

Г л а в а 2

Детали машин, силовое оборудование и трансмиссии

2.1. Соединения, общие узлы и детали машин

Детали – это элементы узлов или механизмов, изготовленные без использования соединений. Детали машин подразделяют на *общие*, которые встречаются в машинах различного назначения такие, как элементы соединений (болты, гайки, шпонки и т.п.) и элементы передач (оси, валы, шестерни, звездочки, шкивы и др.), и на *специальные*, которые входят в состав звеньев и узлов, сконструированных применительно к характеру и назначению машин определенных групп.

Обычно из специальных деталей изготавливают рабочее оборудование строительных машин (стрела, рукоять, ковш экскаватора и т.п.), а также машин и оборудования производственных предприятий строительства (барабаны и лопатки смесительных машин, дробильные щеки дробилок и др.).

Соединения применяются для крепления деталей или узлов в заданном положении (неподвижные), а также для передачи усилий и движений от одной детали к другой (подвижные). Все соединения передают усилия и участвуют в движении, но только “неподвижные” не имеют движения относительно узла или механизма, который они скрепляют. Поэтому на все соединения действуют динамические нагрузки и их необходимо рассчитывать на прочность и усталость.

2.1.1. Неподвижные соединения

Неподвижные соединения подразделяются на неразъемные и разъемные. К неразъемным соединениям относятся сварные и заклепочные, а к разъемным – резьбовые, клиновые и др.

Заклепочные соединения в настоящее время применяют, в основном, для соединения деталей из трудно свариваемых материалов и материалов, деформирующихся при сварке, а также в конструкциях, где сварка недопустима. Например, в рамах грузовых автомобилей, которые, воспринимая большие динамические нагрузки, должны быть жесткими на изгиб, но при этом допускать деформацию на кручение. В них, недопустимы концентраторы напряжений, возникающие при сварке внахлестку или с накладками, а также недопустимы остаточные сварочные напряжения, а стыковая сварка этих рам невозможна.

Заклепка представляет собой круглый стержень, соединяющий детали и имеющий на конце головку, называемую закладной (рис. 2.1). Заклепка вставляется в отверстие, подготовленное в соединяемых деталях, затем стержень ее осаживается и на свободном конце образуется вторая – замыкающая головка. Головка заклепки в момент клепки подпирается массивной поддержкой (рис. 2.2).

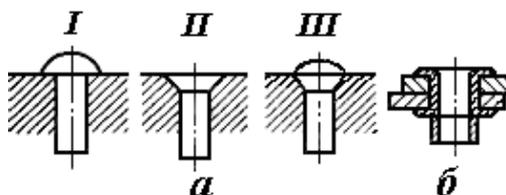


Рис. 2.1. Виды заклепок:

a – стержневые; *б* – трубчатая; *I* – полукруглая головка; *II* – потайная головка; *III* – полупотайная головка

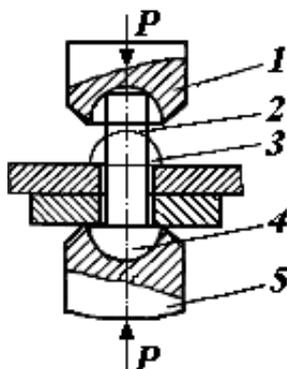


Рис. 2.2. Схема образования заклепочного соединения:

1 – оправка; *2* – стержень заклепки; *3* – замыкающая головка заклепки; *4* – закладная головка; *5* – поддержка

Клепка может производиться вручную – молотом или при помощи клепальной машины. При небольших диаметрах заклепок применяется холодная клепка (без нагревания заклепки). При диаметрах заклепок свыше 10 мм осадить заклепку в холодном состоянии не удастся, в этом случае применяется горячая клепка с предварительным нагревом заклепки до светло-красного каления. При горячей клепке заклепки, уменьшаясь в длине после остывания, плотно стягивают соединяемые детали, вызывая между ними силы трения, способные воспринимать значительную поперечную нагрузку.

По назначению заклепочные швы делятся на:

- 1) прочные, применяемые в металлоконструкциях;
- 2) плотные, применяемые для изготовления баков и резервуаров;
- 3) прочноплотные, применяемые при изготовлении емкостей, находящихся под давлением.

По типу стыка различают швы внахлестку и швы встык с одной или двумя накладками; они могут быть одно-, двух- и многорядные с параллельным и шахматным расположением заклепок (рис. 2.3). По числу сечений заклепки швы делятся на односрезные и многосрезные.

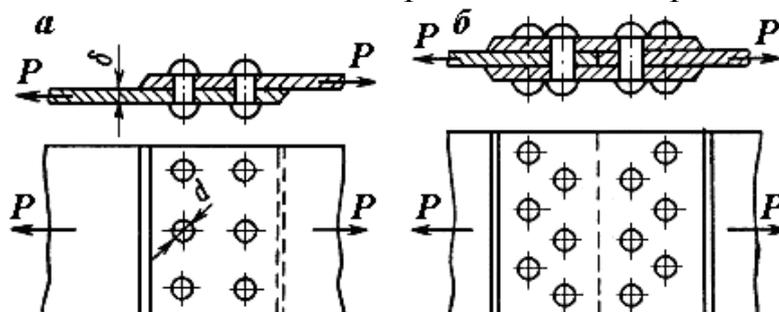


Рис. 2.3. Заклепочные соединения:

a – соединение внахлестку; *б* – соединение встык

Заклепочные соединения рассчитаны на восприятие нагрузок перпендикулярных оси заклепки. Диаметр d заклепок выбирается, исходя из толщины соединяемых деталей:

$$d = \delta + 10 \text{ мм},$$

где δ – толщина деталей, мм.

Допустимая нагрузка P (Н) на заклепку при односрезном соединении:

$$P = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^{-2}} [\tau]_{\text{ср}},$$

где d – диаметр заклепки, см; $[\tau]_{\text{ср}}$ – допустимое напряжение заклепки на срез, МПа.

Для многосрезного соединения:

$$P = \frac{\pi \cdot k \cdot d^2}{4 \cdot 10^{-2}} [\tau]_{\text{ср}},$$

где k – число срезов заклепки.

При известной общей нагрузке P_{Σ} необходимое число заклепок z определится по формуле:

$$z = \frac{4 \cdot 10^{-2} P_{\Sigma}}{k \cdot [\tau]_{\text{ср}} \cdot \pi \cdot d^2}.$$

Заклепки проверяются на смятие:

$$P = \delta \cdot d \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot 10^2,$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Отверстия под заклепки ослабляют скрепляемые элементы, поэтому последние должны быть проверены на растяжение:

$$P = F \cdot [\sigma]_{\text{р}} \cdot 10^2,$$

где F – площадь сечения детали по оси заклепок, см²; $[\sigma]_{\text{р}}$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа;

$$F = n \cdot \delta \cdot (t - d),$$

где n – число заклепок в ряду; t – шаг заклепок, см.

Чтобы заклепки не вырезали кромку скрепляемых элементов, должно быть выдержано условие:

$$P = 2 \cdot \delta \cdot \left(l - \frac{d}{2} \right) \cdot [\tau]_{\text{ср}} \cdot 10^2,$$

где l – расстояние от оси заклепки до края листа, см; ($l \approx 1,5 \cdot d$).

В конструкциях строительных и транспортных машин прочные заклепочные швы, в основном, заменены сварными.

Сварные соединения в силу своих технологических и экономических преимуществ получили значительно большее распространение в машиностроении, чем клепаные. Сварные соединения по сравнению с заклепочными обладают рядом преимуществ (простота соединения, экономия металла, отсутствие ослабления деталей отверстиями, быстрота соединения, возможность автоматизации процесса сварки), что привело к широкому их распространению.

Сваркой называется технологический процесс получения неразъемного соединения металлических деталей с применением местного нагрева и использованием сил молекулярного сцепления. В зависимости от состояния, в

котором находится металл при сваривании (пластическом или жидком), можно различать два вида сварки:

1) сварку давлением, или пластическую, при которой детали, доведенные до пластического состояния, сжимаются внешним усилием, соединяясь в одно целое;

2) сварку плавлением, при которой расплавленные края деталей образуют общую жидкую ванну, превращающуюся после охлаждения в сварной шов.

В зависимости от способа нагрева сварка подразделяется на химическую (кузнечную или горновую, газовую, термитную) и электрическую (контактную и дуговую).

Основными способами химической сварки являются: газовая (автогенная) и электрическая. Реже применяется кузнечная сварка. Кузнечный способ сварки, известный с древних времен, заключается в нагреве концов свариваемых деталей в кузнечном горне и последующем сковывании их друг с другом ударами молота. Газовая сварка состоит в том, что в специальную горелку по двум шлангам подаются кислород и ацетилен, образующие горючую смесь. Газовым пламенем разогревают края свариваемых деталей. Одновременно в пламя вводят стальной стержень, который, расплавляясь, заполняет полость между свариваемыми деталями и соединяет их в одно целое.

При электрической сварке электрическая дуга, образующаяся между электродом и деталью, плавит электрод и края свариваемых деталей. Металл электрода, расплавляясь, заполняет промежуток между свариваемыми деталями.

Контактная сварка часто применяется в заводских условиях при изготовлении арматурных изделий для железобетонных конструкций.

В условиях строительных площадок основным видом сварки является электрическая дуговая. Этот метод сварки был предложен в 1882 г. русским изобретателем Н.Н. Бенардосом и усовершенствован в 1888 г. Н.Г. Славяновым. Метод Бенардоса отличался тем, что для электрической дуги использовался угольный электрод, а для заполнения шва применялся специальный металлический прут, расплавляемый в пламени дуги. В настоящее время метод Бенардоса применяется при сварке цветных металлов.

Основные типы сварных соединений: стыковые (С), угловые (У), тавровые (Т), внахлестку (Н) (рис. 2.4). Для каждого способа сварки разработаны стандарты. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений приведены в ГОСТ 2.312–72.

