одинаковое число зубьев, то в этом случае ведущее зубчатое колесо называется шестерней, а ведомое — колесом.

Основные достоинства зубчатых передач: значительно меньшие габариты, чем у других передач; высокий коэффициент полезного

действия; большая долговечность и надёжность; отсутствие проскальзывания; малые нагрузки на валы.

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

4.2. Параметры прямозубого цилиндрического зубчатого колеса

Расстояние между одноименными точками двух зубьев, измеренное по дуге окружности, называется шагом зубчатого колеса и обозначается буквой p (рис. 27).

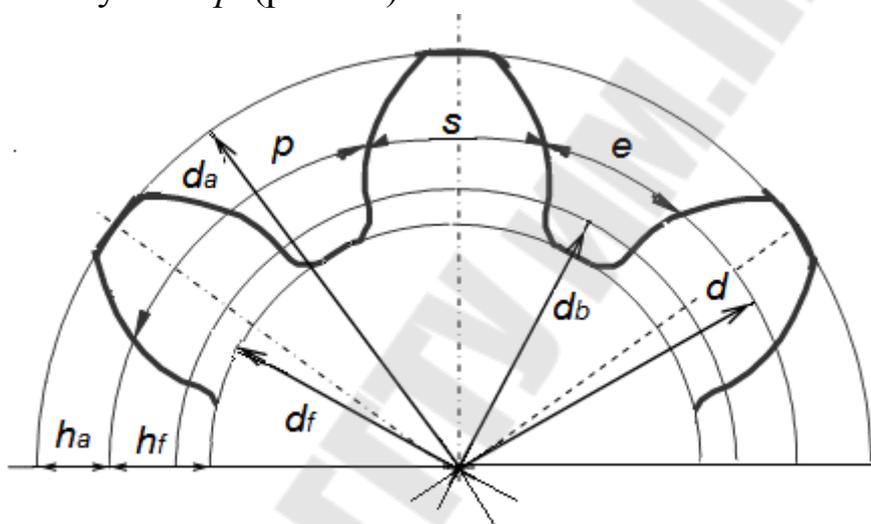


Рис. 27

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 .

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 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 $d_b = \frac{d}{\cos 20^\circ}$.

4.3. Параметры зубчатого зацепления

К параметрам зубчатого зацепления относятся:

- межосевое расстояние – это кратчайшее расстояние между осями зубчатых колес;
- дуга зацепления – это путь, проходимый точкой зуба за время его зацепления;
- практическая линия зацепления – это отрезок теоретической линии зацепления, на котором происходит контакт зубьев;
- шаг зубчатого зацепления равен шагу зубчатого колеса;
- модуль зубчатого зацепления равен модулю зубчатого колеса;
- коэффициент перекрытия ε_α равен отношению дуги зацепления к шагу по одноименной окружности;
- радиальный зазор $c = 0,25m$ – это расстояние между окружностью впадин одного колеса и окружностью вершин зубьев второго колеса, измеренное по линии межосевого расстояния.

4.4. Особенности геометрии косозубого зубчатого колеса

В косозубой цилиндрической передаче (рис. 28) 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.

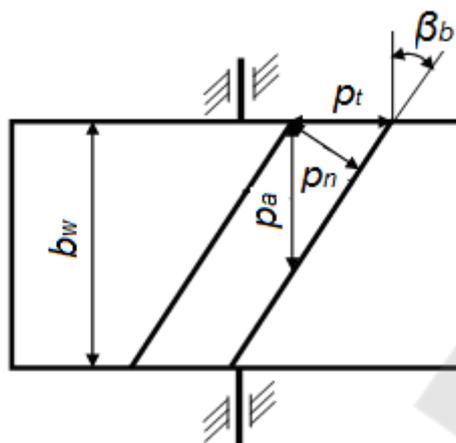


Рис. 28

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:

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

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

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

4.5. Коническая зубчатая передача

Конические зубчатые передачи (рис. 29) 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 $\Sigma = 90^\circ$.

В конической передаче одно колесо имеет консольное расположение, поэтому ее нагрузочная способность на 15% ниже, чем у цилиндрической передачи.



Рис. 29

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 передаче направление линии зуба является касательной к какой-то окружности. Линия зуба кривонозубого конического колеса очерчена по кривой линии, чаще всего по окружности.

Так как оси колес пересекаются, 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

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

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.

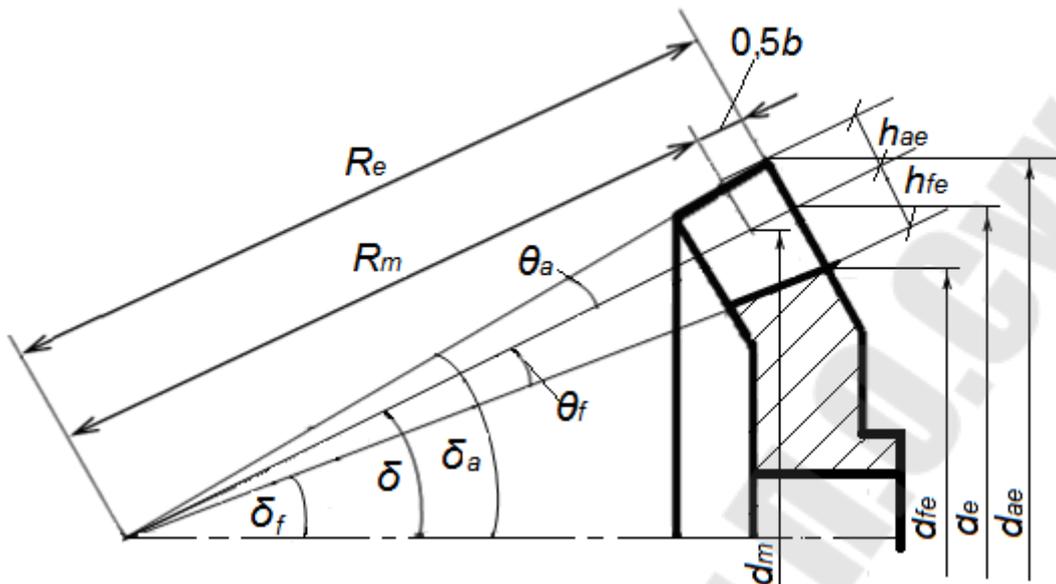


Рис. 30

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

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

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

Угол конуса вершин δ_a и угол конуса впадин δ_f равны

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

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

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

4.6. Расчетная нагрузка для расчета зубчатых колес

По линии зацепления прямозубой цилиндрической передачи со стороны зуба одного колеса на зуб другой колеса действует нормальная сила F_n (рис. 31). Нормальную силу можно разложить на две составляющие: окружную силу F_t , направленную по касательной к начальной окружности перпендикулярно линии межосевого расстояния, и радиальную F_r , направленную к оси вращения зубчатого колеса.

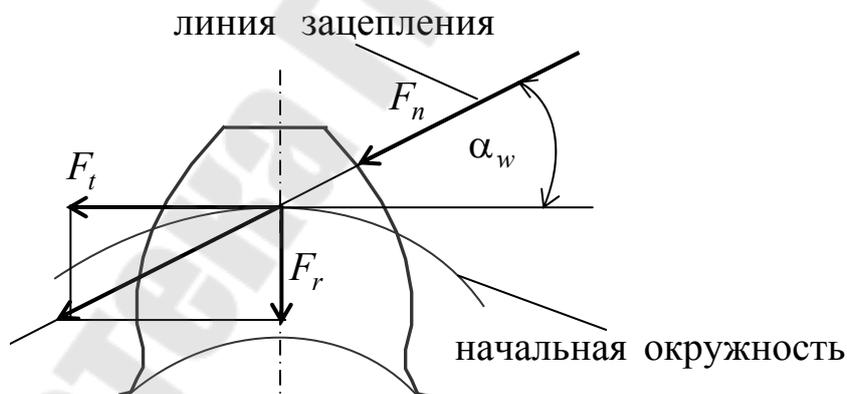


Рис. 31

Окружная и радиальная силы рассчитываются по зависимостям:

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

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 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 поправочные коэффициенты, которые учитывают условия эксплуатации, и расчетная удельная нагрузка ω_H в этом случае определяется по зависимости:

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

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_{HV} – коэффициент, учитывающий влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

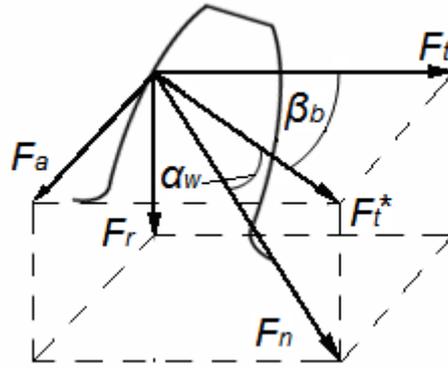


Рис. 32

4.7. Силы в зацеплении зубчатых передач

В косозубой цилиндрической зубчатой передаче нормальную силу F_n (рис. 32) раскладывают на три составляющие:

окружную силу $F_t = \frac{2T}{d_w}$;

радиальную силу $F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_b}$;

и осевую силу $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_b$.

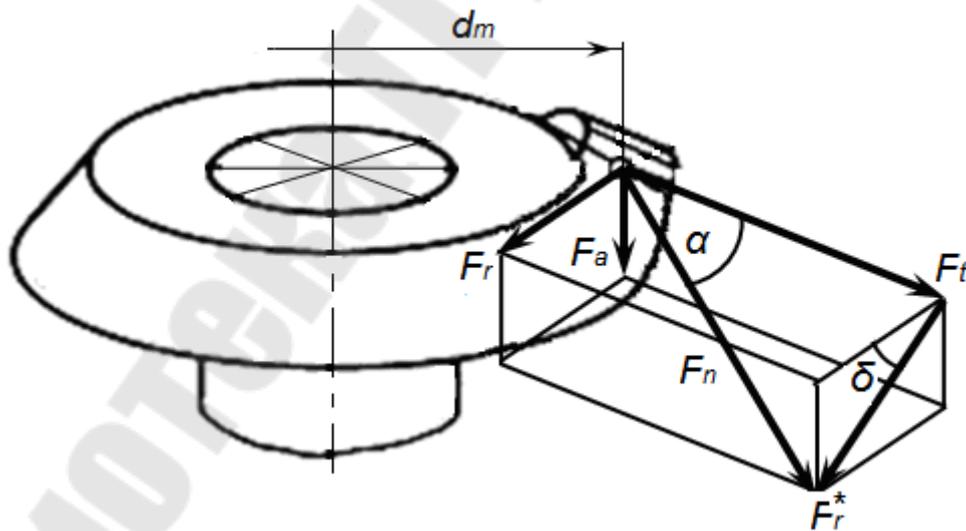


Рис. 33

В конической зубчатой передаче нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие: окружную силу F_t , осевую силу F_a и радиальную силу F_r , которые определяются по зависимостям:

$$F_t = \frac{2T}{d_m}; \quad F_r = F_r^* \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta; \quad F_a = F_r^* \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta.$$

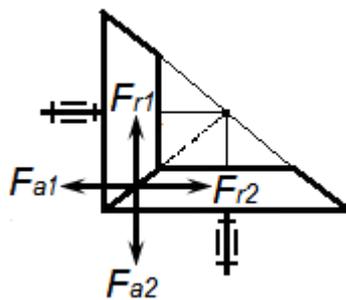


Рис. 34

Из условия равновесия сил (рис. 34) следует, что $F_{r1} = F_{a2}$ и $F_{r2} = F_{a1}$.

4.8. Критерии работоспособности зубчатых передач

Расчет на прочность зубчатых передач зависит от вида их исполнения.

В случае если зубчатая передача закрытая, то есть она размещена в корпусе, хорошо смазывается и в зону контакта зубьев не попадает абразивный материал, имеет место разрушения поверхности зубьев и поэтому расчет ведут по контактным напряжениям.

У открытой зубчатой передачи из-за неблагоприятных условий смазывания, попадания абразивного материала в зону контакта зубьев происходит их износ, приводящий к уменьшению поперечного сечения зуба, поэтому их расчет ведут по напряжениям изгиба

Максимальные контактные напряжения определяют, когда зацепление зубьев происходит в полюсе зацепления. В этом случае в зацеплении находится одна пара зубьев. Для определения контактных напряжений в качестве исходной формулы принимают формулу Герца для случая контакта двух цилиндров, тогда условие прочности будет иметь вид

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

где $q = \omega_H$ – удельная нагрузка;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль упругости;}$$

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны;

μ – коэффициент Пуассона;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение на поверхности зуба.

Приведенный радиус кривизны определяется из соотношения

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2(u \pm 1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u}$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны контактирующих профилей;

d_{w1}, d_{w2} – начальные диаметры шестерни и колеса;

α_w – угол зацепления.

Подставляя в формулу Герца значения q , $E_{\text{пр}}$ и $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}}$, получаем

следующие условие прочности по контактным напряжениям

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

Расчет по напряжения изгиба ведут для случая, когда зубья выходят из зацепления (рис. 35), то есть точка контакта зуба шестерни лежит на окружности вершин зубьев.

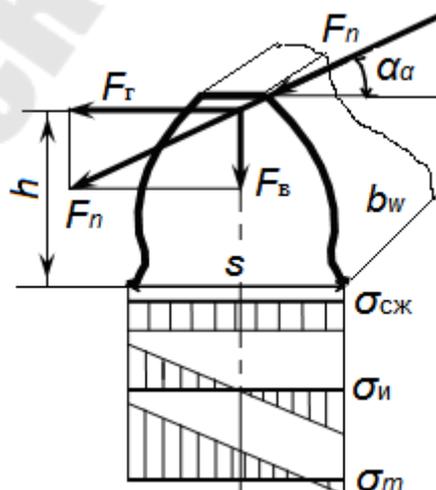


Рис. 35

В результате пластической деформации она направлена под углом α_α несколько большим, чем угол зацепления α_w .

Переносим нормальную силу F_n по линии действия в точку, лежащую на оси симметрии зуба и раскладываем ее на горизонтальную силу F_Γ и вертикальную силу F_B , строят эпюры напряжений: эпюру напряжений сжатия, эпюру напряжений изгиба и суммарную эпюру.

При построении эпюр зуб рассматривают как консольную балку.

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

$$\sigma_m = \sigma_{\text{н}} - \sigma_{\text{сж}} = \frac{6hF_t \cos \alpha_\alpha}{b_w s^2 \cos \alpha_w} - \frac{F_t \sin \alpha_\alpha}{b_w s \cos \alpha_w},$$

где b_w – ширина зубчатого колеса;

s – толщина зуба у основания.

Переходя от местных напряжений к напряжениям учитывающим особенности работы зубчатого колеса, получают следующее условие прочности зуба по напряжениям изгиба

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

где Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев колеса;

4.9. Проектные расчеты зубчатых передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

Для получения формулы для проектного расчета по контактным напряжениям учтем, что

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

В этом случае начальный диаметр шестерни прямозубой цилиндрической передачи

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

где $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ – коэффициент диаметра;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни;

ψ_{bd} – коэффициент ширины зуба;

Для получения формулы для проектного расчета по напряжениям изгиба дополнительно учтем, что $d_{w1} = m z_1$.

В этом случае модуль шестерни прямозубой цилиндрической передачи

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

где $K_m = 1,4$ – коэффициент модуля;

z_1 – число зубьев шестерни.

При проектных расчетах других зубчатых передач используют эквивалентную цилиндрическую передачу. Косозубую цилиндрическую передачу заменяют эквивалентной цилиндрической прямозубой передачей, у которой число зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_b}$, а диаметр начальной

окружности – $d_v = \frac{d_w}{\cos^2 \beta_b}$. В этом случае формулы для определения

диаметра начальной окружности и нормального модуля такие же, как и для обычной прямозубой цилиндрической передачи. Отличие будет только в коэффициентах, которые принимают значения $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_m = 1,12$, а коэффициент формы зуба Y_F выбирается в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса.

После замены конической передачи эквивалентной цилиндрической прямозубой передачей, у которой $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$ и $d_v = \frac{d_m}{\cos \delta}$, формулы для определения среднего диаметра закрытой прямозубой ко-

нической передачи и среднего модуля открытой прямозубой передачи имеют вид:

$$d_{m1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_b u \sigma_{HP}^2}}, \quad m_m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}}.$$

Для непрямозубой конической передачи применяют биеквивалентные цилиндрические прямозубые передачи, то есть вначале непрямозубую коническую передачу заменяют эквивалентной прямозубой, а затем заменяют эквивалентной цилиндрической прямозубой передачей.

5. Червячная передача

5.1. Общие сведения

Червячной называется передача, состоящая из двух подвижных звеньев – червяка и зубчатого колеса (рис. 36) и предназначенная для передачи и преобразования вращательного движения между пересекающимися осями обычно под углом 90° .

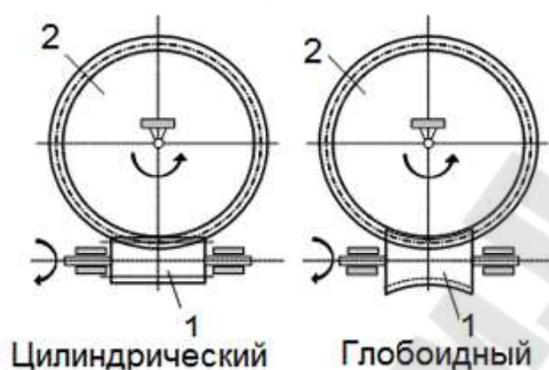


Рис. 36

Червяком называют звено, наружная поверхность которого имеет форму винта.

Червячным колесом называется зубчатое колесо с косыми зубьями, которое зацепляется с червяком.

Червячные передачи подразделяются:

- 1) по форме поверхности вершин витков червяка – цилиндрические червячные передачи и глобоидные червячные передачи;
- 2) по направлению линии витков – с правым и левым направлением;
- 3) по числу витков – одно и многозаходные червяки;
- 4) по расположению червяка относительно колеса – с нижним, верхним и боковым расположением червяка;
- 5) 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.

5.2. Геометрия червячной передачи

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.

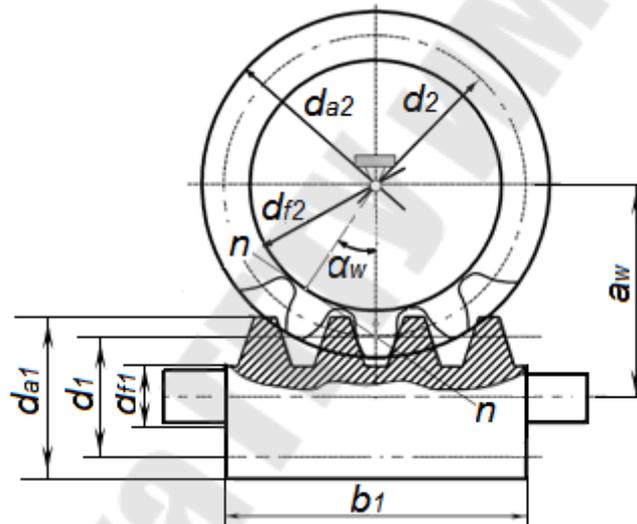


Рис. 37

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 формуле

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

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

h_{f1}^* – коэффициент высоты ножки.