Стыковые швы отличаются один от другого сечением, определяемым предварительной подготовкой кромок соединяемых деталей (рис.2.4). Бескосные стыковые швы применяют при малых толщинах свариваемых деталей (до 5 мм). V-образные швы применяют в тех случаях, когда значительная толщина деталей не позволяет обеспечить достаточный прогрев. U-образный шов лучше V-образного с точки зрения расхода электроэнергии и металла, однако имеет более сложную разделку. X-образный шов целесообразен при больших толщинах деталей, так как имеет малую площадь

вырубке металла при разделке. Стыковые швы рассчитываются на растяжение или сжатие. Длина шва L (см) определяется по формуле:

$$L = \frac{P}{\delta \cdot [\sigma_p] \cdot 10^2},$$

где P – действующее усилие, Н; δ – толщина детали, см; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Сварные соединения внахлестку, в том числе и с накладками, а также тавровые и угловые без разделки кромок выполняют угловыми швами в виде валиков. Размер сечения углового шва определяется катетом, выполняемым обычно не более толщины свариваемых листов металла. В зависимости от направления действующего усилия различают швы лобовые, расположенные перпендикулярно действующему усилию P , фланговые, расположенные параллельно действующему усилию, и косые под углом к действующему усилию (рис.2.4). Угловые швы перечисленных типов рассчитываются на срез.

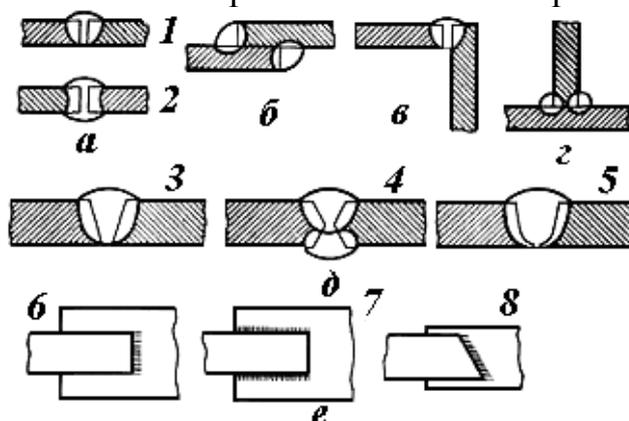


Рис. 2.4. Типы сварных соединений:

a – стыковые бескосые ($\delta < 8$ мм); *б* – нахлесточные с двумя швами; *в* – угловое с односторонним швом; *г* – тавровое с двусторонним швом; *д* – стыковые со скосом стыкуемых кромок; *е* – расположение швов нахлесточных соединений; *1* – с односторонним швом; *2* – с двусторонним швом; *3* – V-образное ($\delta < 30$ мм); *4* – X-образное ($\delta = 30 \dots 40$ мм); *5* – U-образное ($\delta = 30 \dots 40$ мм); *6* – лобовое; *7* – фланговое; *8* – косое

Длина углового шва L (см) определяется из расчета на срез:

$$L = \frac{P}{2 \cdot 0,7 \cdot 10^2 \cdot \delta \cdot [\tau_{ср}]},$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение на срез, МПа.

Усталостные разрушения в элементах металлоконструкций строительных машин начинаются в местах концентрации напряжений. Наибольшие концентрации напряжений имеют место в сварных соединениях и зависят от типа, формы и дефектов сварки.

Непровары и пористость сварного соединения резко повышают эффективный коэффициент концентрации напряжений. Так, пористость шва в 1% снижает усталостную прочность на 30%. В начале и конце процесса сварки электрическая дуга нестабильна. Поэтому начало и конец стыковых шва желательно выводить за пределы рабочей зоны с помощью специальных накладок, которые “прихватываются” к соединяемым деталям, а затем после сварки удаляются.

Наличие напльва на стыковом шве при симметричном цикле нагрузки снижает усталостную прочность обычной углеродистой стали на 30% и низколегированной стали – на 45%. Желательна механическая обработка швов наждачным кругом. Отсутствие подварки корня снижает предел усталости более чем в 2,5 раза.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при соединении угловыми фланговыми швами достигает 3,5...4-кратной величины, а угловыми лобовыми – 3-кратной по сравнению со стыковыми швами. Высокими концентраторами напряжения являются концы швов в местах перехода к основному металлу. Поэтому в несущих конструкциях не следует применять прерывистых швов, а продольные и поперечные элементы следует приваривать с плавным переходом от шва к основному металлу. С этой целью поперечные элементы нужно приваривать вогнутыми швами, снижающими концентрацию напряжений.

Приварка к основному элементу дополнительных деталей (ребер, косынок и т.д.) снижает его усталостную прочность. Концы накладок и других усиливающих элементов должны оканчиваться закруглениями или плавными переходами.

Резьбовые соединения относятся к разъемным соединениям. В механических системах передачи движения часто используются винтовые пары. Резьбы подразделяются на цилиндрические и конические. Последние применяют в тех случаях, когда требуется непроницаемость соединения, например в трубопроводах, и т.д.

Винтовую линию цилиндрической резьбы можно представить в виде гипотенузы прямоугольного треугольника, обернутого вокруг поверхности цилиндра (рис. 2.5). Угол α называется углом подъема, а величина S – шагом винтовой линии, представляющим расстояние, измеренное по образующей цилиндра между двумя соседними точками, лежащими на одной и той же винтовой линии. Если резьба образована одной винтовой линией, то такая резьба называется однозаходной, если двумя и более, то – многозаходной. У многозаходных резьб следует различать шаг винта и шаг резьбы. Шаг резьбы (S') в отличие от шага винта представляет собой расстояние между двумя соседними точками, лежащими на образующей цилиндра и принадлежащими разным винтовым линиям (см. рис. 2.5). Наиболее распространенные профили резьб приведены на рис. 2.6.

Треугольные метрические резьбы используются в крепежных деталях (ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81), трубные цилиндрические и дюймовые используются для соединения труб и арматуры трубопроводов. У метрических резьб диаметр и шаг измеряются в миллиметрах и угол профиля равен 60° , а у дюймовых диаметр измеряется в дюймах, а угол профиля – 55° . Треугольные крепежные резьбы стандартизованы. В машиностроении применяется метрическая резьба для диаметров 1...500 мм. В зависимости от назначения применяют резьбы с крупным или мелким шагом, отличающиеся между собой размером шага при одном и том же диаметре.

Две детали с одинаковыми параметрами резьбы, из которых одна имеет наружную (винт), а другая – внутреннюю (гайка) резьбу, образуют винтовую пару. Если резьба идет слева направо вверх, то она называется правой, а если справа налево вверх, то левой. Гайка с правой резьбой навинчивается по часовой стрелке. Обычно применяют правые резьбы.

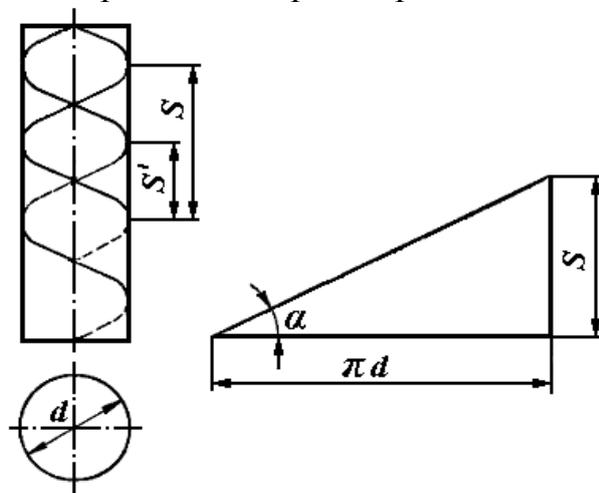


Рис. 2.5. Построение винтовой линии

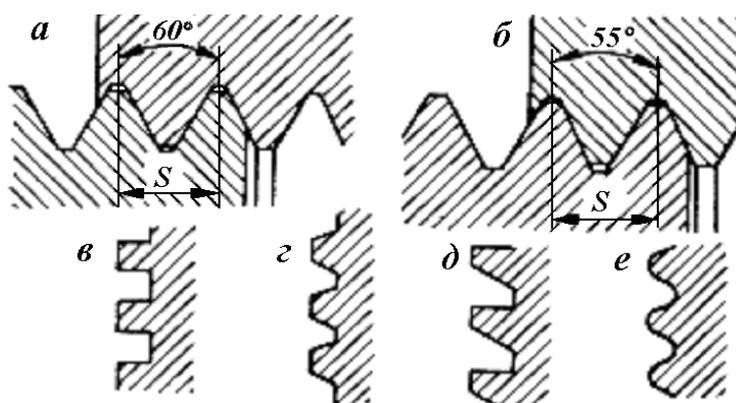


Рис. 2.6. Профили резьб:

a – треугольная метрическая; *б* – треугольная дюймовая; *в* – прямоугольная; *г* – трапецидальная; *д* – упорная; *е* – полукруглая

Треугольные метрические резьбы используются в крепежных деталях (ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81), трубные цилиндрические и дюймовые используются для соединения труб и арматуры трубопроводов. У метрических резьб диаметр и шаг измеряются в миллиметрах и угол профиля равен 60° , а у дюймовых диаметр измеряется в дюймах, а угол профиля – 55° . Треугольные крепежные резьбы стандартизованы. В машиностроении применяется метрическая резьба для диаметров 1...500 мм. В зависимости от назначения применяют резьбы с крупным или мелким шагом, отличающиеся между собой размером шага при одном и том же диаметре. Силы трения, а, следовательно, и торможение в резьбе зависят от профиля резьбы. С увеличением угла профиля трение в резьбе увеличивается, поэтому резьбы прямоугольные, трапецидальные и упорные (рис. 2.6, *в*, *г*, *д*) применяют в соединениях для передачи движения, где требуются наименьшие потери на трение.

Треугольные (рис. 2.6, а) резьбы применяют в крепежных деталях, где большое трение в резьбе желательно для предотвращения самоотвинчивания. Кроме этого, треугольные резьбы прочнее других при работе витков на срез, что приводит к уменьшению высоты гаек.

Резьбовые соединения имеют такие крепежные детали как: болты, шпильки, винты, гайки и детали, предупреждающие самоотвинчивание резьбовых соединений (рис. 2.7).