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:

$$d_2 = m z_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Минимальное число зубьев червячного колеса в силовых передачах с одним витком 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

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

5.3. Кинематические и силовые соотношения в червячной передаче

Работа червячной передачи сопровождается большими скоростями скольжения. Скорость скольжения $V_{ск}$ направлена по касательной к линии витка червяка и равна

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

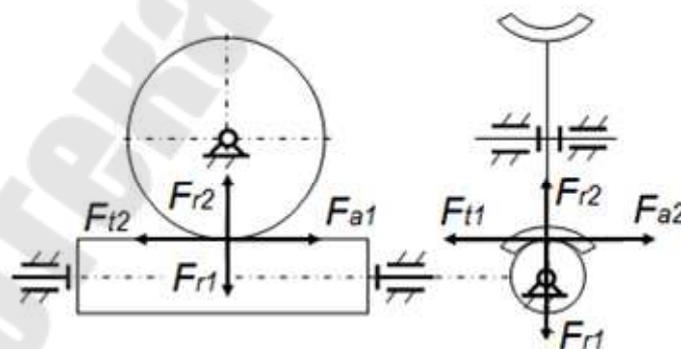


Рис. 38

Силы в зацеплении червячной передаче (рис. 38) считают приложенными полюсе зацепления и определяют по зависимостям:

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

5.4. Особенности расчета на прочность

В червячном зацеплении наиболее слабым элементом является зуб червячного колеса. Для него возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: изнашивание, заедание, усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев и поломка зубьев.

Опыт эксплуатации червячных передач показал, что причины выхода их из строя в порядке убывания частоты проявления отказов следующие:

1) износ зубьев колеса, интенсивность которого увеличивается при загрязнении смазочного материала. Неточности монтажа зацепления и повышенной шероховатости рабочей поверхности витков червяка;

2) заедание при твердых материалах колес (чугун, алюминиево-железистые бронзы) происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес (оловянистые бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме в виде «намазывания» материала венца на витки червяка. В этом случае червячная передача может работать ещё достаточно продолжительное время

3) усталостное выкрашивание в червячной передаче наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4) поломка зубьев колеса происходит в результате значительного их износа или вследствие ошибок изготовления.

Учитывая, что стойкость против заедания и интенсивность износа зависят от контактной выносливости рабочих поверхностей, расчет по контактным напряжениям принят в качестве основного для закрытых передач с числом зубьев колеса $z_2 < 90$.

Для закрытых передач с числом зубьев колеса $z_2 \geq 90$, а также открытых передач и передач с ручным приводом проектный расчет выполняют из условия прочности зуба червячного колеса на изгиб.

Таким образом, работоспособность червячной передачи ограничивается стойкостью рабочей поверхности зубьев, а также изгибной усталостью зубьев.

При проектном расчете на контактную прочность с использованием формулы Герца определяют межосевое расстояние a_w по формуле:

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

Полученное значение межосевого расстояния округляют до стандартного значения, а затем рассчитывают параметры червячной передачи.

5.5. Тепловой расчет червячной передачи

Учитывая, что червячные передачи работают с большим выделением теплоты, проводят проверку на нагрев в соответствии с тепловым балансом. Уравнения теплового баланса для закрытой червячной передачи имеет вид

$$(1 - \eta)P_1 = K_T (t_M - t_B) A (1 + \psi),$$

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;

$[t_M]$ – допустимая температура смазочного материала.

6. Ременные передачи

6.1. Общие сведения

Ременная передача – это передача гибкой связью (рис. 39), 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.

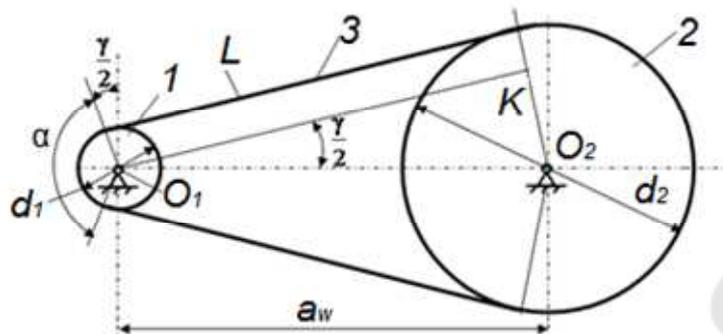


Рис. 39

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 (рис. 40) на плоские, клиновые, поликлиновые и круглые.



Рис. 40

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

Клиновые, поликлиновые, круглые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными ремнями 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.

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 выпускаются семи марок в зависимости от площади сечения (О, А, Б, В, Г, Д и Е).

Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни – бесконечные плоские 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 резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

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

6.2. Кинематические и геометрические параметры

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.

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

Из рис. 13 видно, что угол обхвата α можно определить как

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

Выражая значения $\frac{\gamma}{2}$ через параметры ременной передачи, получаем зависимость для определения угла обхвата

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

Минимальный угол охвата α_{\min} должен быть: для плоскоремной передачи – 150° , для клиноремной передачи – 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:

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

6.3. Усилия в ремнях

Для создания трения между ремнем и шкивом создают предварительное натяжение, при этом в ветвях ремня возникает усилие S_0 (рис. 41,а).

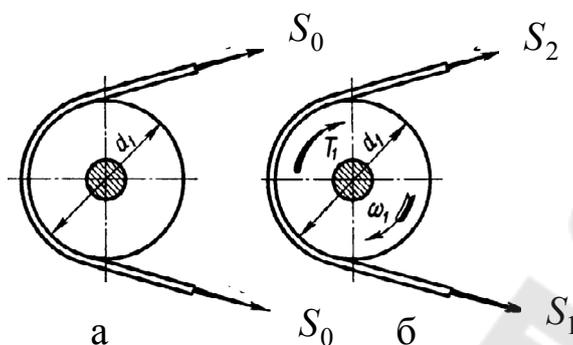


Рис. 41

После приложения рабочей нагрузки T происходит перераспределения натяжений в ветвях ремня. В ведущей ветви возникает усилие S_1 , а в ведомой ветви – усилие S_2 (рис. 41,б).

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

$$T_1 + S_2 \frac{d_1}{2} - S_1 \frac{d_1}{2} = 0; \quad S_1 - S_2 = \frac{2T_1}{d_1} = F_t,$$

где F_t – окружная сила на меньшем шкиве.

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 валу ведущего шкива;

P_1 – мощность на валу ведущего шкива.

Согласно теореме Понселе сумма усилий натяжения ветвей ремня в состоянии покоя и под нагрузкой есть величина постоянная, имеем

$$S_1 + S_2 = 2S_0.$$

На основании следствия теоремы Понселе, следует, что при переходе от состояния покоя к состоянию работы под нагрузкой усилие

в ведущей ветви увеличивается на величину, на которую усилие в ведомой ветви уменьшается.

$$S_1 = S_0 + \Delta S; \quad S_2 = S_0 - \Delta S.$$

Решая систему уравнений

$$\begin{cases} S_1 - S_2 = F_t \\ S_1 + S_2 = 2S_0 \end{cases},$$

получаем

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2} \end{cases}.$$

В данной системе имеем три неизвестные S_1, S_2 и S_0 величины. Для определения этих неизвестных Эйлером была установлена зависимость между усилиями S_1 и S_2 , которая имеет вид:

$$S_1 = S_2 e^{\alpha f},$$

где α – угол обхвата;

f – коэффициент трения материала ремня о материал шкива.

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 .

$$S_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_0 = \frac{F_t}{2} \frac{(e^{f\alpha} + 1)}{(e^{f\alpha} - 1)}.$$

При круговом движении ремня на каждый его элемент массой dm в пределах угла обхвата действуют элементарные центробежные силы $dF_{ин}$, которые вызывают дополнительное натяжение S_V ремня во всех его сечениях равное

$$S_V = \rho b \delta V^2,$$

где ρ – плотность материала ремня;

b – ширина ремня;

δ – толщина ремня;

V – скорость ремня.

6.4. Напряжения в ременной передаче

Для построения эпюры напряжений в ремне ременной передачи определим напряжение от каждого силового фактора.

Напряжение от усилия S_1

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_0 + F_t / 2}{A}.$$

Напряжение от усилия S_2

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{A} = \frac{S_0 - F_t / 2}{A}.$$

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 $\sigma_{и}$, которые определяются по закону Гука

$$\sigma_{и1} = \varepsilon E = \frac{y}{\rho_1} E = \frac{\delta}{d_1} E, \quad \sigma_{и2} = \varepsilon E = \frac{y}{\rho_2} E = \frac{\delta}{d_2} E.$$

В этом случае эпюра напряжений имеет вид (рис. 42).

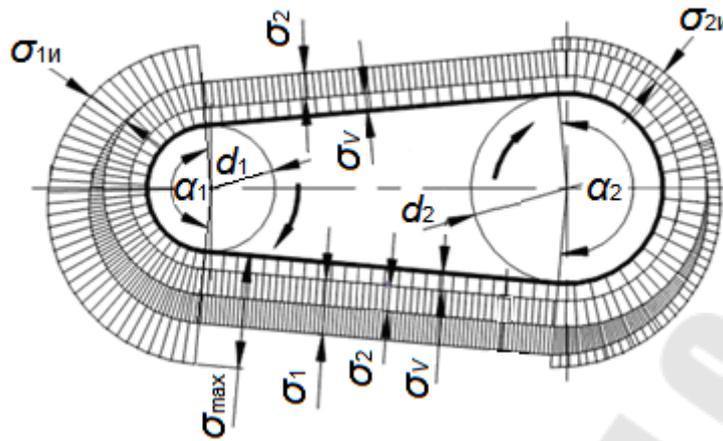


Рис. 42

Максимальное напряжение, которое возникает в ведущей ветви ремня, будет равно

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{и1}.$$

6.5. Критерии работоспособности и расчет ременных передач

Основными критериями ременных передач является тяговая способность и долговечность ремня.

При расчете на тяговую способность плоскоременной передачи определяется требуемая ширина ремня, а при расчете клиноременной передачи – потребное количество ремней.

$$b \geq \frac{F_t}{p_0 z C_\alpha C_V C_p C_\theta}; \quad z \geq \frac{PC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

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 плоскоремной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^6 10^7 C_i C_H}{\sigma_{\max}^6 2 \cdot 3600 \lambda},$$

для клиноремной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{\text{оц}} L C_u C_H}{\sigma_{\max}^8 60 \pi n_1 d_1},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала ремня;

10^7 – базовое число циклов перемены напряжений для плоскоремной передачи;

$C_u = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – 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 клиноремной передачи.

7. Цепные передачи

7.1. Общие сведения

Цепная передача (рис. 43) относится к механическим передачам с гибкой связью.

На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки 1 и 2, которые входят в зацепление с охватывающей цепью 3.

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 бук-

сование при работе передачи.

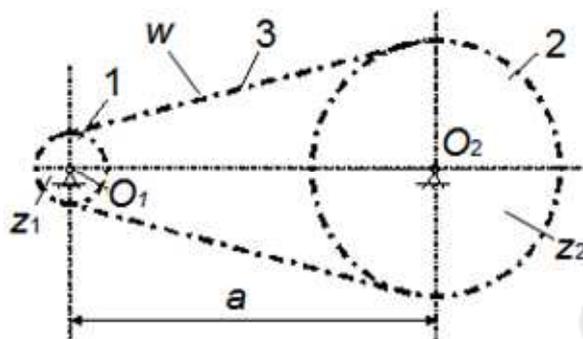


Рис. 43

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. Скорость цепи обычно не должна превышать 15 м/с. 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, мм.

Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки и не превышает обычно 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

$$z_{1\min} = 29 - 2u.$$

Максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничивается предельно допустимое увеличение шага цепи и обычно не превышает $z_{2\max} \leq 120$. Число зубьев ведущей звездочки предпочтительно принимать нечетное, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек.

Делительные диаметры звездочек определяют по зависимости:

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

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий размещения звездочек и минимального угла охвата цепью ведущей звездочки. Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 \dots 50)t$. 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.

Число звеньев цепи W зависит от межосевого расстояния a , шага t и чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 и определяется по формуле:

$$W = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Полученное значение w округляют до большего ближайшего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

Затем уточняют значение межосевого расстояния.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Цепные имеют как достоинства. Так и недостатки по сравнению с другими передачами.

Достоинства: возможность передачи мощности на большие расстояния (до 8 м); по сравнению с ременными передачами: могут пере-

давать большие мощности; меньшая нагрузка на валы, так как напряженной под действием окружного усилия является только ведущая ветвь; позволяют реализовывать большее передаточное отношение при малом расстоянии между валами; более высокий коэффициент полезного действия; более компактны, возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам с разным направлением их вращения.

Недостатки: сравнительно высокая стоимость цепей; вытягивание цепей вследствие износа в шарнирах; необходимость тщательного монтажа передачи и тщательного ухода за ней; неравномерность хода; повышенный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки; непригодность передачи при периодическом реверсировании без пауз; чувствительность к ударам и резким изменениям нагрузки; сложность подвода смазки к шарнирам цепи; сравнительно небольшой срок службы цепей.

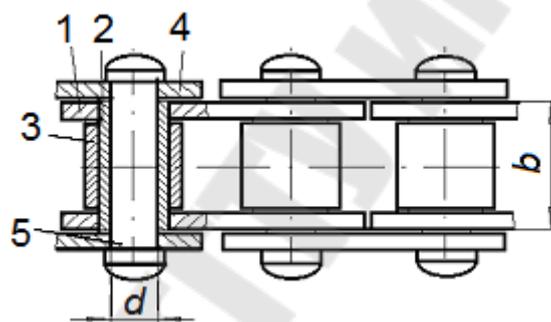


Рис. 44

7.2. Конструкция приводной цепи

Наиболее широко применяют втулочно-роликовые цепи (рис. 44), которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев, имеющих форму, изображенную на рис. 45.

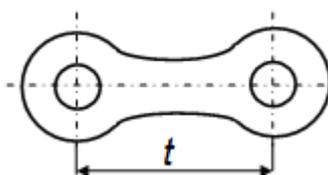


Рис. 45

Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и

запрессованных в их отверстия валиков 5. Концы валиков после сборки расклепывают. Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин с втулками и зазору между валиком и втулкой образуется шарнирное соединение.

7.3. Расчет цепной передачи

Цепную передачу рассчитывают по двум критериям: 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.

$$p = \frac{F_t K_{\text{э}}}{A} \leq [p],$$

где A – площадь проекции шарнира на диаметральное сечение;

$K_{\text{э}}$ – коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации $K_{\text{э}}$ представляют в виде частных коэффициентов

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_{\text{т}},$$

где $K_{\text{д}}$ – динамический коэффициент;

$K_{\text{а}}$ – коэффициент, учитывающий влияние длины цепи;

$K_{\text{н}}$ – 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 влияния режима работы передачи;

K_{T} – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающей среды.

8. Валы и оси

8.1. 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.

Валы подразделяются на прямые, коленчатые и гибкие валы. Прямые валы (рис. 46) подразделяют на гладкие валы и ступенчатые валы. Геометрические оси этих валов прямолинейны.

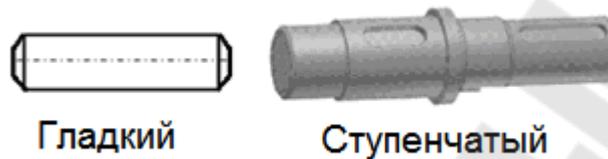


Рис. 46

Коленчатые валы (рис. 47) имеют ломаную ось.

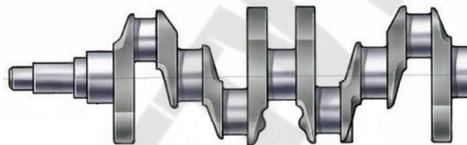


Рис. 47

Гибкие валы (рис. 48) имеют изменяемую форму геометрической оси при работе и применяются для передачи крутящего момента между узлами машин или агрегатами, меняющими, свое относительное положение при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.



Рис. 48

Они состоят из нескольких плотно навитых слоев (рис. 49), каждый из которых состоит из проволок.

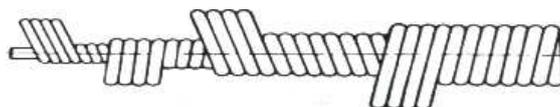


Рис. 49

Таким образом, гибкие валы представляют собой многослойные многозаходные витые пружины кручения. Толщина проволок наруж-

ных 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.

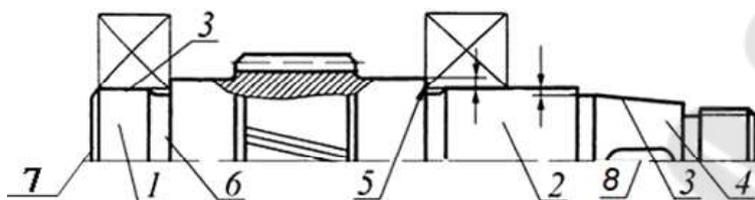


Рис. 50

Опорные части валов называются цапфами. При этом концевые цапфы 1 (рис. 50) называются *шпанами*, промежуточные 2 – *шейками*, а осевые – *пятами*. На *посадочных поверхностях* 3 располагают насаживаемые детали (подшипники, муфты и т. д.).

Выходные концы 4 валов бывают цилиндрические и конические. Конические концы валов изготавливают с конусностью 1:10. Их применяют для облегчения монтажа устанавливаемых на вал деталей.

Переходные участки между ступенями валов выполняют в виде буртиков 5, канавок 6 или галтелей (рис. 51).



Рис. 51

На торце валов выполняют фаски 7. Передача вращающего момента от ступицы к валу осуществляется с помощью шпонки. Для установки шпонки на валу выполняется шпоночный паз 8.

8.2. Критерии работоспособности валов и их расчет

При проектировании вала различают три этапа: предварительный этап, конструкторский этап и проверочный этап.

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 этап) разрабатывается конструкция вала, обеспечивающая условия изготовления и сборки. Определяются длины участков валов и назначаются диаметры валов на различных участках.

На третьем этапе (проверочный этап) производят оценку статической прочности и сопротивления усталости, предварительно построив эпюры изгибающих и крутящих моментов.

8.3. 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

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2},$$

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 $W_{\text{и}}, W_{\rho}$ – соответственно осевой и полярный момент сопротивления сечения вала.

Моменты сопротивления для круглого сечения равны

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Для круглого сечения со шпоночной канавкой моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d}; \quad W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d},$$

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.

8.4. 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

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}; \quad \sigma_m = 0.$$

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:

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

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 $n \geq [n] = 1,5$.

9. Подшипники качения

9.1. 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.

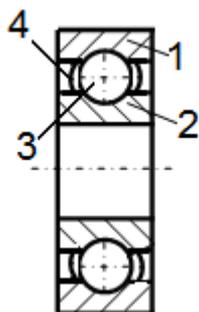


Рис. 52

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. 52) состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел вращения 3 и сепаратора 4, 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.

9.2. Классификация подшипников качения

По форме тел качения подшипники подразделяются на шариковые (рис. 52) и роликовые подшипники (рис. 53).



Рис. 53

Роликовые подшипники бывают с короткими цилиндрическими роликами, с цилиндрическими витыми роликами, с игольчатыми роликами, бочкообразными роликами и коническими роликами.

По числу рядов подшипники бывают одно-, двух- и многорядные.

По признаку самоустанавливаемости подшипники делят на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающие (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 (рис. 54) и по ширине (рис. 55).

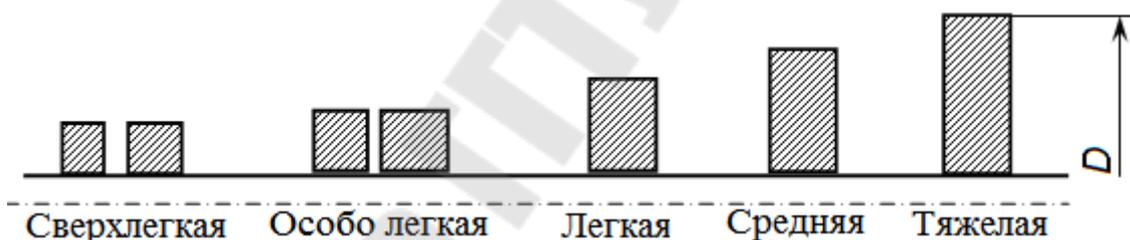


Рис. 54

По радиальным размерам различают 7 серий: сверхлегкая серия (2 серии), особо легкая (2 серии), легкая, средняя и тяжелая.

По ширине имеется 4 серии: особо широкая, широкая, нормальная и узкая.

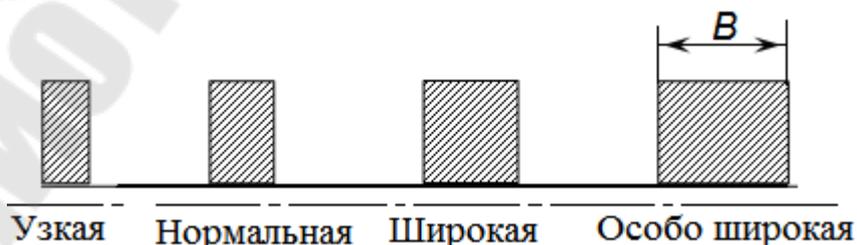


Рис. 55

Работоспособность подшипника зависит от точности изготовления и качества сепаратора. Согласно ГОСТ 520–89 установлены сле-

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 располагаются слева или справа от основного обозначения подшипника.

9.4. Эквивалентная динамическая нагрузка

Работоспособность подшипников качения зависит от многих факторов, в том числе от характера приложенной нагрузки, температуры, частоты вращения. Все факторы при расчете подшипников не представляется возможным, поэтому вводится понятие «эквивалентная динамическая нагрузка», которая учитывает некоторые особенности работы подшипника.

Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, зависящий от того какое кольцо подшипника вращается;

F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

K_σ – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

9.5. Расчет долговечности подшипника качения

Учитывая, что подшипники качения выпускают на специальных заводах, то при проектировании механизмов их не рассчитывают, а осуществляют проверку на долговечность.

Долговечность работы подшипника в часах определяют по зависимости:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{m'}$$

где C – динамическая грузоподъемность, то есть нагрузка, которую подшипник выдерживает, делая один миллион оборотов (табличное значение);

n – частота вращения вала;

P – эквивалентная динамическая нагрузка;

m' – показатель кривой усталости (для шарикоподшипников $m' = 3$; для роликоподшипников. $m' = \frac{10}{3}$).

Долговечность подшипника должна быть более 10000 часов.

10. Муфты

10.1. Общие сведения

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент. Потребность в соединении валов связано 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. 58).

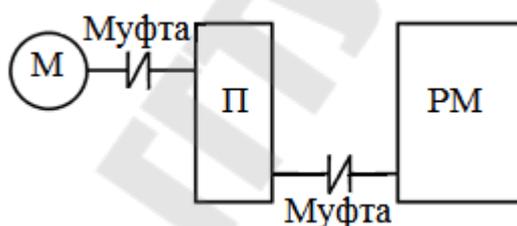


Рис. 58

Основное назначение муфт – соединение валов и передача вращающего момента. Муфты могут выполнять еще ряд важных дополнительных функций. По этому признаку и классифицируют муфты.

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 муфты**.

Управляемые муфты соединяют агрегаты машин по некоторой команде. Самоуправляемые муфты включаются автоматически, со-

единяя 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:

$$T = T_{\text{н}} + T_{\text{д}} = T_{\text{н}} \left(1 + \frac{T_{\text{д}}}{T_{\text{н}}} \right) = kT_{\text{н}},$$

где $T_{\text{н}}$ – номинальный момент обычно приближенно определяют по потребляемой мощности двигателя и по частоте вращения;

$T_{\text{д}}$ – динамический момент;

k – коэффициент динамичности.

10.2. Классификация муфт

Все многообразие муфт в зависимости от дополнительно выполняемых функций можно разделить на шесть групп, а именно:

- 1) глухие муфты;
- 2) компенсирующие муфты;
- 3) упругие муфты;
- 4) сцепные муфты;
- 5) обгонные или муфты свободного хода;
- 6) предохранительные муфты.

10.2.1. Глухие муфты

Глухие муфты в основном применяются для соединения отдельных частей составного вала и в редких случаях для соединения строго соосных валов агрегатов.

Представителем глухой муфты является фланцевая муфта (рис. 59), состоящая из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы между собой соединяют болтами.



Рис. 59

10.2.2. 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.

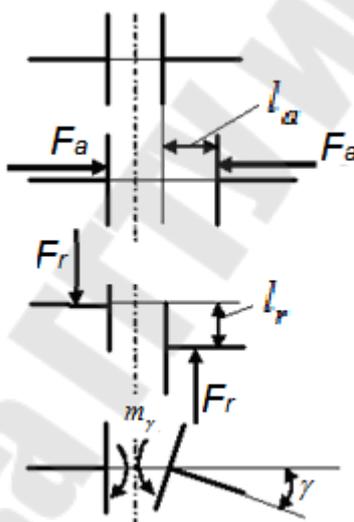


Рис. 60

Возможные виды смещений валов (осевое смещение l_a , радиальное l_r и угловое γ) и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов показаны на рис. 60.

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_γ , зависящими от величины и вида несоосности валов. Следует от-

метить, что с ростом смещений валов работоспособность муфты уменьшается.

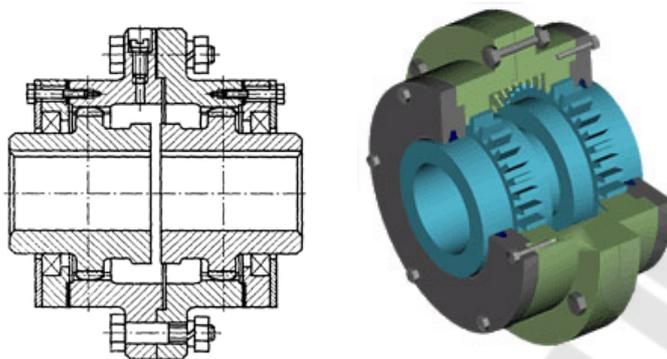


Рис. 61

К компенсирующим муфтам относятся зубчатая муфта (рис. 61), кулачково-дисковая муфта (рис. 62) и др. муфты.

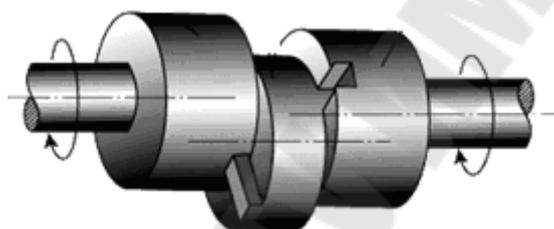


Рис. 62

10.2.3. Упругие 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 неметаллическими упругими элементами и муфты с металлическими упругими элементами.

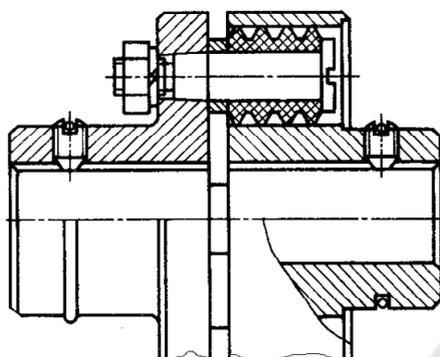


Рис. 63

Наибольшее применение в машиностроении получила упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 63).

К упругим муфтам относятся также муфта со звездой (рис. 64) и с торовой резиновой оболочкой (рис. 65)

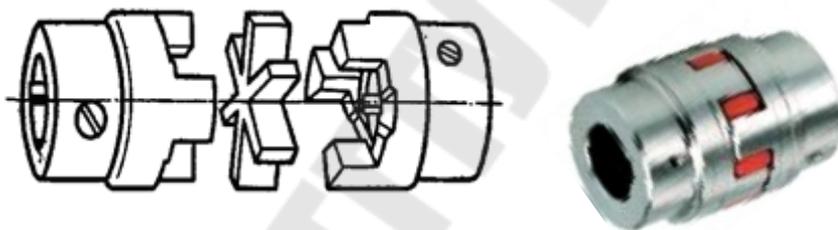


Рис. 64

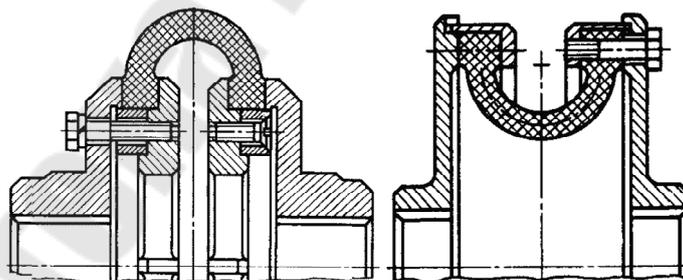


Рис. 65

10.2.4. Муфты сцепные

Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы по управляющей команде. Эти муфты делят на муфты с профильным замыканием (кулачковые) и на фрикционные муфты. 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 полу муфт.

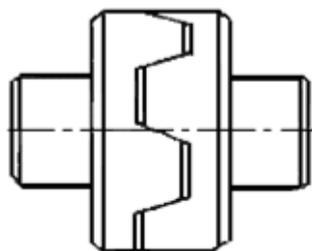


Рис. 66

Выбор формы кулачков определяется в основном условиями включения муфты. На рис. 66 изображены сцепные муфты с торцевыми конусными кулачками.

Муфты сцепные фрикционные 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.

Конструкция простейшей многодисковой муфты приведена на рис. 67. На рабочие поверхности дисков наносят фрикционный слой или крепят накладки из фрикционного материала, повышающего силу трения.

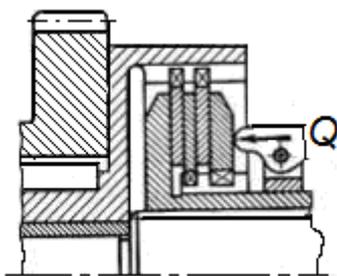


Рис. 67

Представителем муфты с цилиндрической поверхностью трения является пневмокамерная муфта (рис. 68), позволяющая создавать

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.

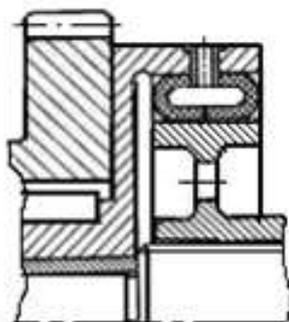


Рис. 68

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.

Схема простейшей с конической поверхностью трения изображена на рис. 69.



Рис. 69

Во избежание самозахватывания муфты и облегчения расцепления угол наклона образующей конуса выбирают больше угла трения покоя.

Достоинством конусных муфт является хорошая расцепляемость и простота конструкции. К существенным недостаткам этих муфт относятся значительные радиальные габариты и высокие требования к соосности соединяемых валов.

10.2.5. Обгонные муфты

Обгонные муфты (рис. 70) применяют в механизмах, когда необходимо передавать движение в одном направлении и не передавать в другом.

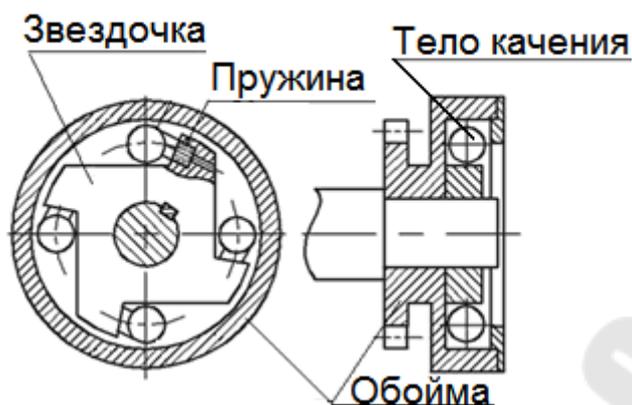


Рис. 70

Принцип работы обгонных муфт состоит в следующем. Звездочка жестко закреплена на ведущем валу. При его вращении по часовой стрелке тела качения под действием сил пружин и сил трения вкатываются в узкую часть клинового зазора и, заклиниваясь, передают вращательный момент от звездочки к обойме, свободно сидящей на валу и являющейся зубчатым колесом.

При вращении звездочки против часовой стрелки тела качения выходят в широкую часть клиновых зазоров, и вращение от вала к зубчатому колесу не передается.

10.2.6. Предохранительные муфты

Предохранительная муфта служит разъединения валов или вала с сидящей на нём деталью при перегрузке или недопустимой скорости вращения, т. е. предохраняющая машину от поломки в случае нарушения нормального режима работы. В связи с этим предохранительные муфты бывают с разрушающимся элементом, кулачковые и фрикционные.

Муфты предохранительные с разрушающимся элементом отличаются малыми габаритами и высокой точностью срабатывания. При перегрузке предохранительный элемент срезается, и полумуфты замыкаются. Конструкция такой муфты показана на рис. 71



Рис. 71

Для восстановления работоспособности машины, ее необходимо остановить и заменить предохранительный элемент.

Кулачковые предохранительные муфты (рис. 72) удерживаются во включенном состоянии пружинами, до тех пор, пока возрастающий момент не создаёт величину осевой силы, способной преодолеть усилие пружины.

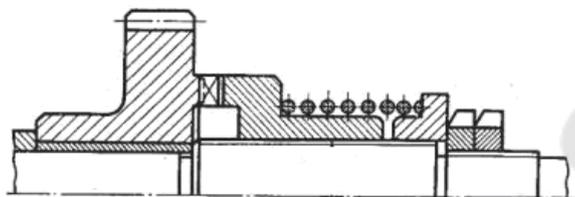


Рис. 72

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.

На рис. 73 показана многодисковая фрикционная предохранительная муфта.

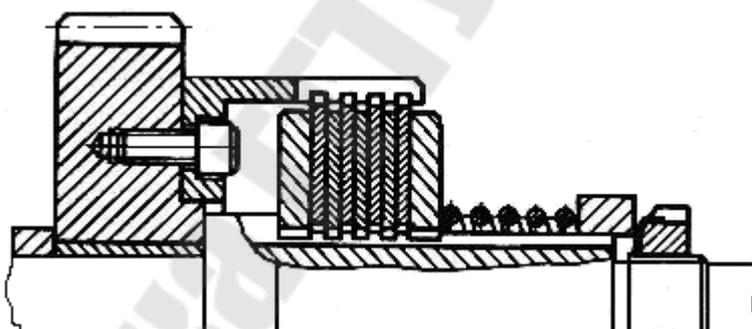


Рис. 73

Сила нажатия в них создается пружинами, отрегулированными на передачу предельного вращающего момента.

11. Классификация подъемно-транспортных устройств

11.1. Общие сведения

Подъемно-транспортные машины по своему назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. По принципу действия их можно разделить на две группы: периодического и непрерывного действия.

Для машин периодического действия можно выделить цикл, который состоит из приема груза, рабочего хода для его перемещения, отдача груза и холостого хода к месту приема нового груза.

В зависимости от назначения, конструкции и характера выполняемой работы грузоподъемные машины можно разделить на три основные группы:

- первая группа включает простейшие машины: домкраты, тали и лебедки, используемые в основном в качестве вспомогательного оборудования на монтажных и других работах;
- вторая группа — подъемники, при помощи которых обеспечивается только вертикальная транспортировка грузов;
- третья группа — краны, обеспечивающие как вертикальное, так и горизонтальное перемещение грузов в любом направлении в пределах, зависящих от параметров крана.

Машины непрерывного действия перемещают грузы непрерывным потоком по определенной трассе. Эти машины делятся на машины с тяговым органом (транспортёры, элеваторы, конвейеры) и машины без тягового органа (винтовые и инерционные транспортёры, установки пневматического и гидравлического транспорта).

11.2. Грузоподъемные машины и устройства

11.2.1. Домкраты

Домкраты представляют собой простейшие грузоподъемные устройства в виде толкателей, поднимающих грузы на небольшую высоту, действуя на них снизу.

По конструкции домкраты бывают винтовые, реечные и гидравлические (рис. 74).

Винтовые домкраты обладают свойством самоторможения и позволяют устанавливать грузы по высоте с высокой точностью.

Винтовой домкрат с ручным приводом состоит из корпуса 2, в котором закреплена гайка 3 с ввинченным в нее стальным винтом 1.

Винт оканчивается опорной головкой 5, воздействующей на груз. Вращения винта осуществляется с помощью рукоятки 4.

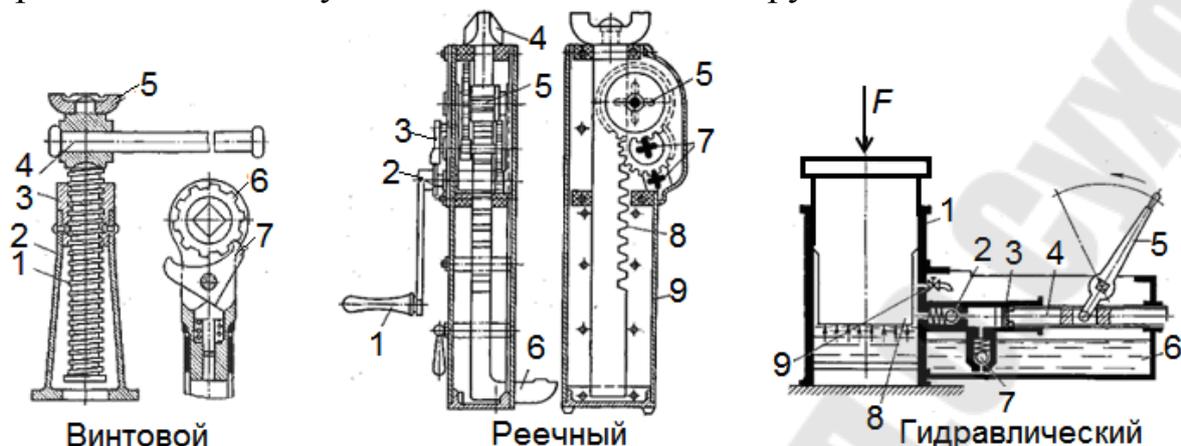


Рис. 74

В стесненных условиях для облегчения вращения винта применяют трещотку, состоящую из устанавливаемого на винт храпового колеса 6 и шарнирно закрепляемой на конце рукоятки двухсторонней подпружиненной собачки 7.