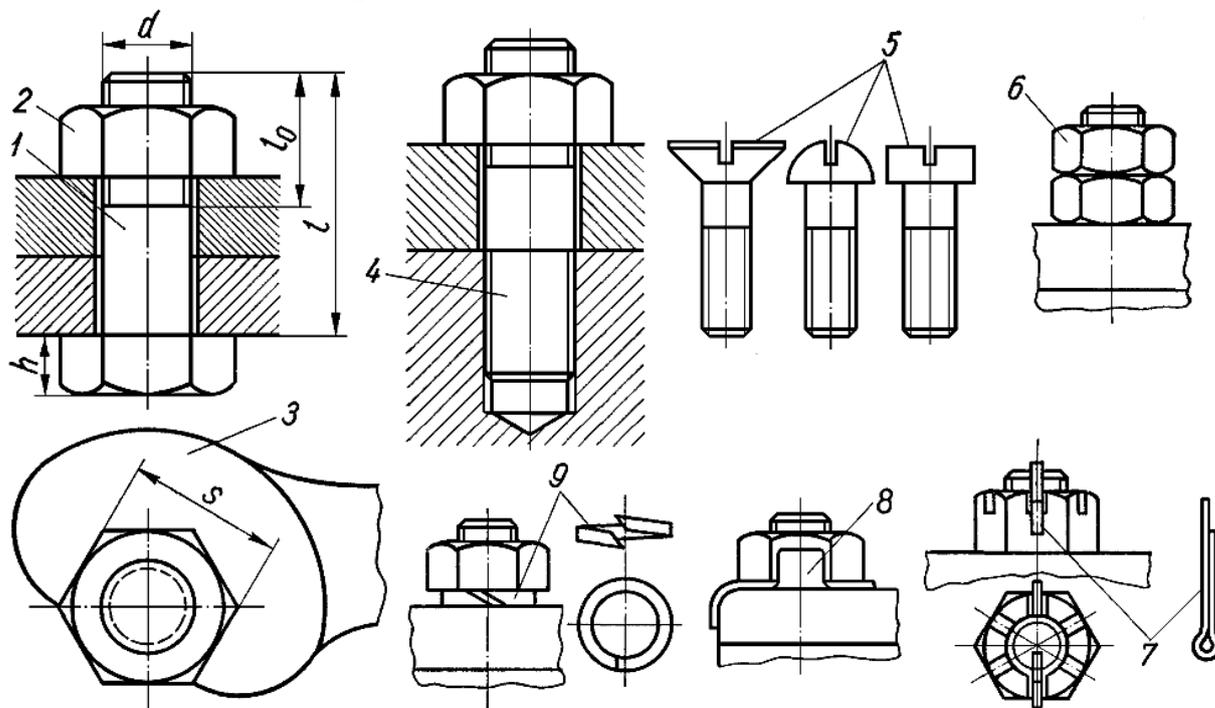


Рис. 2.7. Крепежные детали

Болт 1 – стержень с резьбой для гайки 2 на одном конце и головкой для захвата гаечным ключом 3 на другом. Головки могут быть круглыми, квадратными, но чаще всего выполняются шестигранными.

Стандартами на болты (ГОСТ 7798–62 и 7805–62) предусматривается большое количество типоразмеров, отличающихся формой головки и методом изготовления. Основными размерами болта являются: диаметр d и, соответствующий наружному диаметру резьбы, размер под ключ S , длина l , длина резьбовой части l_0 и высота головки h .

Шпилька 4 – стержень, имеющий резьбу на обоих концах. Одним концом шпилька ввертывается до упора в отверстие, нарезанное в детали, наружная часть используется как болт для наворачивания гайки. Соединение шпильками применяется в тех случаях, когда нет возможности установить болт.

Винты 5 отличаются от болтов тем, что их резьбовая часть ввинчивается в одну из соединяемых деталей, а головка имеет паз под отвертку, реже квадратную или шестигранную форму для захвата ключом. Имеется разновидность винтов, так называемые установочные винты, которые ввертываются в одну деталь и своим концом нажимают на другую деталь, удерживая ее в заданном положении. Такие винты снабжают шестигранными головками.

Гайки имеют форму, удобную для захвата ключом, и отверстие с резьбой для навинчивания на резьбовой конец болта или шпильки. Форма и размеры гаек регламентированы ГОСТом.

Под гайку или головку болта иногда подкладывают (особенно при применении мягких материалов) шайбы для распределения усилий на большую площадь или для предохранения поверхности соединяемых деталей от задиrow при завинчивании гайки. Резьбовые соединения, работающие при динамических нагрузках, вибрациях и сотрясениях, требуют применения средств против самоотвинчивания. Такие средства в виде контргаек 6 и пружинных шайб 9 недостаточно надежны, а контргайки вызывают увеличение расхода металла. Контргайка навинчивается поверх основной гайки. Возникающие силы трения в резьбе между болтом, гайкой и контргайкой предохраняют гайку от самоотвинчивания. Считается, что контргайка должна иметь меньшую высоту, чем основная гайка. Это мнение неверно, так как именно контргайка после затяжки берет на себя основную нагрузку растяжения, приложенную к болту. Более широкое применение находят замковые шайбы 8 и шплинты 7. Замковые шайбы устанавливают так, чтобы один конец мог быть отогнут на неподвижную деталь, а второй – на гайку. После этого гайка теряет возможность повернуться. Шплинт также не дает возможности гайке повернуться относительно болта или шпильки.

Расчет болтовых соединений ведется в зависимости от направления действующих усилий по отношению к оси болта и от того, имеет ли болт начальную затяжку или нет.

В случае действия усилий вдоль болта без начальной затяжки нормальные напряжения σ (МПа) в болтах составляют:

$$\sigma = \frac{P}{F_1} = \frac{4 \cdot 10^2 P}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где P – усилие, действующее на один болт, Н; F_1 – площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы, см²; d_1 – внутренний диаметр резьбы, см; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Из этого выражения находим величину d_1 :

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{10^2 \cdot \pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

При действии сил P (Н), перпендикулярных осям болтов, поставленных без зазора (болты повышенной точности), напряжение сдвига τ (МПа) в болтах составляет:

$$\tau = \frac{10^2 \cdot P}{F \cdot k},$$

где F – площадь сечения болта в плоскости среза, см²; k – число плоскостей среза одного болта.

При действии сил, перпендикулярных осям болтов, поставленных с зазором (болты нормальной точности) и имеющих начальную затяжку, внешняя нагрузка уравновешивается силами трения в стыках, которые создаются

затяжкой болтов. Болты при этом растягиваются силами, возникающими при их затяжке.

Напряжение σ (МПа) в болтах составляет:

$$\sigma = \frac{10^2 Q}{F_1} \leq [\sigma_p],$$

где Q – усилие, действующее вдоль оси болта, Н;

$$Q = \frac{P}{n \cdot \mu},$$

где P – сила, действующая на соединение перпендикулярно оси болтов, Н; n – число болтов; μ – коэффициент трения между соединяемыми деталями ($\mu = 0,15 \dots 0,2$).

В болтах с начальной затяжкой помимо растягивающих сил действует крутящий момент M (Н·см), так как во время заворачивания гайки возникают силы трения в резьбе:

$$M = Q \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \mu_1),$$

где d_0 – средний диаметр резьбы в см; α – угол подъема винтовой нити; μ_1 – коэффициент трения в резьбовом соединении ($\mu_1 = 0,18 \dots 0,22$).

Для учета влияния крутящего момента величина допускаемого напряжения на растяжение при выборе диаметра болта должна быть уменьшена на 30%. Окончательно формула для определения диаметра болта в данном расчетном случае примет вид:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot n \cdot \mu \cdot 0,7 \cdot 10^2 [\sigma_p]}}.$$

Подвижные винтовые соединения широко используются в машиностроении не только для соединения деталей, но и для передачи усилий (грузовые винты) и движения (ходовые винты). Эти соединения иногда называются передачами «винт – гайка». К их достоинствам относится возможность передачи больших усилий, точность и равномерность перемещений винта гайки, простота обеспечения самоторможения и др.

2.1.2. Детали и узлы механических передач, подвижные соединения

В механических передачах наиболее распространенной является передача вращательного движения. В каждой передаче вал, передающий мощность, называется – ведущим (входным), а воспринимающий ее – ведомым (выходным). Связь элементов передач осуществляется с помощью подвижных соединений.

Оси и валы представляют собой стержни различных сечений, на которых устанавливаются вращающиеся детали. Их изготавливают из стального проката, поковок и штамповок, а в некоторых случаях из отливок из высокопрочного чугуна. Эти детали обрабатываются на металлорежущих станках.

Оси поддерживают детали и узлы, вращающиеся вместе с ними или относительно их (ось блока, барабана, ходового колеса).

Валы служат для передачи крутящего момента и вращаются вместе с закрепленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы, звездочки,

маховики, барабаны и т.п.). Различают валы с прямолинейной осью, коленчатые и гибкие (рис. 2.8). Наиболее распространены прямые валы, которые часто изготавливают заодно с червяком или зубчатой шестерней, если их диаметры примерно равны. Коленчатые валы служат в основном для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот (двигатели и насосы). Гибкие валы применяют для передачи вращения между узлами машин, меняющими свое относительное положение в процессе работы (вал вибратора, ручной машины и т.д.). Их изготавливают из нескольких слоев стальной проволоки разного диаметра, плотно намотанных на сердечник. При этом каждый слой имеет противоположное направление навивки, а направление навивки наружного слоя противоположно вращению вала при работе. Для предохранения вала от повреждений и удержания смазки его закрывают специальным кожухом.

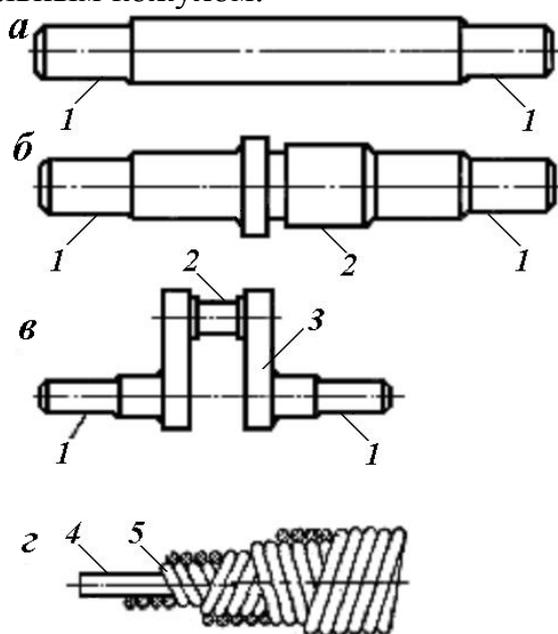


Рис. 2.8. Конструкции валов и осей:

a – гладкие; *б* – ступенчатые; *в* – коленчатые; *г* – гибкие;
1 – шип; 2 – шейка; 3 – щека; 4 – сердечник; 5 – слои навивки

Оси и валы выполняют в основном круглыми сплошного или кольцевого поперечного сечения. Прямые валы и оси бывают постоянного диаметра по всей длине или ступенчатыми с различными диаметрами на отдельных участках. Ступенчатые валы и оси удобны для установки на них различных деталей, каждая из которых должна свободно перемещаться на свое место. Для соединения с деталями на осях и валах нарезают шпоночные канавки или шлицы, а при необходимости, резьбу.

Оси и валы имеют опорные, несущие и переходные участки. Опорные участки (под подшипниками, рис. 2.9), воспринимающие радиальные нагрузки, называют *цапфами*, а осевые нагрузки – *пятами*. Концевые цапфы называют *шипами*, а промежуточные – шейками. По форме поверхности цапфы бывают цилиндрическими, коническими и сферическими.

Оси и валы при расчете на прочность рассматривают как балку на двух опорах с приложенными к ней нагрузками. Оси рассчитывают только на изгиб:

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W}; \quad W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1d^3; \quad d = \sqrt[3]{\frac{M_{и}}{0,1[\sigma_{и}]}}$$

где d – диаметр оси, мм; $M_{и}$ – максимальный изгибающий момент, (Н·м); $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

При действии на ось нагрузок в различных плоскостях определяют результирующий изгибающий момент:

$$M_{и} = \sqrt{M_{Г}^2 + M_{В}^2},$$

где $M_{Г}$ и $M_{В}$ – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

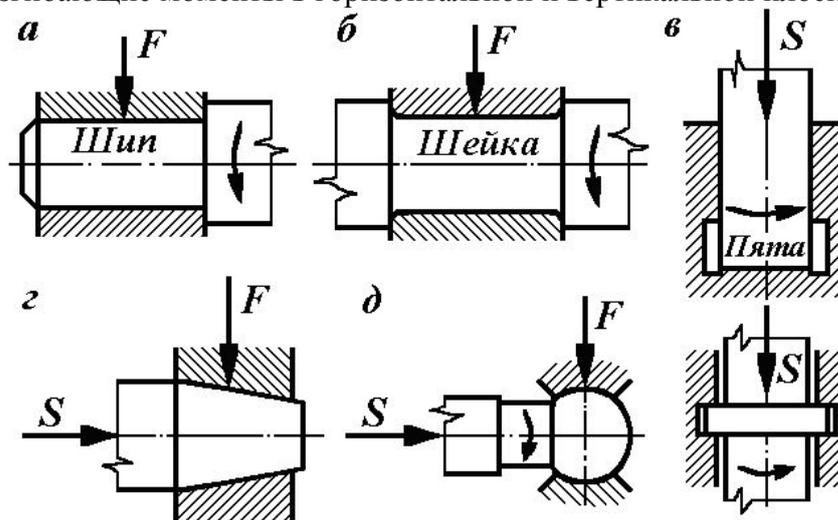


Рис. 2.9. Опорные элементы валов и осей

Валы рассчитывают на совместное действие изгиба и кручения:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{и}]}}$$

где d – диаметр вала, мм; $M_{пр}$ – приведенный момент, (Нм).

$$M_{пр} = \sqrt{M_{кр}^2 + M_{и}^2},$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент в опасном сечении вала, (Нм).

Для валов, работающих только на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

где $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа, $[\tau_{кр}] = 0,5[\sigma_{и}]$.

Механические передачи вращательного движения осуществляют изменение скоростей, крутящих моментов, направления и вида движения; одни из них используют трение (фрикционные и ременные), а другие – зацепление (зубчатые, червячные, цепные и винтовые).

Фрикционные передачи работают за счет сил трения, возникающих в месте контакта цилиндрических, конических или клиновых катков (рис. 2.10), при их взаимном прижатии друг к другу с усилием Q . Величина силы трения между катками $P = Q \cdot \mu$, где μ – коэффициент трения. Достоинством фрикционных передач является простота конструкции, плавность и бесшумность работы, а также возможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

Рабочие поверхности фрикционных катков изготавливают из различных материалов, применяемых в сочетании сталь по стали, пластмассе, коже, прессованному асбесту или прорезиненной ткани, чугун по коже и т.п. Некоторые коэффициенты трения: сталь по стали или по чугуну со смазкой ($\mu = 0,05 \dots 0,1$), чугун по чугуну или по стали ($\mu = 0,1 \dots 0,15$), чугун по дереву всухую ($\mu = 0,2 \dots 0,4$).

Фрикционные передачи широко применяются для передачи небольших мощностей в установках, не требующих точного обеспечения расчетного передаточного числа. Передаточное число фрикционной передачи $i \approx D_2 / D_1(1 - \varepsilon)$, где D_1 и D_2 – диаметры катков, а ε – коэффициент проскальзывания ($\varepsilon = 0,003 \dots 0,03$). В силовых передачах $i \leq 10$. Фрикционную передачу с переменным передаточным числом называют *вариатором*. По конструкции вариаторы разделяют на лобовые, конусные, шаровые, торовые, многодисковые и клиноременные.

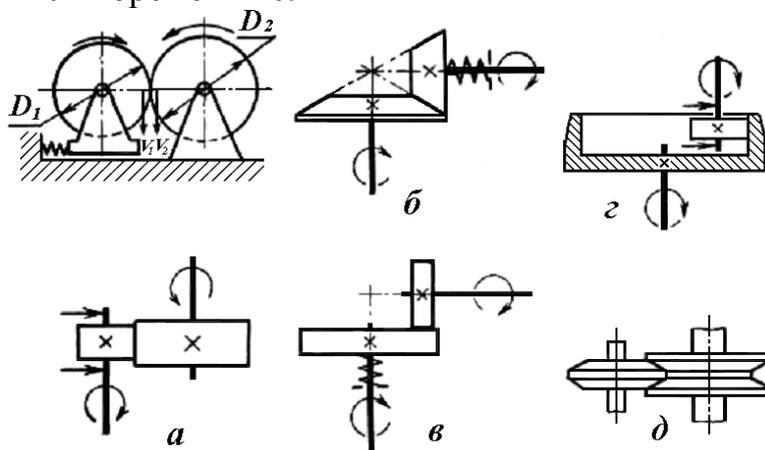


Рис. 2.10. Виды фрикционных передач:

a – цилиндрическая (внешняя); *б* – коническая; *в* – лобовая; *г* – цилиндрическая (внутренняя);
д – цилиндрическая с клиновым ободом

Ременные передачи состоят из ведущего и ведомого шкивов, охватываемых между собой одним или несколькими бесконечными ремнями (рис. 2.11). Сечение ремня может быть плоским, трапецеидальным (клиноременная передача) и круглым. При вращении ведущего шкива ремень передает движение ведомому за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего. Ременная передача позволяет изменять направление вращения ведомого вала относительно ведущего.

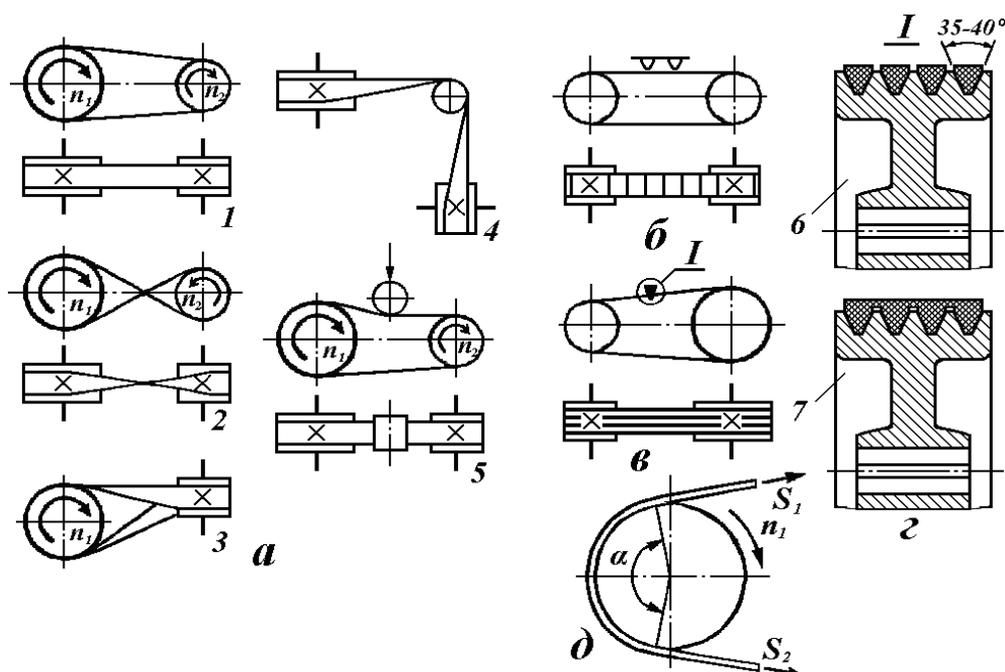


Рис. 2.11. Ременные передачи:

a – плоскоременная; *б* – с зубчатым ремнем; *в, г* – клиноременная; *д* – схема охвата шкива ремнем; *1* – открытая; *2* – перекрестная; *3* – полуперекрестная; *4* – угловая; *5* – с натяжным роликом; *б* – с клиновыми ремнями; *7* – с поликлиновым ремнем

К ременным передачам условно относят передачи с зубчатыми ремнями, работающие по принципу зацепления. Плоский ремень таких передач имеет на внутренней поверхности зубья трапецеидальной формы, входящие в зацепление со впадинами на шкиве.

По применяемому материалу стандартные плоские ремни бывают прорезиненные тканевые, полиамидные, кожаные, а клиновые – кордтканевые и кордшнуровые. Шкивы передач изготавливают литыми из чугуна, стали или легких сплавов.

Передаточное число ременной дачи:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$$

В ременных передачах так же, как и во фрикционных, имеет место некоторое проскальзывание между элементами передачи (обычно $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$). Передача со ступенчатыми шкивами позволяет изменять число оборотов ведомого вала при постоянном числе оборотов ведущего.

В клиноременной передаче происходит заклинивание ремня в канавке шкивов, благодаря чему возникает значительное увеличение силы трения между ремнем и шкивом. Клиноременные передачи применяются для передачи вращения между близко расположенными шкивами, тогда как плоскоременные передачи применяются для передачи вращения на расстояние до 10...15 м и более.