Реечные домкрат применяют для подъема низкорасположенных грузов массой до 6 т. В корпусе 9 домкрата размещен выдвижной толкатель, выполненный в виде стальной зубчатой рейки 8 с прикрепленной к ее нижней части опорной лапой 6. На верхней части толкателя расположена опорная головка 4. Толкатель выдвигается с помощью шестерни 5, приводимой во вращение зубчатой передачей 7 от рукоятки 1. Для фиксации груза в поднятом положении применяют храповое колесо 2 с собачкой 3.

Гидравлический домкрат представляет собой гидроцилиндр 1, в котором расположен подводимый под груз поршень 8. Поршень выдвигается за счет нагнетания в гидроцилиндр через клапан 2 с помощью рукоятки 5 и плунжера 4 рабочей жидкости, засасываемой из полости 6 через обратный клапан 7.

Для опускания поршня открывается перепускной кран 9, через который рабочая жидкость поступает обратно в полость 6. Чтобы воспрепятствовать подтеканию рабочей жидкости, плунжер снабжен уплотняющей манжетой 3.

11.2.2. Тали

Таль – это компактный подвесной подъемный механизм с ручным или электрическим приводом (рис. 75). Ее подвешивают над местом работы или монтируют на монорельсе на тележке. При этом груз

может перемещаться как вверх-вниз, так и в горизонтальном направлении.

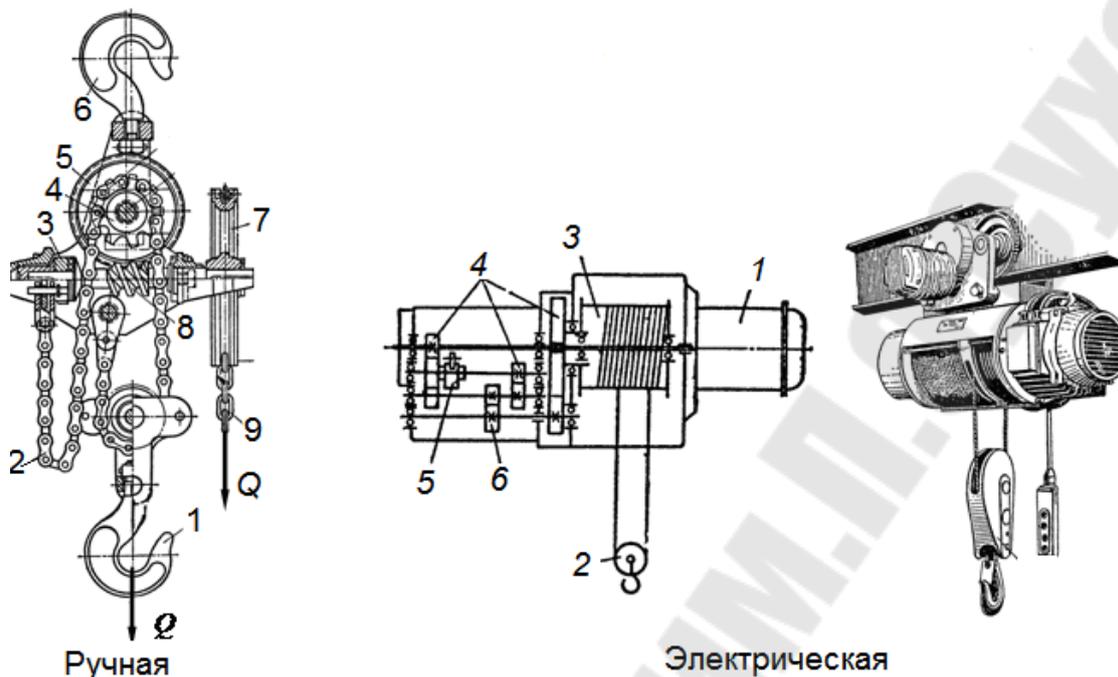


Рис. 75

Наиболее распространены ручные тали с червячным подъемным механизмом. Крюком 6 они подвешиваются к конструкции, расположенной над грузом, который поднимается при помощи грузового крюка 1. При вращении бесконечной цепью 9 приводного колеса 7 движение от червяка 8 и червячную шестерню 5 передается ведущей звездочке 4, которая с помощью грузовой цепи 2 поднимает или опускает крюковую обойму.

Для удержания поднятого груза и безопасности его спуска в червячных таях применяют конусные или дисковые грузоупорные тормоза 3.

Электрическая канатная таль (тельфер) является одним из наиболее распространенных грузоподъемных механизмов, это незаменимый инструмент там, где необходима сила и быстрота работ относительно груза.

Электрическая таль состоит из электродвигателя 1, барабана 3, на котором подвешен грузовой полиспаст с крюковой обоймой 2, зубчатой передачи 4 и 6 и автоматического грузоупорного дискового тормоза 5.

11.2.3. Лебедки

Лебедки (рис. 76) – устройства для подъема или перемещения небольших грузов, в которых тяговое усилие создается путем наматывания каната на барабан. В зависимости от рода привода лебедки бывают ручными и механическими, а по способу передачи движения к барабану — шестеренные, червячные, зубчато-фрикционные и редукторные.

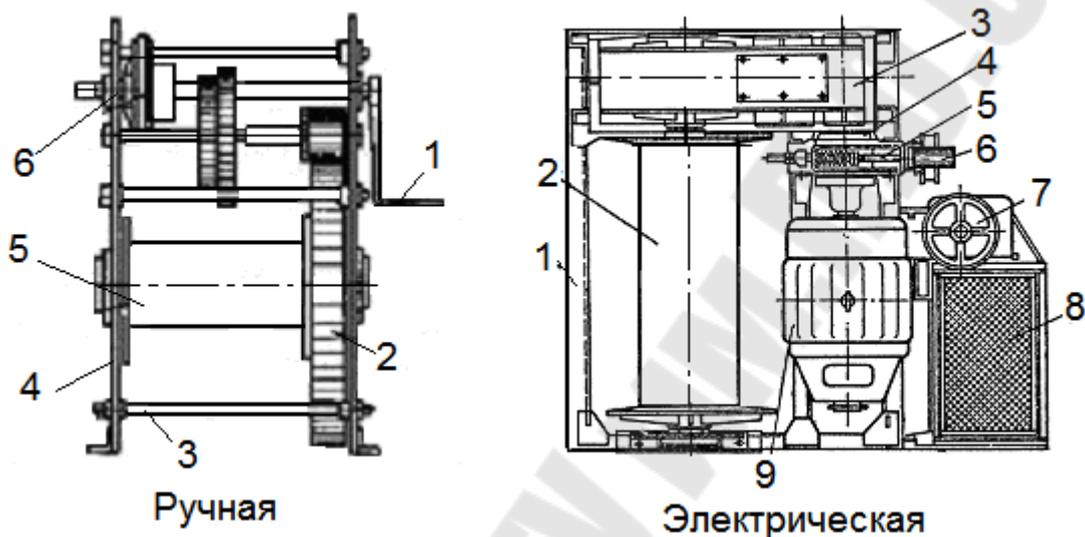


Рис. 76

Лебедка с ручным приводом состоит из станины 4, стойки которой выполнены из листовой стали и соединены стяжным болтом 3; барабана 5, свободно вращающегося на оси, неподвижно закрепленной в стойках станины; системы зубчатых колес 2 и рукоятки 1. Для удержания на весу поднятого груза служит храповой механизм 6 с грузоупорным тормозом.

Лебедки с электрическим приводом монтируются на сварной раме 1. Электродвигатель 9 втулочно-пальцевой муфтой 4 соединяется с редуктором 3. Диск муфты одновременно служит и тормозным шкивом нормально замкнутого колодочного тормоза 5, управляемые электромагнитом 6. Барабан 2 лебедки гладкий с двумя бортовыми фланцами. Между валом электродвигателя и барабаном лебедки имеется постоянная кинематическая связь.

Пуск и реверсирование электродвигателя осуществляется электрической аппаратурой, состоящей из барабанного контроллера 7 и магнитного пускателя 8.

11.2.4. Подъемники

К строительным подъемникам (рис. 77) относятся грузоподъемные машины, осуществляющие в основном вертикальное перемещение грузов, размещаемых на грузовой платформе или насыпаемых в ковш.

По назначению подъемники подразделяются на грузовые и грузопассажирские, которые применяют для подъема не только грузов, но и людей. По выполнению несущих и ограждающих конструкций направляющего, а также грузоподъемного устройства подъемники подразделяются на мачтовые, шахтные и скиповые (ковшовые). Мачтовые и шахтные подъемники позволяют перемещать груз только вертикально, а скиповые еще и наклонно.

Наибольшее распространение получили мачтовые подъемники благодаря простоте конструкции и невысокой стоимости.

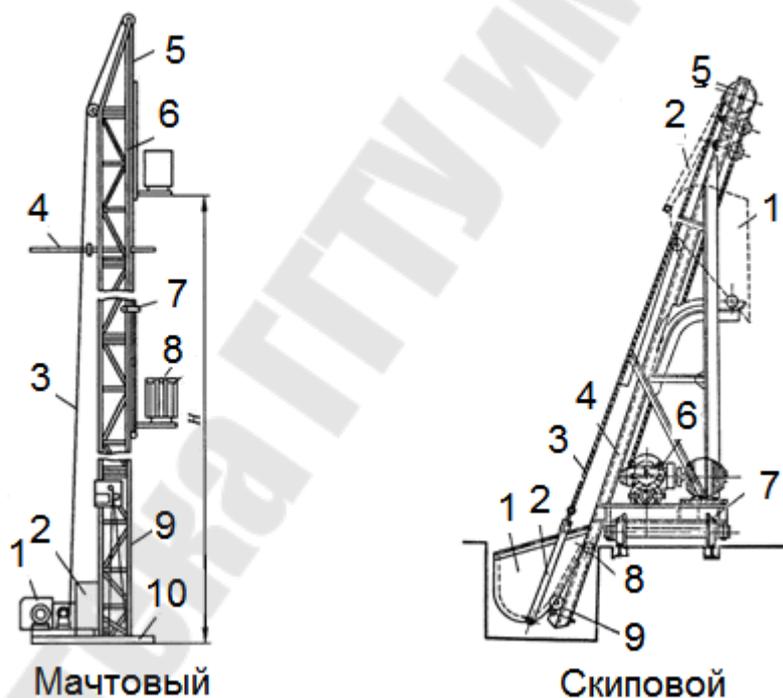


Рис. 77

Мачтовый подъемник состоит из мачты, опорной рамы 10, лебедки 1, грузовой каретки 7 с выкатной платформой 8, грузового каната 3, настенных опор 4 и электрооборудования.

Мачта подъемника крепится к зданию настенными опорами 4 и состоит из рядовых 6, верхней 5 и нижней 9 секций. Она смонтирована на опорной раме 10, на которой установлены лебедка с канатове-

душим шкивом и шкаф электрооборудования 2. Лебедка с помощью грузового каната обеспечивает подъем и опускание грузовой каретки с выкатной платформой, с помощью которой груз поднимается на соответствующую высоту.

Скиповой подъемник служит в основном для перемещения насыпных материалов. Он установлен на тележки 7 и состоит из ковша 1, шарнирно укрепленного на раме 2 и перемещаемого по направляющим швеллерам 4. Перемещения ковша осуществляется с помощью каната 3, огибающего направляющий блок 5 и идущий барабану лебедки 6. Передние ролики 8 ковша катятся по нижней полке направляющих швеллеров, которая в месте разгрузки закругляется и переходит в горизонтальное положение. Задние ролики 9 движутся по верхней прямолинейной полке.

При подъеме ковша его передние ролики попадают на горизонтальный участок и доходят до упора, а задние ролики продолжают двигаться прямолинейно, опрокидывая ковши и разгружая материал в приемный бункер.

11.2.5. Краны

Подъемный кран — это машина для захватывания, подъема и перемещения в горизонтальном направлении штучных и массовых грузов на сравнительно небольшие расстояния. Подъемные краны составляют особую группу грузоподъемных машин, характеризующуюся повторно-кратковременным режимом работы.

Кран состоит из остова в виде металлической конструкции и смонтированных на нем крановых механизмов.

Остов крана выполняют в виде консольных или пролетных конструкций. У консольных кранов груз подвешен к стреле, обычно укрепленной на поворотной части крана, и находится вне его опорного контура. У кранов пролетной конструкции груз подвешен к тележке, движущейся вдоль пролетного строения и находящейся в пределах опорного контура крана.

По конструкции грузоподъемные краны подразделяются на следующие типы:

- стреловые краны (рис 78), у которых грузозахватный орган подвешен к стреле или тележке, перемещающейся по стреле. К данному типу относятся башенные, мачтовые, консольные, самоходные, автомобильные и др.;

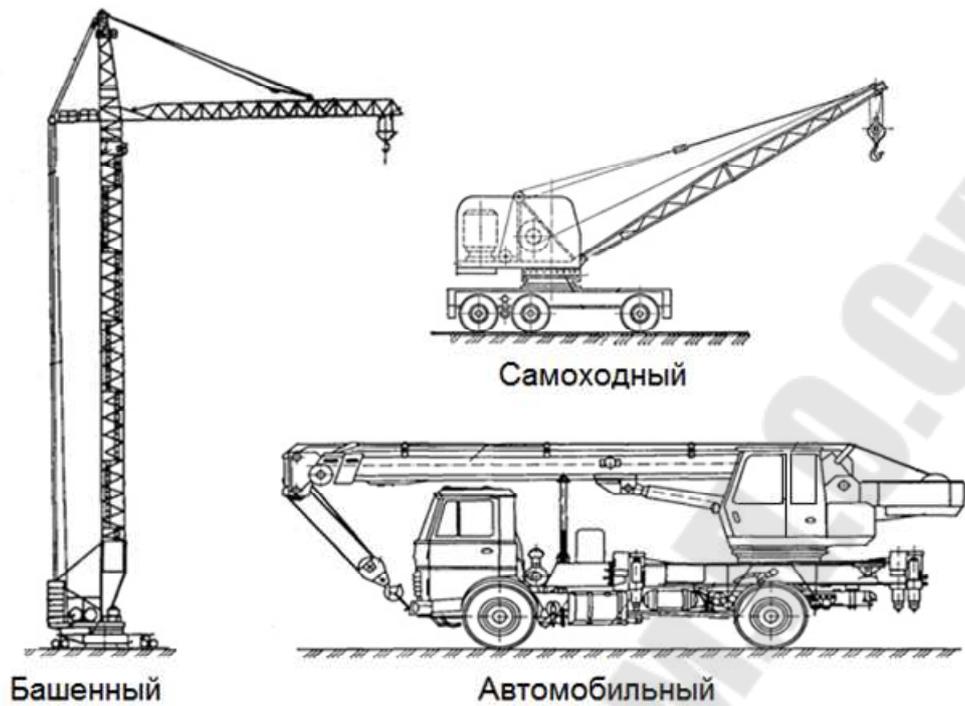


Рис. 78

- мостовые краны (рис. 79), у которых грузозахватный орган подвешен к грузовой тележке или тали, перемещающейся по мосту (мостовые, козловые, полукозловые);

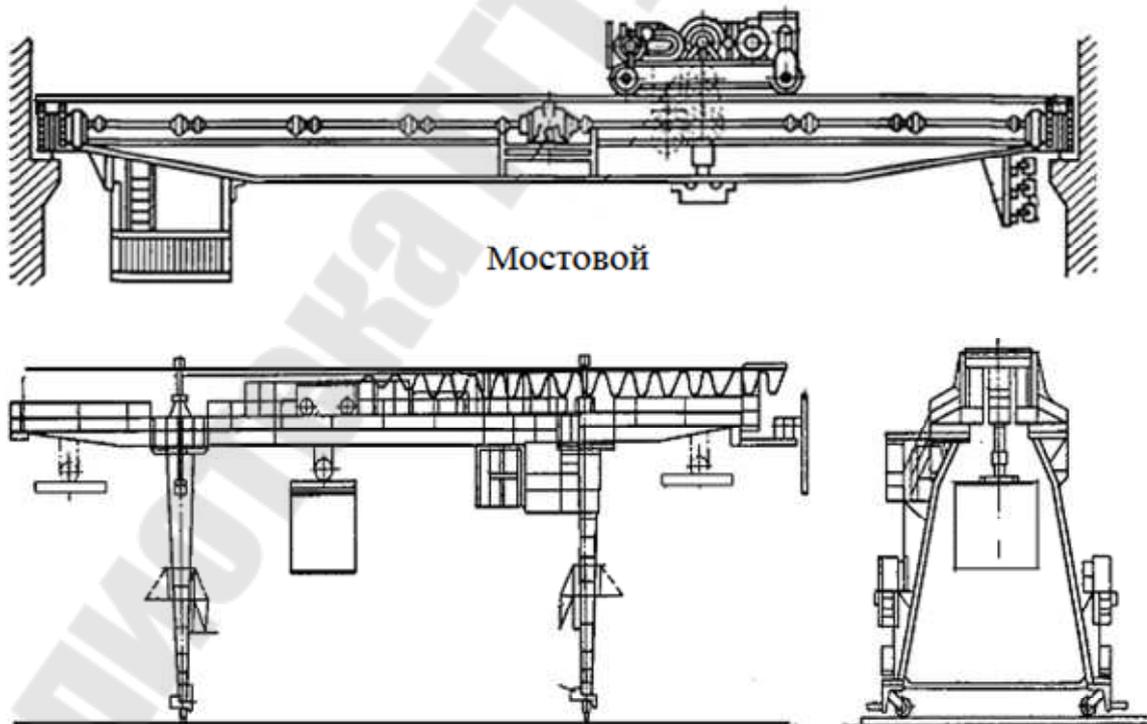


Рис. 79

Кабельные краны (рис. 80), у которых грузозахватный орган подвешен к грузовой тележке, перемещающейся по несущим канатам, закрепленным на двух опорах (кабельные, кабельно-мостовые).

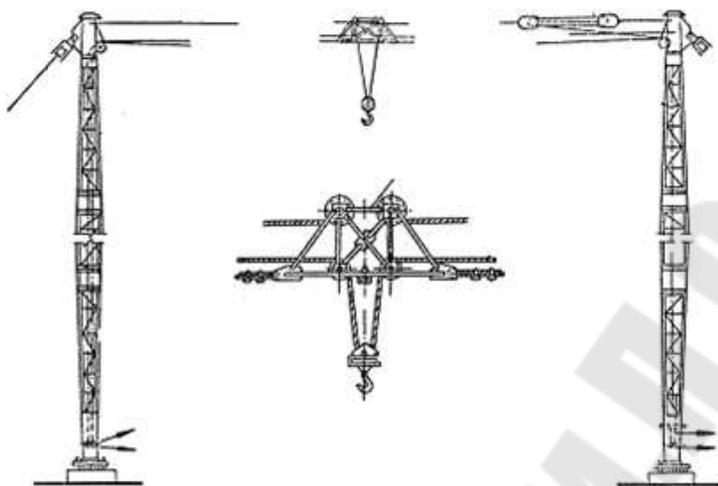


Рис. 80

Основными крановыми механизмами являются:

- а) механизм подъема, осуществляющий подъем (опускание) груза;
- б) механизм вращения поворотной части крана;
- в) механизм изменения вылета, изменяющий в стрелковых кранах положение грузовой тележки относительно остова;
- г) механизм передвижения крана.

11.2.6. Кран-балка

Кран-балка (рис. 81) является разновидностью подъемного крана мостового типа, у которого таль 3 с ручным или электрическим приводом передвигается по ездовой балке 1, перемещающейся по мосту 2.

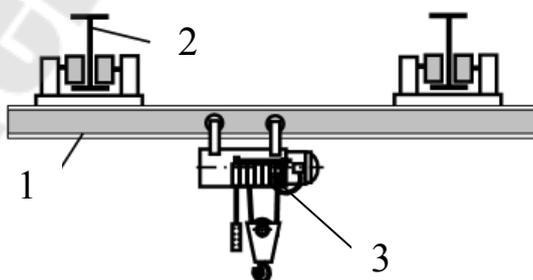


Рис. 81

12. Параметры машин периодического действия

К основным параметрам грузоподъемной машины относятся грузоподъемность, геометрические параметры, кинематические характеристики.

Грузоподъемность обозначает наибольшую массу груза, на подъем которого рассчитана машина. В величину грузоподъемности Q_n включаются масса груза и масса грузозахватных устройств, и определяется по зависимости

$$Q_n = Q_{гр} + Q_{гзу}$$

где $Q_{гр}$ – масса поднимаемого груза;

$Q_{гзу}$ – масса грузозахватных устройств.

Устойчивость самоходных и башенных кранов против опрокидывания в процессе работы характеризуется грузовым моментом $M_{гр}$, который определяется как произведение веса груза G на вылет стрелы L .

$$M_{гр} = G \cdot L.$$

Вылетом стрелы L называется расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

Пролетом крана $L_{п}$ называется горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути.

Высотой подъема H называется расстояние от уровня кранового пути до положения грузозахватного органа.

Глубиной опускания H_1 называется расстояние от уровня кранового пути до грузозахватного органа, находящегося в нижнем допустимом положении.

Диапазоном подъема называется расстояние по вертикали между верхним и нижним положением грузозахватного устройства $H + H_1$.

Кинематическими параметрами крана являются:

- скорость подъема груза $V_{п}$, м/с;
- скорость опускания груза $V_{оп}$, м/с;

- скорость передвижения всего крана или отдельных его частей (например, тележки по мосту мостового или козлового крана) $V_{\text{пер}}$, м/с;

- частота вращения поворотной части крана $n_{\text{вр}}$, об/мин;

- скорость изменения вылета груза в башенных кранах или скорость подъёма стрелы в порталных кранах $V_{\text{из}}$, м/с.

Производительность грузоподъёмных машин можно определять по массе, объёму или поштучно. Во всех случаях необходимо знать расчётное число циклов машины в единицу времени. Производительность крана может быть определена по формулам:

$$\text{- по массе } \Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_0\gamma_m}{T_{\text{ц}}}, \text{ кг/час;}$$

$$\text{- объёмная } \Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_0}{T_{\text{ц}}}, \text{ м}^3/\text{час;}$$

$$\text{- штучная } \Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2z}{T_{\text{ц}}}, \text{ шт/час,}$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий потери времени по технологическим и организационным причинам (межцикловые простои, перемещение крана к погрузочным зонам и др.);

β_2 – коэффициент, учитывающий потери времени на текущее обслуживание крана и его ремонт;

V_0 – объём, поднимаемого груза м^3 ;

γ_m – плотность перегружаемого материала, кг/м^3 ;

$T_{\text{ц}}$ – длительность цикла, с;

z – число единиц груза.

В общем случае:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{м}} + t_{\text{опер}} + t_{\text{доп}},$$

где $t_{\text{м}}$ – длительность составляющих цикла, выполняемых приводными механизмами крана (подъёма, перемещения тележки или самого крана, поворота стрелы или изменения её вылета):

$t_{\text{опер}}$ – длительность операций цикла, выполняемых при неработающих механизмах крана (ручная прицепка и отцепка груза, захват груза приводным грейфером и др.);

$t_{\text{доп}}$ – длительность составляющих цикла на успокоение груза от раскачивания, затрат времени на определение объема или массы грузов, и т.д.

Режим работы механизмов грузоподъемных машин периодического действия устанавливается в зависимости от условий их эксплуатации, который определяет запасы прочности при расчете деталей и узлов привода механизма.

Отношение времени работы механизма к полному времени цикла характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называется продолжительностью включения, выражается в процентах и обозначается:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{в}}}{T_{\text{ц}}} 100\%.$$

13. Детали и узлы машин периодического действия

Механизмы грузоподъемных машин состоят как из общестроительных деталей и узлов (муфт, передач, валов, осей и др.), так и специальных, к которым относятся канаты, цепи, блоки, барабаны, хватные приспособления, полиспасты и тормозные устройства.

13.1. Канаты

Стальные канаты применяют в строительных машинах в качестве гибких элементов. В том случае, если канат является составной частью механизма подъема, их называют подъемными или грузовыми; если же он используется в качестве тягового органа в составе механизма, перемещающего груз, масса которого воспринимается несущей конструкцией, их называют тяговыми.

Стальные проволочные канаты позволяют поднимать груз с большой скоростью, работают они бесшумно. Изготавливают канаты из стальной проволоки повышенной прочности диаметром 0,2 ... 3 мм. При одинаковом диаметре двух канатов наибольшей гибкостью будет обладать канат, выполненный из большого числа проволок.

Чаще всего применяют шестипрядные канаты (рис. 82).

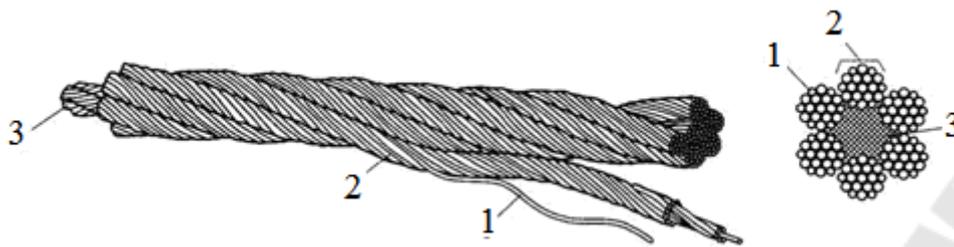


Рис. 82

Пряди 2, свитые вокруг сердечника 3, состоят из проволок 1, которые имеют точечное или линейное касание между слоями.

На практике при выборе каната ограничиваются его проверкой по разрушающей нагрузке без учета изгибов по зависимости:

$$S_{\text{разр}} \geq k \cdot S_{\text{max}},$$

где k – коэффициент запаса прочности, зависящий от режима работы;

$$S_{\text{max}} = \frac{Qg}{n_{\text{в}}\eta_{\text{п}}} - \text{максимальная нагрузка на канат};$$

Q – номинальная грузоподъемность;

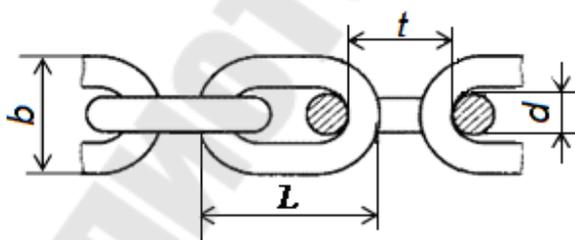
g – ускорение свободного падения;

$n_{\text{в}}$ – количество ветвей каната, воспринимаемых нагрузку;

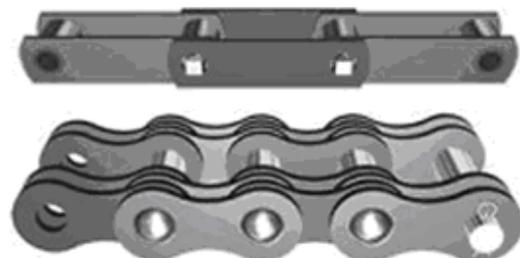
$\eta_{\text{п}}$ – коэффициент полезного действия полиспаста.

13.2. Цепи

Стальные цепи применяют в конструкциях строительных машин в качестве гибких элементов привода грузоподъемных и тяговых органов ручных талей, тяговых органов транспортирующих машин, а также в качестве стропов.



Сварная



Пластинчатая

Рис. 83

По конструкции и способу изготовления цепи (рис. 83) делят на сварные и пластинчатые цепи. Сварная цепь состоит из овальных взаимно перпендикулярных звеньев, что обеспечивает большую гибкость во всех направлениях и позволяет применять барабаны малых диаметров. Основные размеры звеньев: p – шаг цепи, d – диаметр проволоки, ширина звена b и длина звена L . Их применяют в подъемных машинах небольшой грузоподъемности. Чаще они применяются в качестве приспособлений для подвешивания груза к грузозахватным устройствам.

Тяговые пластинчатые цепи используют преимущественно в транспортирующих устройствах и установках. Звенья тяговой цепи обычно состоят из двух наружных и двух внутренних пластин удлиненной формы, соединенных шарнирно валиками.

По сравнению со сварными цепями пластинчатые цепи более надежные в работе, обладают более высокой подвижностью и меньшим трением в шарнире, чем в сопряженных местах звеньев сварной цепи.

Грузоподъемные цепи рассчитывают на растяжение исходя из необходимого коэффициента запаса прочности k , принимаемого по нормам Госгортехнадзора

$$k = \frac{S_{раз}}{S_{факт}},$$

где $S_{раз}$ – разрушающая нагрузка цепи, определяемая по табличным данным;

$S_{факт}$ – фактическая нагрузка, действующая на цепь.

Коэффициент запаса прочности сварных цепей, зависит от вида цепи, вида привода и условия эксплуатации.

13.3. Грузозахватные устройства

Грузозахватное приспособление – это устройство, соединяющее груз с краном. Оно навешивается на крюк крана, легко снимается с крюка и отсоединяется от груза.

К съемным грузозахватным приспособлениям относятся стропы, траверсы, захваты. К ним также следует отнести одноканатные грейферы, которые навешиваются на крюк крана.

13.3.1. Крюки

Крюки (рис. 84) являются наиболее широко применяемым грузозахватным приспособлением, к которым груз прикрепляется с помощью строп.

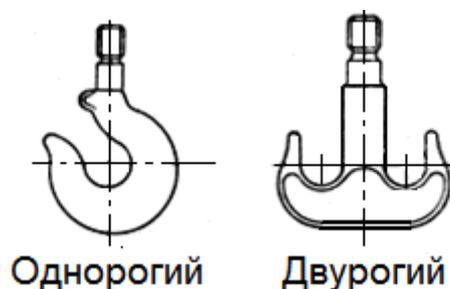


Рис. 84

Различают однорогие и двурогие крюки. Формы и размеры крюков стандартизированы. Крюк разрешается нагружать только в пределах допускаемой для него грузоподъемности, которая указывается на клейме, расположенном на крюке.

13.3.2. Блоки

Блоки применяют для изменения направления стальных канатов или как составную часть блочных систем. Канат, перемещаясь и огибая блоки, вращает их. По роду работы различают блоки с неподвижной осью (направляющие) и с подвижной осью (полиспастные). И те, и другие имеют одинаковое конструктивное исполнение.

Конструкция канатного блока (рис. 85) должна обеспечивать набеги на блок каната и исключать опасность выпадения каната из ручья.

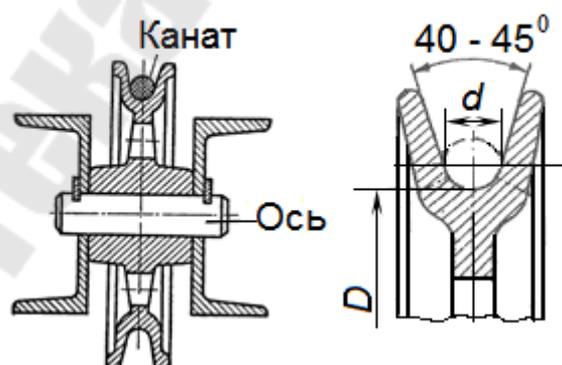


Рис. 85

Диаметр D по дну канавки канатного блока рассчитывается по зависимости:

$$D \geq d \cdot e,$$

где d – диаметр каната;

e – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы.

Коэффициент e выбирается по нормам Госгортехнадзора от 16 для стреловых кранов с легким режимом работы и до 35 для блоков с весьма тяжелым режимом работы.

13.3.3. Барабаны

Барабаны служат для преобразования вращательного движения привода механизма в поступательное движение подъема, опускания или подтягивания груза.

Поверхность барабана (рис. 86) может быть гладкой или желобчатой с винтовыми канавками. Барабаны с гладкой поверхностью применяются при многослойной навивке каната, а с желобчатой поверхностью – для однослойной навивки. С обеих сторон барабаны имеют реборды, выступающие над верхним слоем уложенного каната не менее чем на 2 его диаметра.

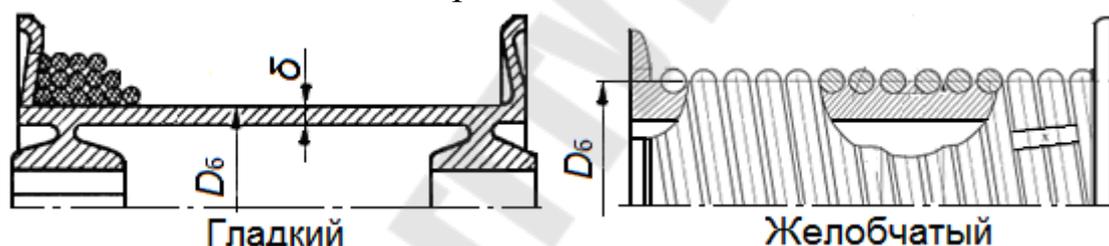


Рис. 86

Диаметр канатного барабана D_6 выбирают так же, как диаметра блока. Толщина стенки барабана определяют по эмпирической зависимости $\delta \approx 0,02D_6$.

Конструкция крепления каната на барабане предусматривает использование сил трения. Чаще всего конец каната закрепляют на барабане прижимающими планками (рис. 87).

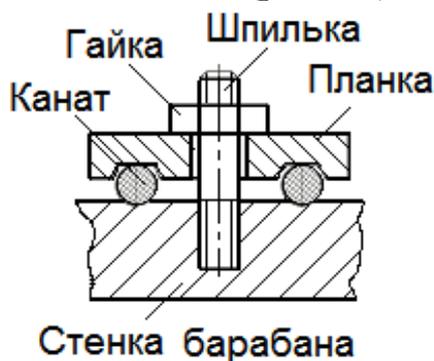


Рис. 87

13.3.4. Полиспасты

Полиспастом (рис. 88) называют систему, состоящую из нескольких подвижных и неподвижных блоков и каната, последовательно огибающего все блоки. Один конец полиспаста закрепляется на обойме подвижных или неподвижных блоков, а другой — на барабане лебедки.

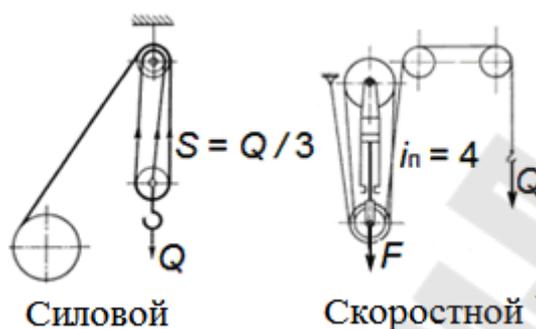


Рис. 88

Все полиспасты делятся на два вида: силовые и скоростные полиспасты.

Сила тяжести груза Q , подвешенного к обойме подвижного блока, распределяется на все рабочие ветви m каната. Каждая ветвь в статическом положении будет нагружена силой

$$S = \frac{Q}{m}.$$

Зависимость между тяговым усилием S_k на сбегающей ветви каната и подъемной силой полиспаста Q во время его работы приближенно выражается формулой:

$$S_k = \frac{Q}{m\eta^z},$$

где m — число рабочих ветвей полиспаста;

η — коэффициент полезного действия одного блока;

z — число блоков.

Основной характеристикой полиспаста является его кратность, которая на практике определяется по зависимости:

$$i_{\text{п}} = \frac{\text{Число нагруженных ветвей}}{\text{Число ветвей, наматываемых на барабан}}$$

В скоростных полиспастах скорость подъема груза определяется по зависимости:

$$V_{\text{гр}} = i_{\text{п}} V_{\text{шт}},$$

где $V_{\text{шт}}$ – скорость перемещения штока толкателя.

13.3.5. Стропы

Стропы (рис. 89) бывают следующих видов:

- канатные стропы, изготавливаемые из стальных канатов;
- цепные стропы, изготавливаемые из круглозвенных цепей;
- текстильные стропы, изготавливаемые из синтетических канатов и лент.



Рис. 89

Все указанные стропы, состоящие из захватов 1, ветвей 2 и навесного звена 3, имеют свои преимущества и недостатки.

Канатные стропы самые распространенные. Они надежны, в них легче вовремя обнаружить неисправность, но при большой грузоподъемности канатные стропы тяжелые и недостаточно гибкие.

Цепные стропы обладают большой гибкостью, но они еще более тяжелые, чем канатные.

Текстильные стропы легкие, гибкие, не деформируют груз. Текстильные стропы безопасней в эксплуатации, но они легко повреждаются от порезов, открытого огня, сварочных работ и ультрафиолетового излучения.

Коэффициент запаса прочности для стропы из стальных канатов должен быть не менее 6, из цепей – не менее 4 и из текстильных волокон – не менее 8.

Натяжение S каждой ветви многоветвевого стропа рассчитывают по формуле

$$S = \frac{Q}{n \cos \alpha},$$

где n – число ветвей стропа;

α – угол наклона стропа к вертикали.

При увеличении угла между ветвями возрастает не только натяжение ветвей и вероятность их разрыва, но и сжимающая составляющая натяжения, что может привести к разрушению груза.