Для передачи вращения с помощью ремней необходимо, чтобы силы трения, возникающие между ремнем и поверхностями шкивов, были больше, чем передаваемое усилие. Это условие обеспечивается натяжением ремня

путем изготовления его длиной, меньшей расчетной, применением натяжных роликов или установкой натяжных устройств.

Между усилиями в набегающей (S_H) и сбегающей ($S_{сб}$) ветвях ремня ременной передачи существует зависимость (Л. Эйлера):

$$S_H = S_{сб} \cdot e^{\mu\alpha}; \quad S_H = S_{сб} - P,$$

где e – основание натуральных логарифмов ($e = 2,713\dots$); μ – коэффициент трения между поверхностью ремня и шкива (резина по чугуну $\mu = 0,83$, кожа по металлу без смазки $\mu = 0,56$, со смазкой $\mu = 0,23$); α – угол охвата ремнем ведущего шкива; P – передаваемое окружное усилие, (Н).

Зубчатые передачи могут быть использованы в широком диапазоне мощностей и скоростей. Они обеспечивают постоянство передаточного числа, надежны и компактны. В настоящем учебнике приводятся лишь некоторые сведения по теории и расчету зубчатого зацепления, необходимые для понимания особенностей данных передач.

Зубчатая передача состоит из пары или нескольких пар колес, имеющих на ободе зубья специального профиля. Шестерней называют меньшее зубчатое колесо, а колесом – большее. Зубья ведущего колеса, входя в зацепление с зубьями ведомого колеса, передают усилие и вращают это колесо.

Зубчатая передача может применяться как для передачи вращательного движения, так и для преобразования вращательного движения в поступательное (зубчатое колесо и зубчатая рейка).

В зависимости от расположения геометрических осей валов передачи в пространстве различают следующие основные типы передач (рис. 2.12):

1) цилиндрические зубчатые передачи с прямыми (рис. 2.12, *а*), косыми (рис. 2.12, *б*) и шевронными (рис. 2.12, *в*) зубьями, применяемые при параллельном расположении валов;

2) конические зубчатые передачи с прямыми (рис. 2.12, *г*) и различного типа спиральными (рис. 2.12, *д*) зубьями, применяемые при пересекающихся валах.

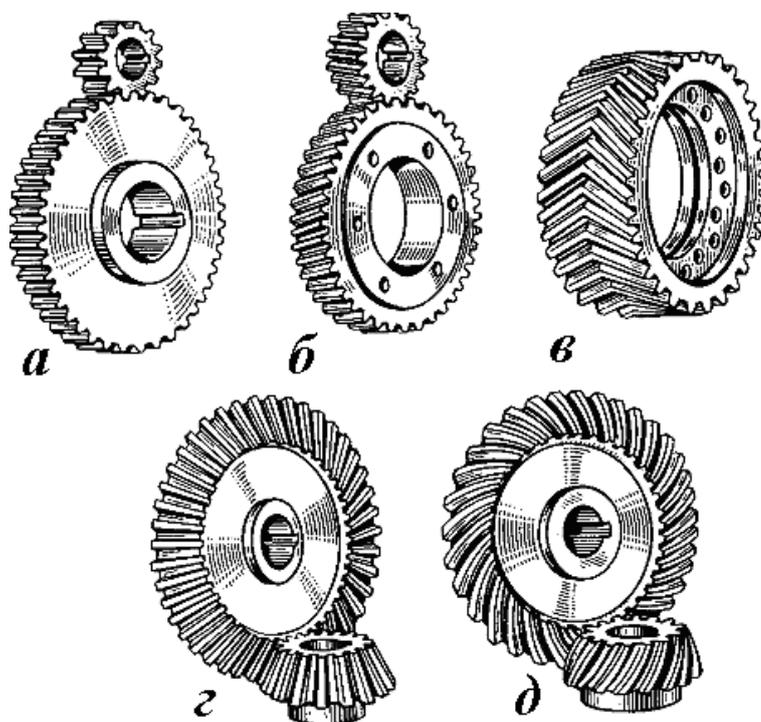


Рис. 2.12. Зубчатые передачи:

цилиндрические с прямыми (а), с косыми (б), с шевронными (в) зубьями; конические с прямыми (г), со спиральными (д) зубьями

Зубчатые колеса изготавливают чугунами, стальными (литыми, коваными и сварными) и пластмассовыми.

В зависимости от скорости движения, точности монтажа и способа смазки зубчатые передачи подразделяются на открытые и закрытые. Открытые передачи не имеют защитного кожуха и периодически смазываются консистентной смазкой. Полуоткрытые передачи отличаются от открытых наличием кожуха. Закрытые передачи располагают в жестком литом или герметичном сварном корпусе, в котором нижняя часть зубчатых колес окунается в масло, залитое в картер. Возможна смазка струей масла под давлением.

В подавляющем большинстве случаев профиль боковой поверхности зубьев образуется кривой, получившей название *эвольвенты*. Центры пары эвольвентных зубчатых колес, находящихся в зацеплении, лежат на линии центров $O_1 O_2$ (рис. 2.13, а). Если из центров O_1 и O_2 провести две касающиеся друг друга окружности, называемые начальными, отношение диаметров которых $d_k/d_{ш}$ будет обратно пропорционально отношению чисел оборотов, то эти окружности будут катиться одна по другой без скольжения.

Расстояние t между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по начальным окружностям, называется шагом зубчатого колеса. Шаг двух, находящихся в зацеплении зубчатых колес, должен быть одинаков. Основными параметрами, характеризующими зубчатое колесо и позволяющими вычислить его размеры, являются шаг t и число зубьев z .

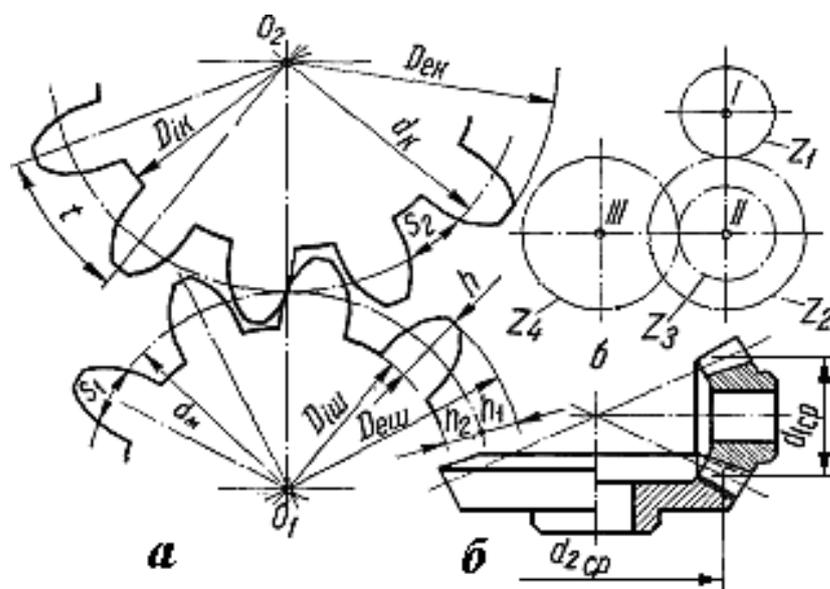


Рис. 2.13. Схемы зубчатых передач

Выражая длину начальной окружности $\pi \cdot d_k = t \cdot z_k$, определим $d_k = t \cdot z_k / \pi$. Величину t/π называют модулем зацепления и обозначают m , тогда $d_k = m \cdot z_k$, откуда $m = d_k / z_k$. Модуль, как и шаг, характеризует размеры зуба и выражается в миллиметрах. Для удобства расчетов и производства зубчатых колес величины модулей стандартизованы. По ГОСТу предусмотрен ряд, состоящий из 48 модулей в пределах от $m = 0,3$ до $m = 50$. Наиболее часто в машинах применяют модули 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16 мм. Окружность, ограничивающая выступающие части зубьев ($D_{еш}$ и $D_{ек}$), называется окружностью выступов. Окружность, ограничивающая основания зубьев ($D_{иш}$ и $D_{ик}$), называется окружностью впадин.

Начальная окружность делит высоту зуба h на две части: h_1 – высоту головки зуба и h_2 – высоту ножки зуба. Принимается $h_1 = m$ и $h_2 = 1,2m$, тогда:

$$D_{ек} = d + 2h_1 = mz + 2m = m(z + 2);$$

$$d_{ик} = d - 2h_2 = mz - 2,4m = m(z - 2,4).$$

Длина дуги S_1 начальной окружности называется толщиной зуба, а дуги S_2 – шириной впадины; $t = S_1 + S_2$ и $S_1 = 0,5t$. Размер зуба, перпендикулярный к торцу колеса, называется длиной зуба b .

Все приведенные сведения относятся к эвольвентному зубчатому зацеплению. Применяют также циклоидальное зубчатое зацепление и зацепление Новикова, в котором профили зубьев очерчиваются дугами окружностей, что обеспечивает ряд преимуществ – пониженные контактные напряжения, лучшие условия смазки, постоянное направление скорости скольжения на рабочем профиле зуба, повышенную долговечность и несущую способность зубчатых колес.

Передаточное число зубчатой передачи можно выразить в виде:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_k}{d_{ш}} = \frac{z_k}{z_{ш}}.$$

С увеличением передаточного числа, число зубьев ведомого колеса увеличивается, из-за этого ограничивают передаточные числа величиной $i = 8$. При необходимости получить передачу с большим передаточным числом применяют двухступенчатую или многоступенчатую передачу (рис. 2.13, б).

Передаточное число между валами I и II , $i_1 = n_I/n_{II} = z_2/z_1$, а между валами II и III $i_2 = n_{II}/n_{III} = z_4/z_3$. Перемножая эти передаточные числа, получим общее передаточное число многоступенчатой передачи $i = i_1 i_2 = z_2 z_4 / z_1 z_3$.

Благодаря компактности, малой массе и возможности использования в качестве редукторов с большими постоянным и переменным (коробки передач) передаточными числами широко применяются в конструкциях современных строительных машин планетарные передачи. Они применяются в ходовых и поворотных устройствах стреловых самоходных и башенных кранов, одноковшовых экскаваторов, приводах ленточных конвейеров и ручных машин.