13.3.6. Траверсы

Траверса (рис. 90) – это съемное грузозахватное приспособление, предназначенное для строповки длинномерных и крупногабаритных грузов. Она предохраняет поднимаемые грузы от воздействия сжимающих усилий, которые возникают при использовании стропов.



Рис. 90

По конструкции траверсы разделяют на плоскостные и пространственные траверсы.

Плоскостные траверсы применяют для строповки длинномерных грузов. Основной частью траверсы является балка 2, или ферма, которая воспринимает изгибающие нагрузки. К балке подвешиваются канатные или цепные ветви 1.

Пространственные траверсы применяют для строповки объемных конструкций, машин, оборудования.

13.3.7. Захваты

Для подъема массовых однотипных деталей применяют специальные грузозахватные приспособления (рис. 91) – клещевые и эксцентриковые захваты.

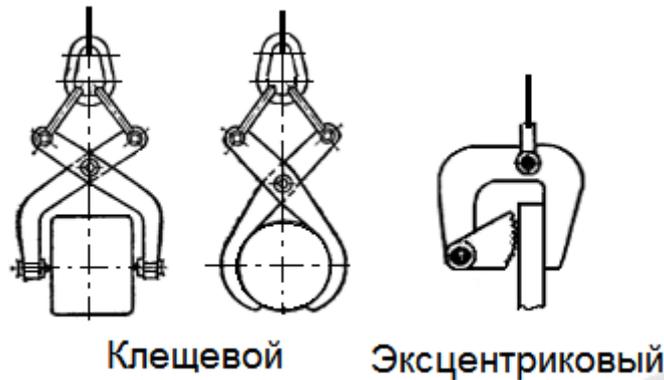


Рис. 91

Захваты удерживают груз силой трения, пропорциональной усилию, сжимающему груз.

13.3.8. Грейферы

Грейфер (рис. 92) представляет собой ковш для перемещения сыпучих, крупнокусковых грузов и круглого леса.



Рис. 92

По устройству замыкающего механизма различают грейферы одноканатные, двухканатные и моторные с электроприводом или гидроприводом.

Одноканатные грейферы применяют в качестве грузозахватного устройства, подвешиваемого к крюку грузоподъемного крана любого типа при перегрузке краном сыпучих и мелкокусковых материалов.

Двухканатные грейферы могут применяться только при наличии на машине двухбарабанной лебедки, приспособленной для работы с грейфером, а моторные механизмы применяются на кранах и экскаваторах с электрическим или гидравлическим приводом.

Усилие смыкания, которое может быть развито челюстями, зависит как от массы грейфера, так и от кратности замыкающего поли-

спаста. Чем больше сопротивление материала внедрению, тем больше должна быть масса грейфера, которую изменяют, путем навешивая на него или снимая с него специальные грузы.

13.4. Тормоза

Механизмы грузоподъемных машин снабжают тормозами, которые за счет сил трения, уменьшают скорость движения и останавливают поступательно перемещающие или вращательные массы.

В механизмах подъема тормоза останавливают груз и удерживают его в подвешенном состоянии, в механизмах передвижения и поворота – останавливают движущие или поворачивающиеся конструкции.

По направлению тормозного усилия относительно оси затормаживаемого вала тормоза разделяются на радиальные (ленточные и колодочные), у которых тормозное усилие направлено по радиусу тормозного шкива нормально к оси, и осевые (дисковые и конусные), у которых тормозное усилие направлено вдоль оси затормаживаемого вала.

Обычно тормоз находится на приводном валу, так как на нем действует минимальный крутящий момент и тормоз получается наиболее легким и компактным.

13.4.1. Ленточные тормоза

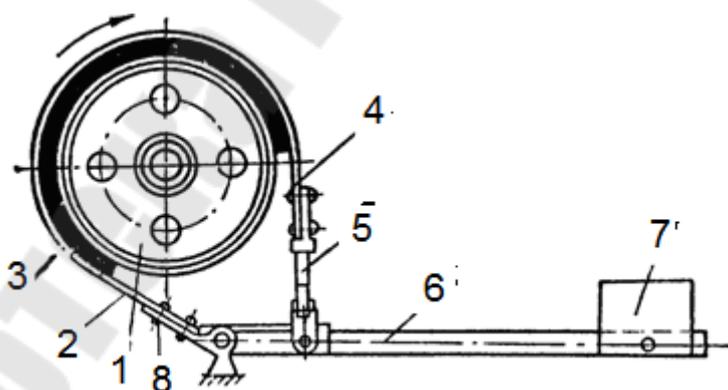


Рис. 93

Ленточный тормоз (рис. 93) состоит из тормозного шкива 1, который огибает упругая стальная лента 2. К рабочей поверхности ленты прикреплена фрикционная накладка 3 в виде сплошной ленты или отдельных секций. Стальная лента крепится набегающим концом 8 к станине или тормозному рычагу, а сбегающим концом 4 с помощью винтовой стяжки 5 крепится к тормозному рычагу 6. Торможение

происходит в результате затягивания ленты под действием замыкающего груза 7 или пружины, а также при нажатии на рычаг ногой.

Управлять работой тормоза можно вручную, с помощью магнита, а также гидравлической или пневматической системой.

Угол обхвата лентой тормозных шкивов может достигать 270° , а величина отхода ленты – до 3 мм.

Ленточные тормоза малогабаритны, создают значительный тормозной момент, просты по конструкции. Основными недостатками этих тормозов является значительная односторонняя сила, изгибающая вал, и неравномерность распределения давления и износа по дуге обхвата.

В зависимости от вида присоединения концов ленты к рычагу приводного механизма различают простой, дифференциальный и суммирующий ленточный тормоз (рис. 94).



Рис. 94

У простого ленточного тормоза конец набегающей ленты крепится в шарнире рычага, а именно в точке O .

Концы ленты дифференциального ленточного механизма крепятся по разные стороны от шарнира рычага.

Суммирующий ленточный тормоз отличается тем, что оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу в одной точке. Суммирующие тормоза применяют в реверсивных механизмах передвижения и вращения.

13.4.2. Колодочные тормоза

Различают колодочные тормоза с внешним и внутренним расположением колодок. Наибольшее распространение получили колодочные тормоза с внешним расположением колодок (рис. 95), когда сила трения при торможении возникает в результате контактирования фрикционной накладки с внешней образующей поверхностью тормозного шкива.

Одноколодочные тормоза применяются редко, так как при торможении они создают значительное усилие, изгибающее тормозной вал.

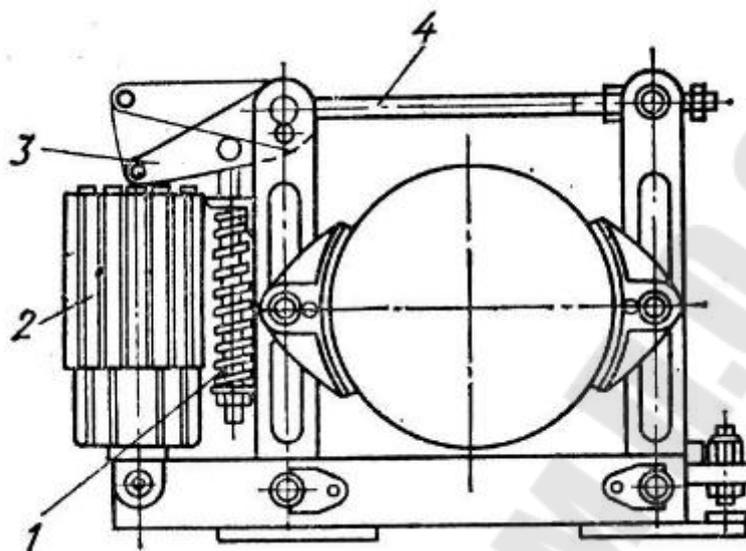


Рис. 95

1 – пружина; 2 – гидротолкатель; 3 – угловой рычаг; 4 – тяга.

13.4.3. Дисковые тормоза

Дисковый тормоз (рис. 96) состоит из неподвижного 1 и вращающегося диска 2 с фрикционным покрытием.

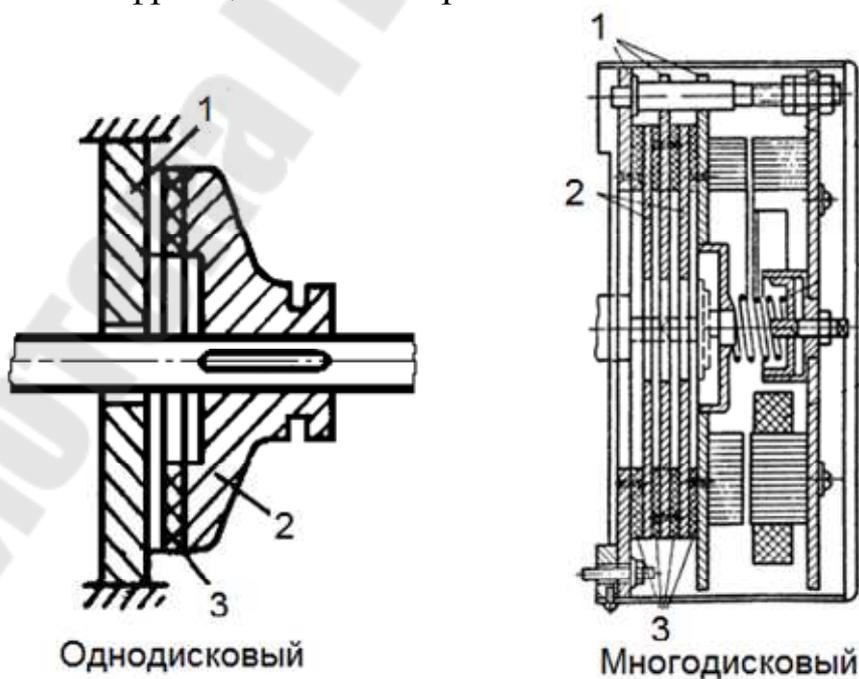


Рис. 96

Замыкание тормоза происходит в результате осевого перемещения вместе с валом вращающегося диска 2 и прижатия его к неподвижному диску 1.

Для уменьшения тормозного усилия применяются многодисковые тормоза.

13.4.4. Конусные тормоза

Конусный тормоз (рис. 97) состоит из неподвижного 1 и вращающегося 2 дисков.

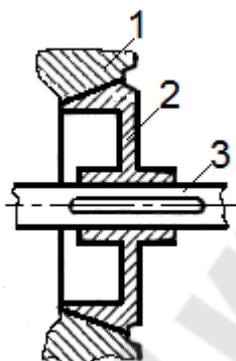


Рис. 97

Тормозной момент в конусном тормозе создается при прижатии вращающегося конусного диска 2, установленного подвижно на тормозном валу 3, к не вращающемуся диску с конусной выточкой 1.

13.5. Остановы

Для удержания груза в подвешенном состоянии применяются остановки, которые не препятствуют подъему груза и исключают возможность его самопроизвольного опускания под действием собственного веса.

Остановы в основном применяются в лебедках, таях и домкратах для надежного фиксирования поднятого груза в заданном положении, позволяя валу или барабану лебедки вращаться в одном направлении, и препятствуя вращению в обратную сторону.

По конструктивному исполнению остановки подразделяются на храповые и фрикционные.

13.5.1. Храповые остановки

В грузоподъемных машинах в основном применяют храповые остановки (рис. 98).

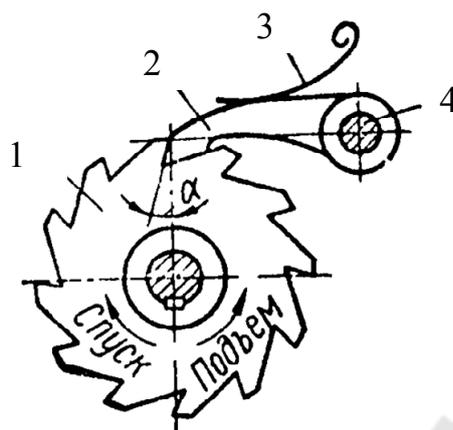


Рис. 98

Он состоит из храпового колеса 1 с зубьями специальной формы, которое закреплено на валу или на барабане механизма подъема, и подвижного упора 2, ось которого 4 укреплена на неподвижном основании и прижата пружиной 3. Подвижный упор называют «собачкой». Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Местом установки храпового механизма обычно является быстроходный вал привода с наименьшим крутящим моментом.

Собачка при вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменится на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку колеса, соскользнет во впадину и прижмется к рабочей грани зуба торцевой поверхностью, создавая необходимый упор.

13.5.2. Фрикционные остановы

Действие фрикционных остановов основано на использовании силы трения. Они являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки и минимальный угол холостого хода, предшествующий заклиниванию.

Роликовый останов (рис. 99) состоит из корпуса 1, втулки 2, соединенной с валом механизм, и роликов 3.

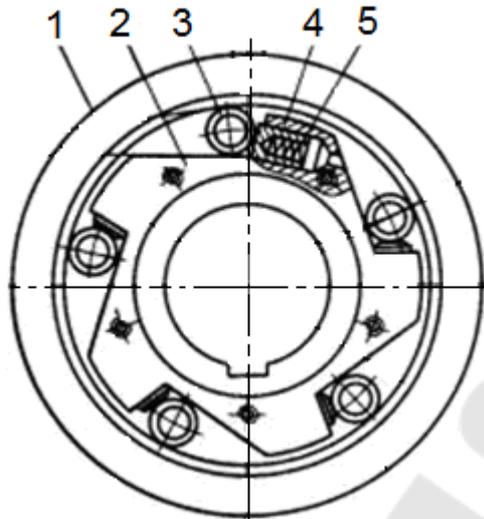


Рис. 99

При вращении втулки 2 против часовой стрелки ролики увлекаются силами трения в наиболее широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2 относительно корпуса 1. При изменении направления вращения втулки ролики заходят в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию.

Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию основания включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

14. Механизмы подъемно-транспортных машин

14.1. Механизм подъема груза

При помощи механизма подъема осуществляется вертикальное перемещение груза, удержание его на весу и опускание в заданном месте на опорную поверхность.

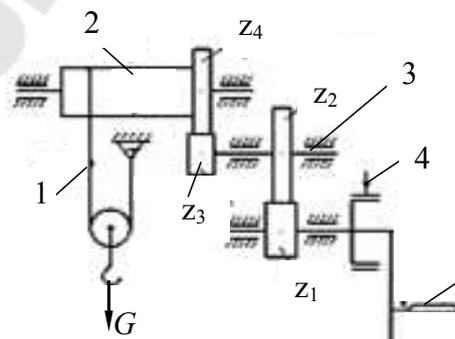


Рис. 100

По типу привода их можно разделить на механизмы с ручным приводом и электрическим приводом.

Механизм подъема с ручным приводом (рис. 100) состоит из гибкого рабочего элемента 1, навиваемого на барабан 2, из механической передачи 3, снабженной тормозным устройством 4, и приводной рукоятки 5.

Усилие рабочего, приложенное к рукоятке, определяется по зависимости:

$$F_{\text{раб}} = \frac{G \cdot D_{\text{б}}}{2l \cdot i_{\text{зп}} \cdot \eta \cdot i_{\text{п}}},$$

где G – вес поднимаемого груза;

$D_{\text{б}}$ – диаметр барабана;

l – длина рукоятки;

$i_{\text{зп}}$ – передаточное отношение зубчатого механизма;

η – общий коэффициент полезного действия механизма подъема;

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста.

Скорость подъема груза

$$V_{\text{гр}} = \frac{V_{\text{раб}} \cdot D_{\text{б}}}{2l \cdot i_{\text{зп}} \cdot i_{\text{п}}},$$

где $V_{\text{раб}}$ – окружная скорость рукоятки.

Механизм подъема груза с электрическим приводом имеет принципиальную схему, приведенную на рис. 101.

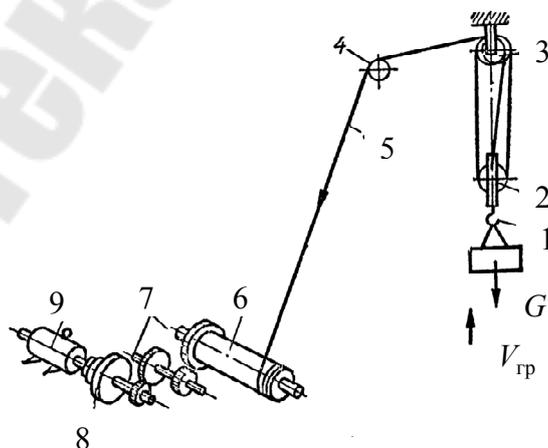


Рис. 101

На крюк 1, прикрепленный к подвижной обойме канатного полиспаста 2, подвешен груз G . Сбегающая с неподвижного блока 3

через отклоняющий блок 4 ветвь каната 5 навивается на барабан 6, который приводится в движение двигателем 9 при помощи зубчатых передач 7. На валу двигателя установлен тормозной шкив 8. В качестве тормозного шкива используется одна из половин упругой муфты, соединяющей вал двигателя с валом ведущего звена механизма. Этот тормоз предназначен для удержания груза на весу.

При проектировании механизма подъема груза, кроме грузоподъемности Q , задается требуемыми условиями работы скорость подъема груза $V_{гр}$.

При расчете механизма подъема решаются следующие задачи:

- выбор схемы подвеса груза;
- выбор барабана;
- определение мощности двигателя и выбор типа двигателя;
- выбор редуктора;
- определение потребного тормозного момента и выбор типа тормоза.

14.2. Механизм передвижения

Механизм передвижения представляет собой устройство для передвижения крана или тележки по горизонтали.

Механизмы передвижения разделяют на два вида: с приводными колесами и канатной или цепной тягой. Механизм с приводными колесами установлен непосредственно на перемещаемом объекте, а механизм с канатной тягой расположен отдельно от перемещаемого объекта и соединен с ним гибким элементом.

Одна из применяемых схем механизма передвижения с ходовыми колесами показана на рис. 102.

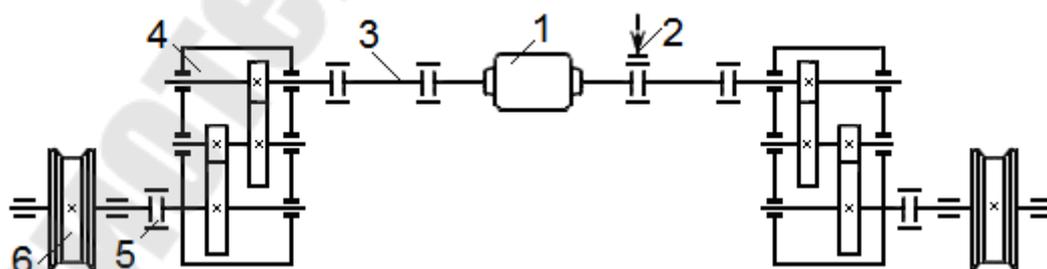


Рис. 102

- 1 – электродвигатель; 2 – тормоз; 3 – трансмиссионный вал;
4 – редуктор; 5 – соединительная муфта; 6 – ходовое колесо

Механизмы передвижения с канатной тягой (рис. 103) применяются в козловых, башенных, кабельных кранах. Они позволяют уменьшить нагрузку на пролетную часть крана или стрелу, а так же обеспечить движение грузовой тележки по наклонному пути.