Планетарные передачи, включают в себя зубчатые цилиндрические колеса с перемещающимися осями (рис. 2.14). Такая передача состоит из центральной (солнечной) шестерни a с наружными зубьями, зубчатого венца b с внутренними зубьями и водила H , на котором укреплены оси сателлитов (зубчатых колес) g . Вращаясь вокруг своих осей и вместе с осью вокруг солнечной шестерни, сателлиты совершают планетарное движение. В большинстве случаев зубчатый венец b выполняется неподвижным, а водило H – подвижным; при этом движение может передаваться от a к H и наоборот. Передаточное число планетарной передачи: шестерня a – ведущая, $i_{aH}^b = n_a / n_H = 1 + z_b / z_a$, водило H – ведущее, $i_{Ha}^b = n_H / n_a = 1 + z_a / z_b$. Если в такой передаче все зубчатые колеса и водило будут подвижными, то такую передачу называют дифференциальной или дифференциалом.

Косозубые зубчатые колеса (рис. 2.12, б) обеспечивают более плавную работу, но наклон зуба к оси вращения приводит к возникновению осевого усилия, что дополнительно нагружает вал и вызывает необходимость усложнения подшипников. Косозубые колеса обычно применяют в быстроходных передачах при малых передаваемых крутящих моментах. Колеса с шевронным зубом (рис. 2.12, в) обладают всеми преимуществами косозубых, но не имеют их недостатков, так как осевые усилия, возникающие на правой и левой частях зуба, взаимно уничтожаются. Недостатком шевронных колес является сложность их изготовления, поэтому они применяются в наиболее ответственных узлах.

Конические зубчатые колеса применяются на валах, пересекающихся под углом – обычно 90° (рис. 2.12, з, д, 2.13, в). Передаточное число конических зубчатых передач определяется так же, как и для цилиндрических: $i = n_1/n_2 = z_2/z_1 = d_{2cp}/d_{1cp}$. Для конических зубчатых колес характерен шаг, переменный по длине зуба (образующей конуса); соответственно переменным будет и модуль. Все расчеты колеса ведутся по среднему модулю, который округляется до стандартного.

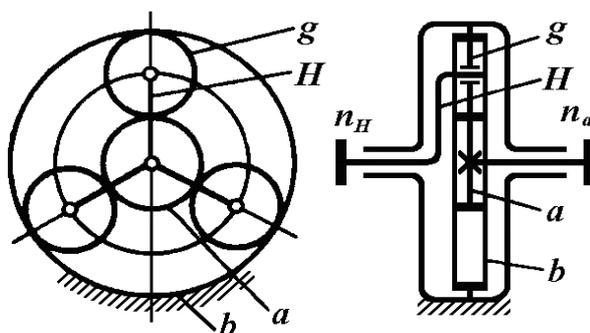


Рис. 2.14. Планетарная передача

Червячные передачи передают вращение между валами, геометрические оси которых скрещиваются в пространстве. Червячная передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 2.15, а).

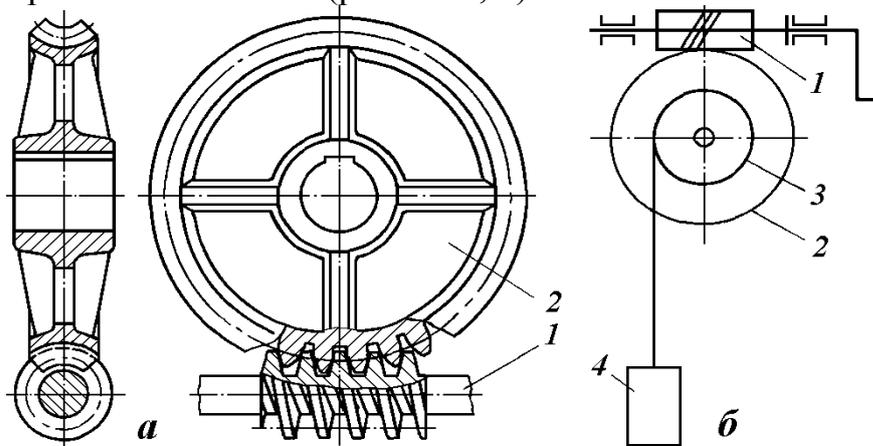


Рис. 2.15. Червячная передача

Червяк – винт с трапециевидной нарезкой, который может быть однозаходным, двух- и многозаходным. Обычно червяки изготавливают из высокопрочной стали. Червячное колесо представляет собой зубчатое колесо с косым зубом и впадиной на ободке, которые соответствуют размерам червяка, так как зуб червячного колеса по дуге охватывает червяк. Угол наклона зуба и шаг червячного колеса соответствуют углу наклона и шагу зубьев червяка. Червячное колесо может быть изготовлено из чугуна, однако наилучшим материалом, обеспечивающим высокую износоустойчивость и наименьшие потери на трение, является бронза. Для экономии бронзы обычно из нее выполняют только зубчатый венец, который насаживают на стальную или чугунную ступицу червячного колеса.

При работе червячной передачи ведущим элементом является червяк, который при вращении ввинчивается в зубья червячного колеса, как винт в гайку, и вызывает этим его вращение относительно своей оси.

Передаточное число червячной передачи $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$, где z_1 – число заходов червяка, z_2 – число зубьев колеса. Червячные передачи так же, как и закрытые зубчатые, выполняют в виде редукторов, причем последние могут включать в себя одновременно оба вида передач.

Достоинствами червячной передачи являются:

1) возможность получения очень большого передаточного числа (до $i = 100 \dots 200$, а иногда и больше) при малых габаритных размерах;

- 2) плавность и бесшумность работы;
- 3) возможность выполнения самотормозящейся передачи.

На рис. 2.15, б показана схема грузоподъемного устройства с червячной передачей. Вращение рукоятки червяка 1 вызывает вращение червячного колеса 2 и барабана 3. Наматывание каната на барабан приводит к подъему груза 4. При несамотормозящейся передаче груз может упасть, вызывая обратное движение колеса и червяка. При самотормозящейся передаче самопроизвольное опускание груза исключается и отпадает необходимость применения предохранительных устройств (тормозов и пр.). Самоторможение возникает из-за того, что угол винтовой линии червяка меньше угла трения.

К недостаткам червячных передач относятся:

- 1) относительно невысокий к.п.д.;
- 2) нагрев при непрерывной работе;
- 3) необходимость применения дорогой бронзы.

Цепные передачи применяют для передачи вращения между параллельными валами, расположенными на сравнительно большом расстоянии друг от друга, при необходимости обеспечения постоянства передаточного числа. Простейшая цепная передача состоит из двух цепных звездочек 1 и 2 и цепи 3 (рис. 2.16).

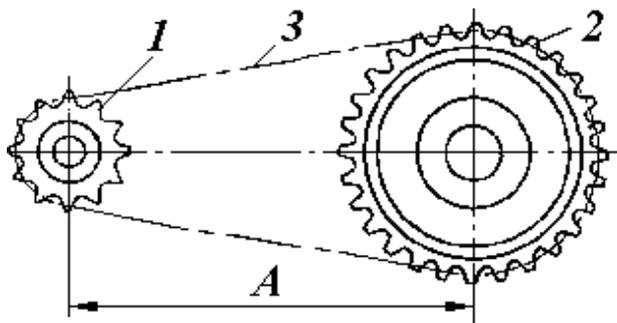


Рис. 2.16. Схема цепной передачи

В машиностроении применяют в основном три типа цепей. Тяговые цепи служат для перемещения грузов в транспортирующих машинах (транспортерах, элеваторах) при скорости до 2 м/сек. Грузовые цепи применяют для подвески и подъема грузов при скорости до 0,25 м/сек. Приводные цепи (рис. 2.17) применяют в цепных передачах при скорости до 15 м/сек, мощности до 110 кВт и при передаточных числах до 8. Основным размером цепи является ее шаг t . Зубчатые цепи сложнее и дороже втулочных и роликовых, однако, обеспечивают плавность и бесшумность работы и поэтому применяются при более высоких скоростях. Цепные звездочки по конструкции напоминают зубчатые колеса, однако имеют другой профиль зубцов и меньшую ширину зубчатого венца. Материалом для изготовления цепных звездочек служат чугун и сталь различных марок.

Основными недостатками цепных передач являются влияние вытягивания цепи на равномерность ее хода, чувствительность к динамическим нагрузкам, необходимость тщательного ухода.

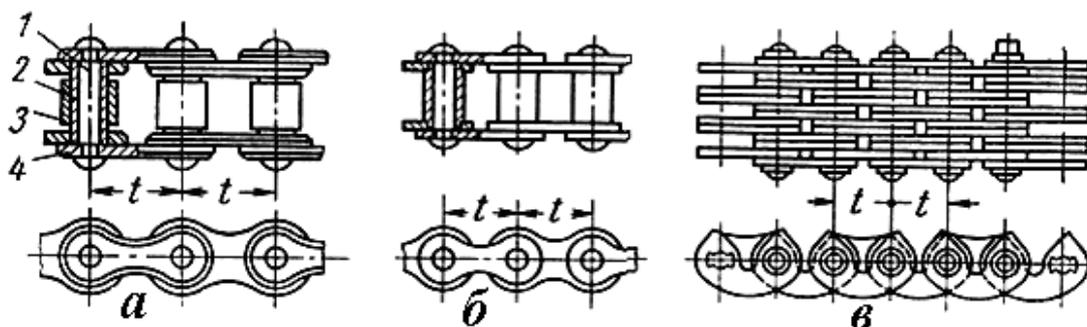


Рис. 2.17. Основные типы приводных цепей:

a – роликная, *б* – втулочная, *в* – зубчатая; 1 – валик, 2 – втулка, 3 – ролик, 4 – пластина

Шпоночные и шлицевые соединения. Для закрепления на валах и осях вращающихся вместе с ними деталей (зубчатых колес, шкивов, барабанов, муфт и др.) применяют специальные детали, называемые шпонками. На валу 3 и в ступице 4 закрепляемой на нем детали (рис. 2.18, *a*) вырезается канавка, соответствующая размерам шпонки. Шпонка, введенная в образовавшийся паз, может передавать крутящий момент от вала к закрепляемой на нем детали и наоборот. Размеры шпонок стандартизованы и выбирают их по диаметру вала (ГОСТ 23360–78 для призматических шпонок 1 и ГОСТ 24078–80 для сегментных 2). Реже применяются клиновые шпонки, вызывающие дополнительные напряжения в соединяемых деталях.