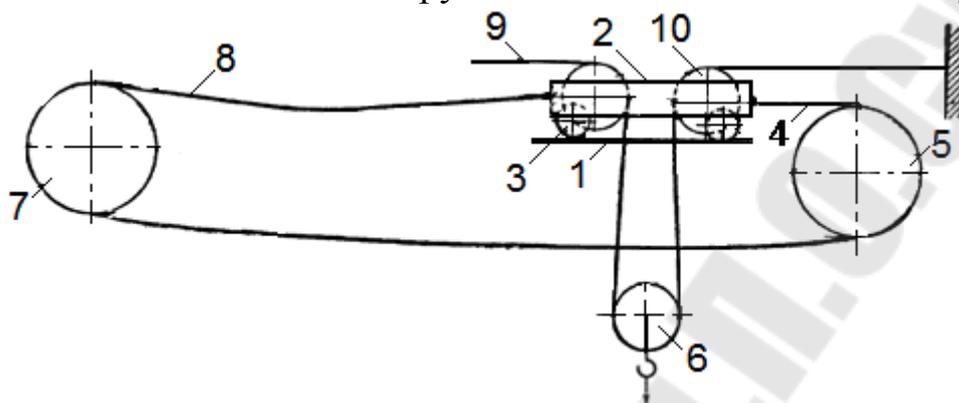


Рис. 103

По ходовому пути 1 перемещается грузовая тележка, имеющая жесткую раму 2 и ходовые катки 3. Перемещение обеспечивают тяговые канаты 4 и 8. Одним концом они закреплены на раме тележки, а другой конец этих канатов запасован на барабане привода 7. При этом канат огибает стационарно установленный обводной блок 5. Барабан имеет два нарезных рабочих участка, и канаты на нем располагаются так, что при вращении в одну сторону одна из ветвей наматывается на барабан, а другая сматывается, передавая тяговое усилие тележке и перемещая ее. При изменении направления вращения тележка перемещается в другую сторону.

На тележке установлены блоки 10 подъемного каната 9, на котором подвешена крюковая обойма 6.

14.3. Механизм поворота

Механизм поворота служит для вращения металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие работы этого механизма от механизма подъема в том, что при повороте отсутствуют поступательно движущие массы, а имеются только вращательные массы.

Кинематическая схема механизма поворота автомобильного башенного крана приведена на рис. 104. Механизм поворота состоит из электродвигателя 1, тормоза 2, маховика 3, цилиндрического 4 и конического 5 редукторов, и зубчатого венца поворотного круга 6 на платформе.

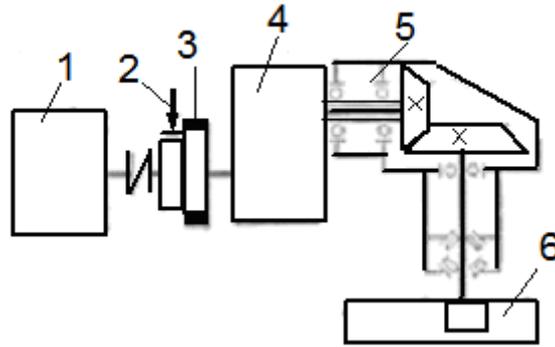


Рис. 104

Оба редуктора и электродвигатель с тормозом закреплены на поворотной платформе крана. Цилиндрическая шестерня вертикального вала находится в зацеплении с венцом 6 ходовой рамы, находящейся на автомобиле. Для повышения плавности работы механизма тормозной шкив выполнен как одно целое с маховиком.

Существуют и другие схемы механизмов поворота. В конструкциях этих механизмов поворота может применяться червячный редуктор или планетарный редуктор. Двигатель может иметь вертикальное расположение.

14.4. Механизм изменения вылета стрелы

Назначение механизма изменения вылета стрелы изменять наклон стрелы, закрепленной шарнирно у основания, путем подъема или опускания ее головной части, а также обеспечивать удержание стрелы с грузом в заданном наклонном положении. У стреловых кранов при изменении наклона стрелы меняется не только вылет крюка, но и высота подъема крюка.



Рис. 105

Существует несколько способов изменения вылета стрелы: изменением угла наклона подъемно-опускной системы стрелы; выдвиганием от-

дельных секций телескопически раздвижной стрелы и изменением взаимного расположения отдельных секций шарнирно-сочлененной стрелы.

Различают краны с обычными стрелами и краны с уравновешенными стреловыми устройствами. Краны с обычными стрелами не обеспечивают горизонтальное перемещение груза, т.е. при качании стрелы происходит подъем или опускание груза.

В уравновешенных стрелах (рис. 105) груз перемещается по траектории близкой к горизонтальной.

К схемам, обеспечивающим горизонтальное перемещение груза, относятся стрела с уравнительным полиспастом и шарнирно-сочлененные стрелы с гибкой или жесткой оттяжкой.

15. Машины непрерывного действия

15.1. Общие понятия и определения

Транспортирующими машинами непрерывного действия называют машины, которые перемещают насыпные или штучные грузы непрерывным потоком. От других видов транспорта они отличаются фиксированной в пространстве траекторией перемещения груза и называют их транспортерами.

Рабочими органами транспортеров могут быть прорезиненные ленты, цепи, винты, ролики или трубы. В связи с этим транспортеры называют соответственно ленточными, цепными, шнековыми и т.д.

Если транспортер перемещает груз в вертикальной плоскости, то его называют элеватором.

Если на транспортере помимо перемещения объекта над ним выполняются какие-либо технологические операции, то такой транспортер называют конвейером.

По принципу действия транспортирующие машины классифицируют на две группы: транспортирующие машины с тяговым органом, в которых груз перемещается вместе с тяговым органом, и транспортирующие машины без тягового органа.

К транспортирующим машинам первой группы относятся ленточные, пластинчатые, скребковые и ковшовые транспортеры, элеваторы и подвесные канатные дороги.

К транспортирующим машинам второй группы относятся качающие, винтовые, вибрационные, пневматические и гидравлические транспортеры, гравитационные устройства.

15.2. Ленточные транспортеры

Ленточные транспортеры (рис. 106) является наиболее распространенным средством непрерывного транспорта благодаря высокой производительности, большой длине транспортирования, высокой надежности, простоте конструкции и эксплуатации.

Основным элементом ленточного транспортера является замкнутая лента, огибающая концевые барабаны, один из которых, как правило, является приводным, другой – натяжным.

Поступательное движение транспортер получает от фрикционного привода, необходимое первоначальное натяжение ленты обеспечивается натяжным устройством.

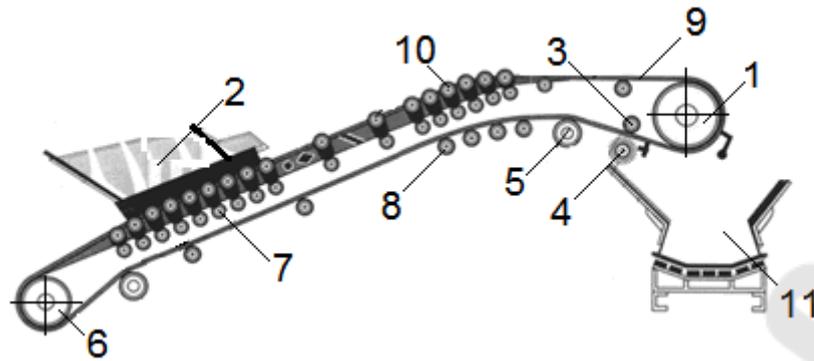


Рис. 106

1 – приводной барабан, 2 – загрузочный лоток, 3 – прижимной ролик, 4 – очистное устройство, 5 – отклоняющий барабан, 6 – натяжной барабан, 7 – амортизирующие ролики, 8 – нижние роlikоопоры, 9 – лента, 10 – верхние роlikоопоры, 11 – приемный бункер

На верхней ветви ленты перемещается транспортируемый груз, и она является грузонесущей. Нижняя ветвь является холостой. На всем протяжении трассы лента поддерживается роlikоопорами. В зависимости от конструкции роlikоопор лента имеет плоскую или желобчатую форму.

Груз поступает на ленту через загрузочное устройство, разгрузка производится с концевой барабана в приемный бункер.

Для очистки рабочей стороны ленты от оставшихся частиц устанавливают вращающиеся щётки или неподвижный скребок.

Расчетная ширина ленты при заданной производительности Q_{\max} и скорости V транспортера определяется по формуле

$$B_p = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q_{\max}}{k_n V \rho k_\beta}} + 0,05 \right),$$

где k_n – коэффициент, зависящий от типа роlikоопор;

ρ – насыпная плотность транспортируемого груза;

k_β – коэффициент зависящий, от угла наклона транспортера.

Площадь поперечного сечения насыпного груза на движущейся ленте зависит от ее ширины и ширины находящейся на ней насыпного груза, тапа роlikоопор, угла естественного откоса груза.

Скорость движения ленты транспортера зависит от типа транспортируемого груза, ширины ленты, угла наклона транспортера,

наличия узлов промежуточной загрузки и разгрузки. Увеличение скорости движения вызывает уменьшение распределенной нагрузки.

Однако при транспортировании на большой скорости крупнокусковых грузов возникает ударная нагрузка на ленту и роlikоопоры, а у пылевидных грузов наблюдается повышенное сопротивление воздуха, что приводит к пылению и потерям груза.

Производительность ленточного транспортера определяется по формуле

$$Q = 3600FV\rho,$$

где F – площадь поперечного сечения груза на ленте.

Расчетная мощность электродвигателя привода ленточного транспортера

$$P = (k_1LV + 0,00015QL \pm 0,0027QH)k_2,$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от ширины ленты и длины транспортера;

L – длина транспортера;

H – высота подъема.

15.3. Пластинчатые транспортеры

Пластинчатыми транспортерами (рис. 107) называют машины непрерывного действия, грузонесущим элементом которых является жесткий металлический или деревянный, пластмассовый, резиноканевый настил, состоящий из отдельных пластин.

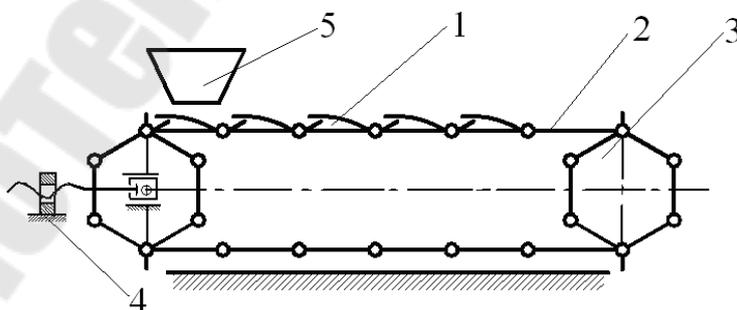


Рис. 107

Пластинчатый транспортер имеет станину, на концах которой установлены две звездочки – приводная 3 с приводом и натяжная с натяжным устройством 4. Бесконечный настил 1, состоящий из от-

дельных пластин, закрепляется к ходовой части, состоящей из одной или двух тяговых цепей 2, которые огибают концевые звездочки и входят в зацеплении с их зубьями.

Транспортер загружается через одну или несколько воронок 5 в любом месте трассы, а разгружается через концевую звездочку.

Пластинчатые транспортеры используют для транспортирования в горизонтальном и наклонном направлениях насыпных и штучных грузов.

На пластинчатых транспортерах можно перемещать крупнокусковые и абразивные материалы, а также тяжелые штучные грузы.

Пластинчатые транспортеры классифицируют по конструкции настила, конфигурации трассы и назначению. По назначению различают стационарные и передвижные пластинчатые транспортеры.

К преимуществам пластинчатых транспортеров по сравнению с ленточными транспортерами относится:

- 1) возможность транспортирования тяжелых крупнокусковых, остrokромочных и горячих грузов;
- 2) спокойный и бесшумный ход;
- 3) возможность загрузки без применения питателей;
- 4) возможность установки промежуточных приводов, что позволяет увеличить трассу транспортирования;
- 5) высокая производительность при небольшой скорости движения.

Недостатками пластинчатых транспортеров являются: большая масса настила и цепей и их высокая стоимость; наличие большого количества шарниров цепей, требующих дополнительного обслуживания; сложность замены изношенных катков тяговых цепей; большие сопротивления движению.

Исходными данными для расчета являются: производительность; конфигурация трассы; характеристика транспортируемого груза; скорость движения полотна; режим работы.

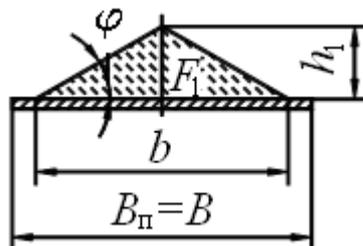


Рис. 108

Площадь сечения F_1 насыпного груза на настиле без бортов (рис. 108)

$$F_1 = \frac{bh_1c_2}{2} = \frac{c_2b^2tg\varphi_1}{4},$$

где h_1 – высота треугольника;

c_2 – коэффициент, учитывающий уменьшение площади на наклонном конвейере;

φ_1 – угол естественного откоса груза в движении;

b – основание треугольника.

Производительность конвейера

$$Q_{\text{п}} = 3600F_1\rho V$$

15.4. Скребокковые транспортеры

К скребокковым транспортерам относятся разнообразные по конструкции транспортирующие машины, в которых груз перемещается волочением по неподвижному открытому или закрытому желобу или трубе прямоугольного или круглого сечения при помощи движущихся скребков, прикрепленных к тяговому элементу. Скребокковые транспортеры применяют для транспортирования пылевидных, зернистых и крупнокусковых сыпучих грузов, а также для охлаждения горячих грузов: золы, шлака и др.

Скребокковый транспортер со сплошными высокими скребками (рис. 109) состоит из открытого желоба 1, укрепленного на станине. Вдоль желоба перемещается тяговая цепь 3, с закрепленными на ней скребками 2, и огибающая натяжную звездочку 5 и приводную звездочку 6.

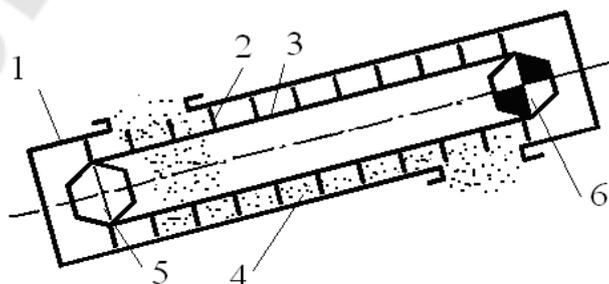


Рис. 109

Движение тяговая цепь получает от привода, а первоначальное натяжение – от натяжного устройства. Транспортируемый груз 4 засыпается в желоб в любом месте трассы, разгрузка может производиться в любом месте по его длине с помощью люков в днище желоба, перекрываемых шиберными затворами.

В качестве гибких тяговых элементов в основном используются цепи. При цепном тяговом элементе шаг скребков кратен шагу цепи. Рабочей ветвью транспортера обычно является нижняя, реже – верхняя ветвь, используются транспортеры с двумя рабочими ветвями, по которым груз может перемещаться одновременно в обе стороны. Нижняя грузонесущая ветвь цепи проходит внутри каркаса и огибает концевые звездочки, обратная ветвь располагается в верхней части каркаса и движется по направляющим путям или роликам.

Скребковые транспортеры нашли широкое применение в угольных шахтах, на обогатительных фабриках, на предприятиях химической и пищевой промышленности, на животноводческих комплексах.

Скребковые транспортеры классифицируют по следующим признакам:

- 1) по форме скребков: со сплошными и контурными скребками;
- 2) по высоте скребков: с высокими и низкими скребками;
- 3) отдельную группу составляют трубчатые скребковые транспортеры с пространственной трассой.

По характеру движения скребковые транспортеры выполняют с непрерывным поступательным движением и с возвратно-поступательным движением: штанговые скребковые транспортеры с шарнирно закрепленными на жесткой штанге сплошными скребками или с жестко закрепленными скребками-шипами.

В скребковых транспортерах с низкими скребками груз перемещается в желобе транспортере сплошным слоем, высота которого в 2–6 раз больше высоты скребков.

Преимуществами скребковых транспортеров являются: простота конструкции и устройства промежуточной загрузки и разгрузки; возможность герметичного транспортирования пылящих и горячих грузов.

К недостаткам скребковых транспортеров относятся:

- 1) интенсивный износ ходовой части и желоба;
- 2) значительный расход энергии из-за трения ходовой части о желоб;

3) заклинивание кусков груза между скребками и желобом при перемещении грузов с трудно дробимыми кусками.

Основным параметром скребкового транспортера является ширина скребка или скребковой цепи, для трубчатых скребковых транспортеров – наружный диаметр трубы.

При перемещении кусковых грузов шаг скребков должен выбираться большим, чем размер наибольшего куска груза. Шаг скребков

$$a_c = 2t_{ц} \text{ или } a_c = (2...4)h_c,$$

где $t_{ц}$ – шаг цепи;

h_c – высота скребка

Производительность скребкового транспортера

$$Q_T = 3600F\rho V = 3600B_{ж}h_{ж}\psi c_{и}\rho V,$$

где F – расчетная площадь сечения груза в желобе;

ρ – плотность груза;

V – скорость транспортирования;

ψ – коэффициент заполнения желоба;

$c_{и}$ – коэффициент использования объема желоба.

15.5. Ковшовые транспортеры

Ковшовые транспортеры (рис. 110) имеют схемы трассы такие же, как и скребково-ковшовые, но их конструкции и способ перемещения груза имеют существенные отличия.

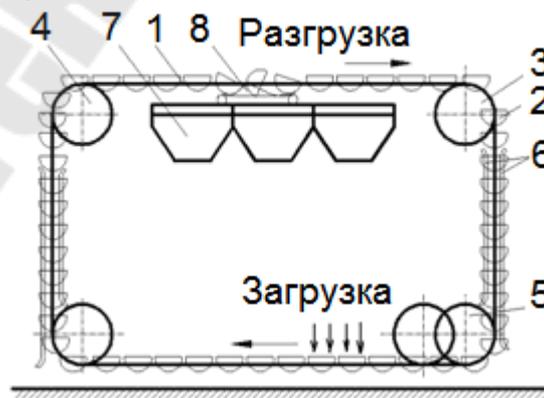


Рис. 110

Ковшовые транспортеры перемещают сухие, хорошо сыпучие пылевидные, зернистые и мелкокусковые грузы.

Ковши 2 размещаются между двумя пластинчатыми катковыми цепями 1 на свободных шарнирах, ось подвешивания ковша располагается выше его центра тяжести, благодаря чему ковши постоянно сохраняют устойчивое отвесное положение на всех участках трассы без дополнительной фиксации и автоматический возврат в исходное положение после опрокидывания для разгрузки.