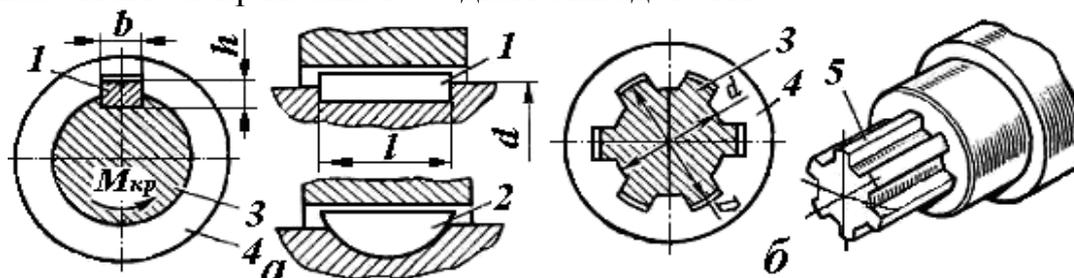


Рис. 2.18. Шпоночное (*a*) и шлицевое (*б*) соединения:

1 – призматическая шпонка; 2 – сегментная шпонка; 3 – вал; 4 – тело вращения (втулка, шестерня, шкив и др.); 5 – шлицы

Напряжения среза и смятия в шпонках определяют по формулам:

$$\tau_{\text{ср}} = 2M_{\text{кр}} / (bl_p d) \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad \sigma_{\text{см}} = 4M_{\text{кр}} / (hl_p d) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент; d – диаметр вала; b , h , l_p – соответственно ширина, высота и рабочая длина шпонки.

Если расчет показывает, что шпонка перенапряжена, то устанавливают две шпонки (под углом 180°) или три (под углом 120°).

В авто- и тракторостроении, а также в строительном и дорожном машиностроении, станкостроении и др. большое распространение получили шлицевые соединения (рис. 2.18, *б*). При этом соединении на валу вырезают неглубокие канавки, число которых может быть различно. Образовавшиеся выступы могут быть прямоугольными, треугольными или иметь эвольвентную форму. Отверстие в ступице детали 4 закрепляемой на валу 3 имеет форму, соответствующую профилю канавок и выступов на валу.

К преимуществам шлицевых соединений по сравнению со шпоночными относятся: меньшее ослабление вала, лучшее центрирование детали на валу и большая поверхность контакта, что обеспечивает малые напряжения смятия.

Это делает шлицы незаменимыми в тех случаях, когда необходимо сделать подвижное соединение (перемещение детали вдоль вала во время работы).

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. По виду трения их делят на подшипники качения и скольжения.

Подшипники качения состоят из внутренних и наружных опорных колец с дорожками качения, по которым перекатываются шарики или ролики, размещенные по дорожкам качения с помощью сепараторов. В некоторых подшипниках сепаратор отсутствует. Подшипники качения имеют небольшие габариты, а из-за незначительности сил трения мало нагреваются при работе. Они отличаются удобством и простотой обслуживания, а также малым расходом смазочных материалов. Смазка подшипников качения может быть жидкой или консистентной.

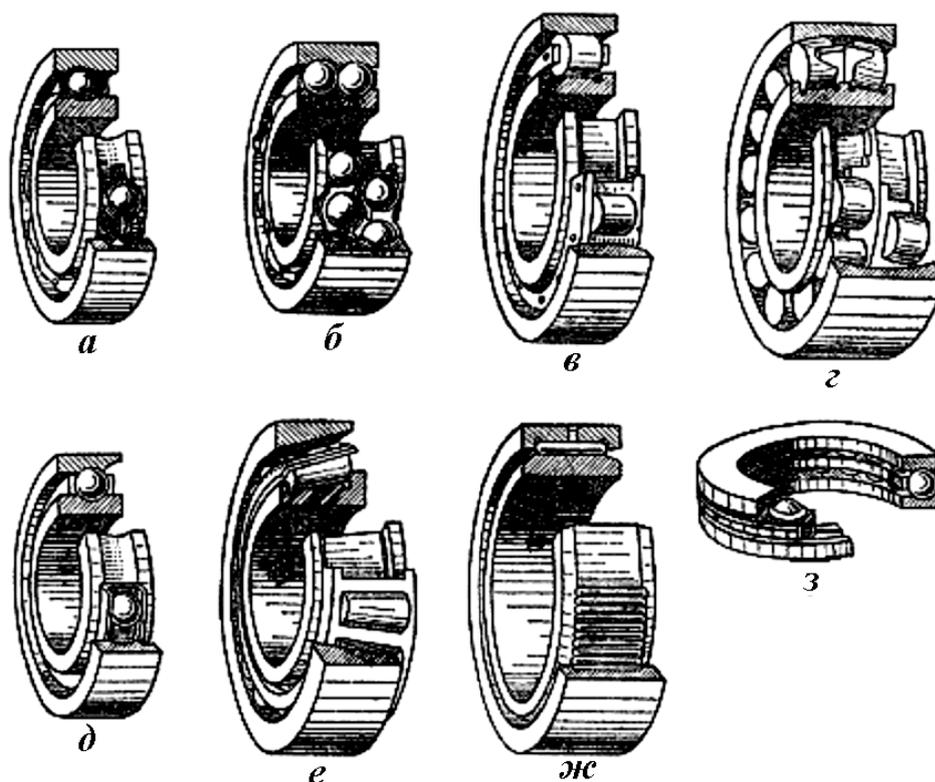


Рис. 2.19. Подшипники качения:

a – шариковый радиальный однорядный; *б* – шариковый радиальный двухрядный; *в* – роликовый радиальный; *г* – роликовый радиальный сферический; *д* – шариковый радиально-упорный; *е* – конический радиально-упорный; *жс* – игольчатый; *з* – упорный шариковый однорядный

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники делят на радиальные, радиально-упорные и упорные (рис. 2.19). Наиболее распространены радиальные несамоустанавливающиеся однорядные (рис. 2.19, *a*, *в*) и самоустанавливающиеся многорядные (рис. 2.19, *б*, *г*) шариковые и роликовые подшипники, которые воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки. Несамоустанавливающиеся радиально-упорные (рис. 2.19, *д*, *е*) шариковые и роликовые однорядные подшипники воспринимают радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Игольчатые подшипники (рис. 2.19, *жс*) воспринимают только радиальную нагрузку значительной величины при небольших размерах. Упорные несамоустанавливающиеся подшипники (рис. 2.19, *з*) воспринимают только осевую нагрузку.

Расчет подшипников качения ведется на долговечность по динамической нагрузке. Подбор подшипников производится по диаметру вала, статической нагрузке и коэффициенту работоспособности C , который зависит от конструкции, размеров и числа оборотов подшипника:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3},$$

где Q – условная нагрузка; n – число оборотов в мин; h – число часов работы.

Величина условной нагрузки Q (H) определяется по формуле:

$$Q = (RK_k + mA)K_d,$$

где R – радиальная нагрузка, Н; A – осевая нагрузка, Н; m – коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной ($m = 0,7 \div 4,5$ для $R/A > 2$); K_k – коэффициент, учитываемый при вращающемся наружном кольце; для сферических подшипников $K_k = 1,1$; для остальных подшипников $K_k = 1,6$; K_d – коэффициент динамичности нагрузки ($K_d = 1,2 \dots 3$).

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются серийно на специализированных заводах. Значения величины коэффициентов работоспособности для каждого типоразмера подшипников указаны в ГОСТ и в справочниках.

Подшипники скольжения (рис. 2.20) в общем случае состоят из корпуса, крепящегося к основанию болтами или шпильками, и установленных в нем вкладышей, на которые опираются цапфы осей или валов. Форма рабочих поверхностей подшипников соответствует форме цапф вала. Корпус подшипников выполняют из чугуна, реже из стали. Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов (баббитов, свинцовистых бронз, чугунов, металлокерамики, пластмасс и др.), которые заливают или наплавляют на стальную, чугунную или бронзовую основу.

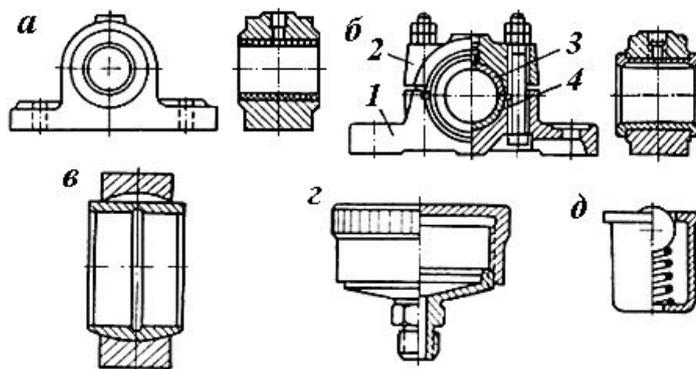


Рис. 2.20. Подшипники скольжения:

a – неразъемные; b – разъемные; $в$ – самоустанавливающаяся; $г$ – колпачковая масленка; $д$ – пресс-масленка

В зависимости от направления действия нагрузок применяются подшипники: радиальные, радиально-упорные и упорные. При вращении оси или вала в подшипнике цапфа скользит по его внутренней поверхности. Чтобы уменьшить трение, износ, нагрев и повысить к.п.д., трущиеся поверхности смазывают.

Применяются различные виды смазочных материалов – жидкие масла (обычно минеральные), консистентные смазки (солидолы) и твердые смазывающие вещества (графит, тальк). Последние применяют в труднодоступных местах, при работе в абразивной среде и при высокой

температуре окружающей среды. Консистентная смазка закладывается в подшипник при сборке или вводится при помощи шприцев или пресс-масленок.

По конструкции подшипники скольжения разделяют на неразъемные и разъемные – наиболее распространенные. В первом случае вкладыши изготавливают в виде втулок (рис. 2.20, а), которые запрессовывают в неразъемные корпуса или крепят к ним с помощью винтов к. В разъемных подшипниках (рис. 2.20, б) устанавливают два вкладыша 3, 4. Болты, соединяющие крышку 2 с основанием 1, стягивают разъемный вкладыш. Самоустанавливающиеся подшипники (рис. 2.20, в) благодаря наличию шаровых опор могут изменять положение в своих гнездах в соответствии с прогибом осей и валов, что исключает перекосяц цапф валов внутри втулок подшипников; они воспринимают только радиальную нагрузку.