В конструкции ковшового транспортера входят отклоняющие звездочки 4, направляющие рельсы 6, разгрузочное устройство 8 и приемный бункер 7.

Движение полотна передается от редукторного привода 3 с тормозным устройством. Натяжение цепей производится с помощью натяжного устройства 5.

Привод устанавливается после участков с наибольшим сопротивлением, а натяжное устройство устанавливается в месте спуска холостой ветви транспортера.

Расчет ковшового транспортера выполняется в два этапа: предварительное определение основных параметров и ходовой части по исходным данным; поверочный расчет с параметрами, определенными в первом этапе.

Производительность ковшового транспортера

$$Q = \frac{3,6V_0V\rho\psi}{a_k},$$

где V_0 – объем ковша, л;

V – скорость конвейера, м/с;

ψ – коэффициент заполнения ковшей;

a_k – шаг ковшей, м.

Размеры ковша проверяют по условию кусковатости.

15.6. Винтовые транспортеры

Винтовые транспортеры (рис. 111) относятся к группе транспортирующих машин без тягового органа и используются в химической и мукомольной промышленности, при производстве строительных материалов для транспортирования пылевидных, порошкообразных и реже мелкокусовых грузов на небольшое расстояние в горизонтальном или вертикальном направлении.

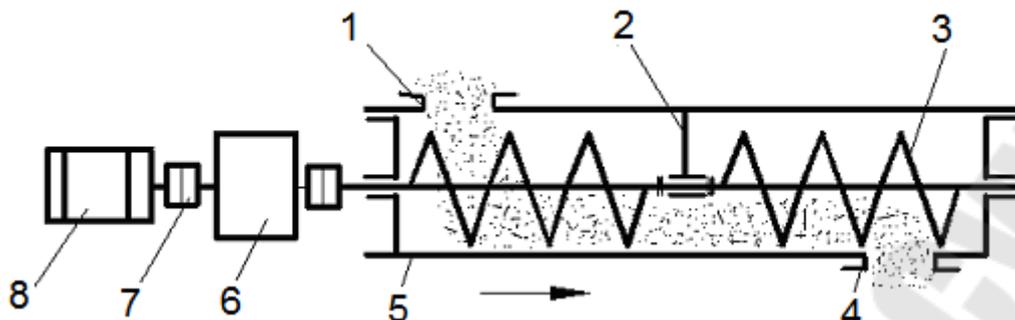


Рис. 111

Горизонтальный транспортер состоит из неподвижного желоба 5 в форме полуцилиндра, закрытого сверху крышкой, имеющего загрузочное 1 и разгрузочное 4 устройство. Привод транспортера включает электродвигатель 8, редуктор 6 и две муфты 7. Приводной вал, с прикрепленными к нему витками транспортирующего винта 3 опирается на концевые и промежуточные подшипниковые опоры 2.

Насыпной груз подается в желоб через одно или несколько отверстий, перемещение груза по желобу обеспечивается витками вращающегося винта, при этом груз перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспортирования, как гайка вдоль винта, а затем высыпается через одно или несколько разгрузочных отверстий с затворами, расположенных в днище желоба.

Винт конвейера представляет собой трубу с приваренными к ней лопастями, изготовленными из стального листа. Винты транспортера изготовляют различной конструкции (рис. 112).

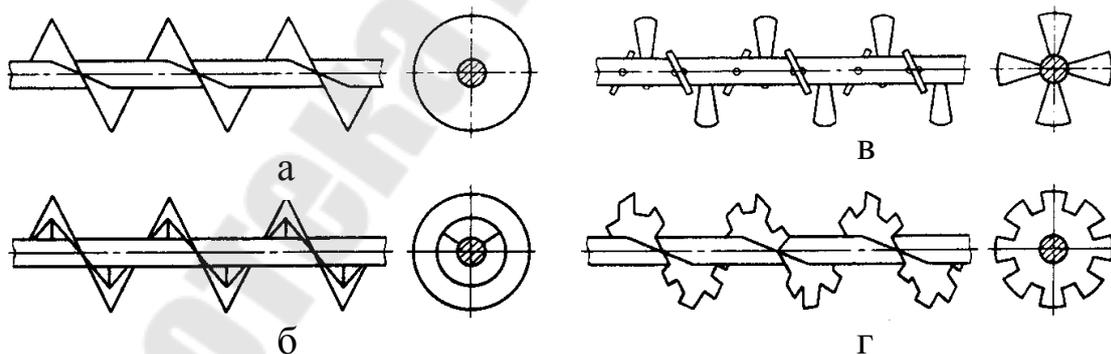


Рис. 112

а – сплошной; б – ленточный; в – лопастной; г – фасонный

Вертикальные винтовые транспортеры (рис. 113) относятся к транспортерам специального типа и состоят из вала со сплошными винтовыми витками, вращающегося в цилиндрическом кожухе, горизонтального винта-питателя и одного или двух отдельных приводов.

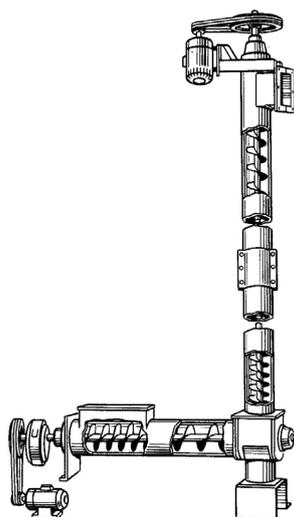


Рис. 113

Винтовыми транспортерами не рекомендуется перемещать липкие и влажные, сильно уплотняющиеся и высоко абразивные грузы, а также грузы, дробление которых снижает их качество. Транспортирование абразивных материалов винтовыми транспортерами приводит к быстрому изнашиванию винта и желоба; очень липкие грузы налипают на винт и вращаются вместе с ним, не перемещаясь вдоль желоба.

К достоинствам винтовых транспортеров относятся компактность, простота конструкции и обслуживания, надежность в эксплуатации, удобство промежуточной разгрузки, герметичность и пригодность для транспортирования горячих, пылящих и токсичных материалов.

Недостатками являются: повышенная энергоемкость, измельчение грузов в процессе транспортирования, повышенный износ винта и желоба, ограниченная длина, высокая чувствительность к перегрузкам, возможность образования заторов.

Исходными данными для расчета винтового транспортера являются:

- характеристика транспортируемого груза;
- высота и длина перемещения;
- производительность конвейера.

Производительность горизонтальных и пологонаклонных винтовых транспортеров

$$Q = 47D^2Ctn\psi\rho,$$

где D – диаметр трубы, м;

C – поправочный коэффициент, зависящий от угла наклона транспортера;

t – шаг винта, м;

n – частота вращения винта, мин^{-1} ;

ψ – коэффициент наполнения желоба;

ρ – насыпная плотность груза, т/м^3 .

15.7. Роликовые транспортеры

Роликовые транспортеры (рис. 114) служат для перемещения штучных грузов. На неподвижных осях рамы транспортера в подшипниках вращаются ролики.

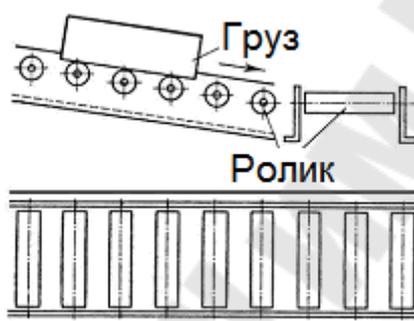


Рис. 114

Длина ролика должна быть больше ширины или диаметра груза, а расстояние между роликами меньше половины длины груза.

Роликовые транспортеры бывают 2 типов: гравитационные и приводные.

В гравитационных транспортерах, устанавливаемых с уклоном до 5° , ролики свободно вращаются под действием силы тяжести перемещаемого груза. В приводных транспортерах ролики имеют групповой привод от двигателя. Такие транспортеры применяют, когда нужно обеспечить постоянную скорость движения грузов, перемещать их в строго горизонтальной плоскости или поднимать под некоторым углом.

Роликовые транспортеры отличаются простотой конструкции, возможностью создания трассы практически любой конфигурации и длины с многочисленными разветвлениями и пересечениями, они входят в состав сложных транспортно-технологических систем и комплексов, используются в сочетании с другими подъемно-транспортными и транспортирующими машинами и технологическим оборудованием.

15.8. Пневматический и гидравлический транспорт

Пневматические транспортирующие устройства применяются для транспортирования по трубам в смеси с воздухом порошкообразных, мелковолокнистых и зернистых материалов, скорость которым сообщается движущимися потоками воздуха. Они подразделяются на всасывающие, нагнетающие и смешанные в зависимости от способа создания движения воздуха.

Схема всасывающего пневматического транспортирующего устройства приведена на рис. 115.

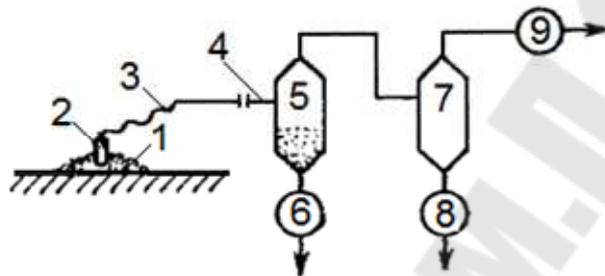


Рис. 115

Вакуумный насос 9 создает разрежение в системе. Атмосферный воздух врывается в сопло 2 и увлекает за собой материал 1, который через гибкий шланг 3 и трубопровод 4 поступает в разгрузатель 5. В разгрузателе скорость воздуха резко уменьшается и изменяется по направлению, что приводит к выпадению материала на дно разгрузателя, откуда он через шлюзовый затвор выводится в предназначенное ему место. Фильтр 7 очищает воздух от оставшейся пыли, которая выводится из фильтра с помощью шлюзового затвора 8.

Схема нагнетающего пневматического транспорта приведена на рис. 116.

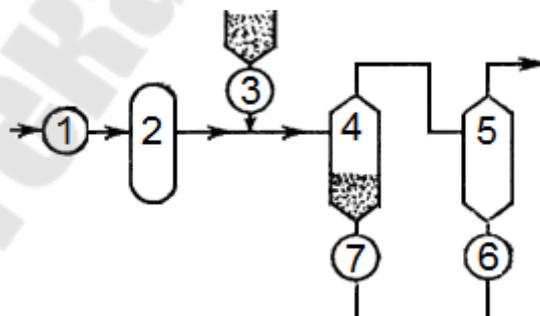


Рис. 116

Из компрессора 1 воздух под давлением поступает в ресивер 2, а затем в трубопровод, в который из шлюзового затвора 3 подается материал. Воздух с материалом по трубопроводу подается в разгрузатель 4, в котором материал отделяется от воздуха и через шлюзовый затвор 7 выводится в предназначенное ему место. В дальнейшем

воздух очищается в фильтре 5 и выводится в атмосферу, а пыль из фильтра выводится с помощью шлюзового затвора 8.

Преимуществом пневмотранспортных установок является возможность перемещать материалы. Они удобны и своей компактностью: транспортные линии можно располагать в траншеях, подвешивать на столбах, кронштейнах, не занимая много места в производственных помещениях. Благодаря герметичности трубопроводов потери транспортируемого материала незначительны. Высокая производительность и дальность транспортирования и относительно невысокие затраты на сооружение установок также являются их положительными качествами. Но вместе с тем у пневматических транспортных установок высокий удельный расход энергии, по сравнению с транспортерами с механическим приводом и быстрый износ трубопроводов при транспортировании абразивных материалов.

Установки гидравлического транспорта служат для перемещения насыпного груза по трубам и желобам в струе жидкости. Смесь груза с водой называется гидросмесь или пульпа.

Принцип действия гидравлических транспортных установок заключается в передаче энергии движущейся воды частицам насыпного груза и перемещении их с большой скоростью.

Гидротранспортные установки разделяют на напорные и безнапорные. По желобам пульпа перемещается самотеком в сторону движения. По трубопроводам пульпа перемещается самотеком или под напором с помощью насоса: в горизонтальном направлении, вниз или вверх.

Преимуществами гидронапорных установок являются: компактность трубопроводов; герметичность; высокая производительность; большая длина транспортирования по сложной трассе; простота технического обслуживания; возможность создавать любую по очертаниям трассу; автоматизация процесса транспортирования; обеспечение загрузки и разгрузки в любой точке трассы.

К недостаткам относятся: ограничение ассортимента транспортируемых грузов по гранулометрическому составу; повышенный износ трубопровода; увеличенный расход энергии; потребность в больших количествах воды и опасность ее замерзания в зимних условиях; повышенная влажность в закрытых помещениях.

Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учебн./ А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т. Скойбеда.- Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.: ил.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991.- 383 с.: ил.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов.-М.: Машиностроение, 1988.-368 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е -М.: Машиностроение, 1975. - 655 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин.-М.: Высш. шк., 1986.-359 с.
6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов.- М.: Машиностроение, 1979.-560 с.
7. Добровольский В.А. Расчет деталей машин. - Киев: Гостехиздат, 1961.- 301 с.
8. Фиделев А.С. Подъемно-транспортные машины. – Киев: «Вища школа», 1976. – 220 с.
9. Додонов, Б. П. Грузоподъемные и транспортные устройства: учеб. для техникумов / Б. П. Додонов, В. А. Лифанов. – М.: Машиностроение, 1984. – 136 с.: ил.
10. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины: учеб. пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.: ил.
11. Машины непрерывного транспорта: конспект лекций по дисциплине. – Екатеринбург: УПИ, 2008. – 241 с.
12. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник/ И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
13. Конвейеры: справ. / Р. А. Волков, А. Н. Гнутов, В. К. Дьячков и др.; ред. Ю. А. Пертен. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 367 с.: ил.
14. Зенков, Р. Л. Машины непрерывного транспорта: учеб. для студентов вузов / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.
15. Марон, Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск: Высш. шк., 1984. – 272 с.

Оглавление

Введение	3
1. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин	3
1.1. Нагрузки в машинах	3
1.2. Понятие о напряжениях	4
1.3. Прочность	5
1.4. Контактная прочность	6
1.5. Жесткость	7
1.6. Износостойкость	7
1.7. Теплостойкость	8
1.8. Виброустойчивость	8
1.9. Диаграмма растяжения	8
1.10. Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности	10
2. Соединения деталей машин	11
2.1. Общие сведения о соединениях	11
2.2. Разъемные соединения	12
2.2.1. Резьбовые соединения	12
2.2.2. Шпоночные соединения	16
2.2.3. Шлицевые соединения	18
2.3. Неразъемные соединения деталей машин	20
2.3.1. Сварные соединения	20
2.3.2. Заклепочные соединения	24
3. Механические передачи	28
3.1. Общие сведения о передачах	28
3.2. Основные кинематические и силовые соотношения	29
4. Зубчатые передачи	31
4.1. Общие сведения	31
4.2. Параметры прямозубого цилиндрического зубчатого колеса	33
4.3. Параметры зубчатого зацепления	34
4.4. Особенности геометрии косозубого зубчатого колеса	34
4.5. Коническая зубчатая передача	35
4.6. Расчетная нагрузка для расчета зубчатых колес	38
4.7. Силы в зацеплении зубчатых передач	40
4.8. Критерии работоспособности зубчатых передач	41

4.9. Проектные расчеты зубчатых передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба	43
5. Червячная передача	46
5.1. Общие сведения	46
5.2. Геометрия червячной передачи	47
5.3. Кинематические и силовые соотношения в червячной передаче	49
5.4. Особенности расчета на прочность	50
5.5. Тепловой расчет червячной передачи	51
6. Ременные передачи	51
6.1. Общие сведения	51
6.2. Кинематические и геометрические параметры	53
6.3. Усилия в ремнях	55
6.4. Напряжения в ременной передаче	57
6.5. Критерии работоспособности и расчет ременных передач	58
7. Цепные передачи	59
7.1. Общие сведения	59
7.2. Конструкция приводной цепи	62
7.3. Расчет цепной передачи	63
8. Валы и оси	65
8.1. Общие сведения	65
8.2. Критерии работоспособности валов и их расчет	66
8.3. Расчет на статическую прочность	67
8.4. Расчет на сопротивление усталости	68
9. Подшипники качения	69
9.1. Общие сведения	69
9.2. Классификация подшипников качения	70
9.3. Условное обозначение подшипника качения	72
9.4. Эквивалентная динамическая нагрузка	73
9.5. Расчет долговечности подшипника качения	73
10. Муфты	74
10.1. Общие сведения	74
10.2. Классификация муфт	75
10.2.1. Глухие муфты	75
10.2.2. Компенсирующие муфты	76
10.2.3. Упругие муфты	77
10.2.4. Муфты сцепные	78
10.2.5. Обгонные муфты	80

10.2.6. Предохранительные муфты	81
11. Классификация подъемно-транспортных устройств	83
11.1. Общие сведения	83
11.2. Грузоподъемные машины и устройства	83
11.2.1. Домкраты	83
11.2.2. Тали	84
11.2.3. Лебедки	86
11.2.4. Подъемники	87
11.2.5. Краны	88
11.2.6. Кран-балка	90
12. Параметры машин периодического действия	91
13. Детали и узлы машин периодического действия	93
13.1. Канаты	93
13.2. Цепи	94
13.3. Грузозахватные устройства	95
13.3.1. Крюки	96
13.3.2. Блоки	96
13.3.3. Барабаны	97
13.3.4. Полиспасты	98
13.3.5. Стропы	99
13.3.6. Траверсы	100
13.3.7. Захваты	100
13.3.8. Грейферы	101
13.4. Тормоза	102
13.4.1. Ленточные тормоза	102
13.4.2. Колодочные тормоза	103
13.4.3. Дисковые тормоза	104
13.4.4. Конусные тормоза	105
13.5. Остановы	105
13.5.1. Храповые остановы	105
13.5.2. Фрикционные остановы	106
14. Механизмы подъемно-транспортных машин	107
14.1. Механизм подъема груза	107
14.2. Механизм передвижения	109
14.3. Механизм поворота	110
14.4. Механизм изменения вылета стрелы	111
15. Машины непрерывного действия	113
15.1. Общие понятия и определения	113
15.2. Ленточные транспортеры	113

15.3. Пластинчатые транспортеры	115
15.4. Скребокковые транспортеры	117
15.5. Ковшовые транспортеры	119
15.6. Винтовые транспортеры	120
15.7. Роликовые транспортеры	123
15.8. Пневматический и гидравлический транспорт	124
Литература	126

Бельский Алексей Тимофеевич

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ
УСТРОЙСТВА**

Пособие

**для слушателей специальности переподготовки
1-70 05 75 «Трубопроводный транспорт, хранение
и реализация нефтегазопродуктов»
заочной формы обучения**

Подписано в печать 03.12.18.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 7,67. Уч.-изд. л. 7,45.

Изд. № 4.

<http://www.gstu.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

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

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.