Подшипники скольжения применяют в быстроходных валах, валах большого диаметра и сложной конфигурации, при ударных и вибрационных нагрузках, в воде, в агрессивных средах и при большом загрязнении.

Расчет подшипников скольжения ведется по среднему давлению, возникающему между цапфой и вкладышем. Величина удельного давления p (МПа) должна быть меньше допускаемой величины для данного материала вкладыша:

$$p = \frac{0,1 \cdot P}{d \cdot l} \leq [p],$$

где P – усилие, действующее на подшипник, в кН; d – диаметр цапфы в см; l – длина цапфы в см; $[p] = 5 \dots 20$ МПа (в зависимости от материала вкладыша).

Муфты применяются для соединения валов двигателей и передаточных механизмов или валов двух механизмов, для соединения и разъединения валов во время работы машины с компенсацией неточности установки связываемых механизмов. Они служат для передачи крутящего момента.

По назначению соединительные муфты подразделяются на:

- 1) постоянные муфты – для постоянного соединения валов;
- 2) сцепные муфты, соединяющие и разъединяющие вращающиеся валы на ходу;
- 3) предохранительные муфты, обеспечивающие разъединение вращающихся валов при увеличении нагрузки;
- 4) обгонные муфты (муфты свободного хода), передающие крутящий момент только в одном направлении и автоматически разъединяющие ведущий и ведомый валы при вращении ведомого вала быстрее ведущего.

Постоянные муфты делятся на глухие и подвижные.

Глухие муфты служат для жесткого соединения валов, оси которых точно совпадают и во время работы не смещаются. Сюда относятся втулочные (рис. 2.21, а), продольно-свертные (рис. 2.21, б) и поперечно-свертные фланцевые (рис. 2.21, в, г) муфты.

Втулочные муфты просты по конструкции, однако недостатком их является необходимость раздвижки валов при монтаже и демонтаже. Продольно-свертные муфты удобны тем, что при монтажных работах нет необходимости

раздвигать валы. Поперечно-свертные (фланцевые) муфты состоят из двух полумуфт и бывают двух типов:

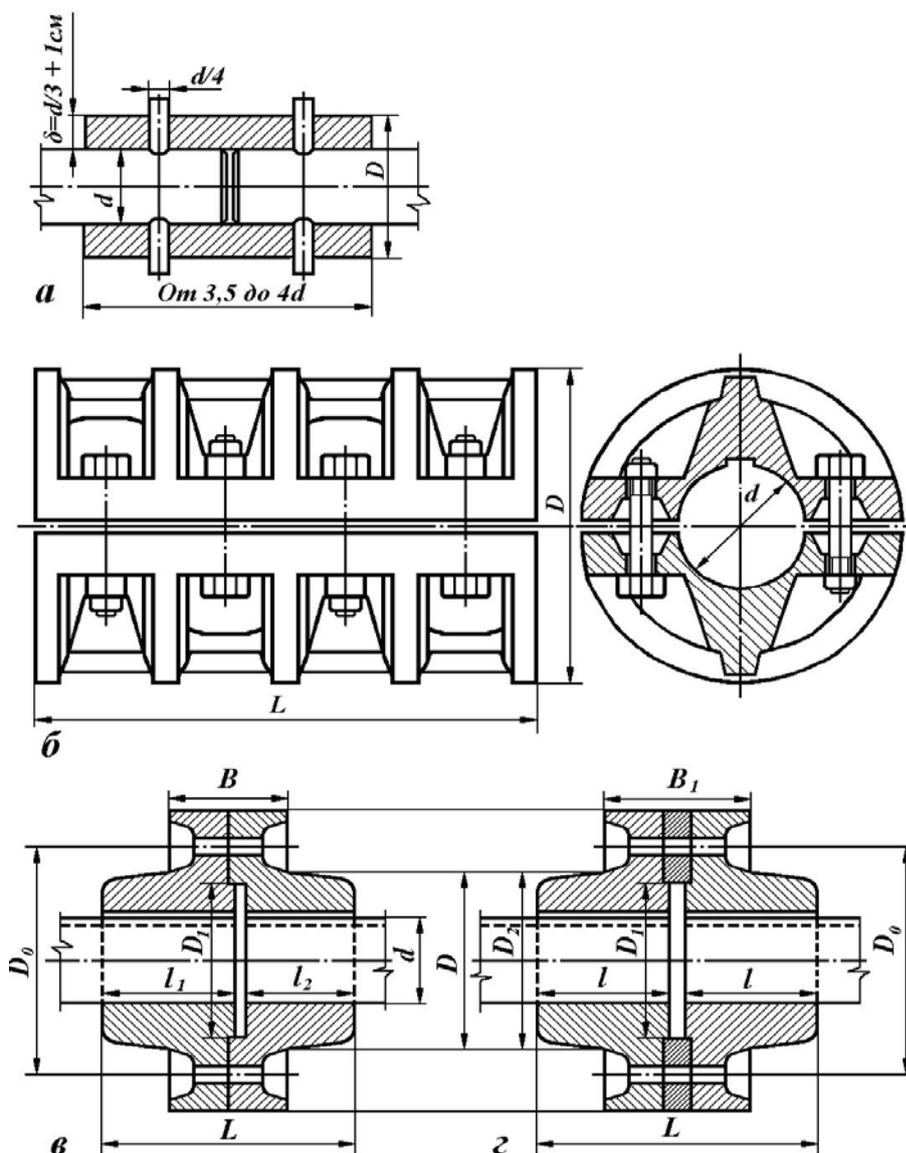


Рис. 2.21. Глухие муфты:

a – втулочная с соединением при помощи конических штифтов; *б* – продольно-свертная муфта; *в* – поперечно-свертная фланцевая (дисковая) муфта без центрирующего кольца; *г* – дисковая муфта с центрирующим кольцом

1. Муфты, в которых болты, соединяющие полумуфты, устанавливаются без зазора и работают на срез. На каждый болт в этом случае действует сила P (Н):

$$P = \frac{2M_{\text{кр}}}{nD_0},$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·см; n – число болтов; D_0 – диаметр окружности, на которой расположены болты, см.

2. Муфты, в которых болты устанавливаются с зазором. В этом случае крутящий момент (M_T) передается под действием момента трения, создаваемого затяжкой болтов:

$$M_{\tau} = \frac{n \cdot P_{\text{б}} \cdot \mu \cdot d_{\text{ср}}}{2} \geq M_{\text{кр}},$$

где $P_{\text{б}}$ – усилие, с которым затягивается каждый болт, Н; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр фланцев муфты, см; μ – коэффициент трения; $\mu = 0,15 \dots 0,2$.

Болты в этих муфтах работают на растяжение:

$$P_{\text{р}} \geq \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d_{\text{ср}} \cdot n \cdot \mu}.$$

Подвижные муфты допускают относительные смещения соединяемых валов, которые компенсируются подвижностью элементов муфты. К этому типу муфт относятся: упругие (втулочно-пальцевые), цепные, зубчатые, крестовые и шарнирные (карданные) муфты.

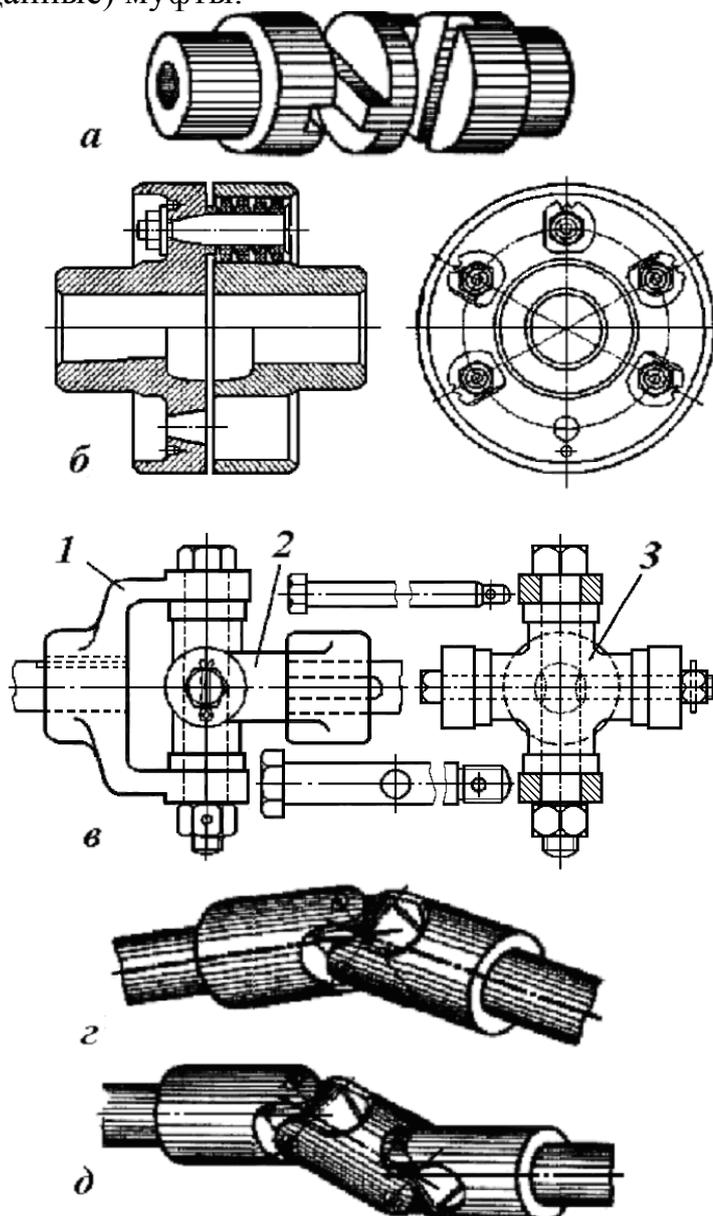


Рис. 2.22. Компенсирующие неразъемные муфты:

a – крестовая; *б* – упругая втулочно-пальцевая; *в* – шарнирная муфта Гука; *г* – передача движения шарнирной муфтой под углом; *д* – карданный вал с двумя шарнирными муфтами

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 2.22, *б*) состоит из двух полумуфт, соединенных болтами. В одной из полумуфт болт упирается в

резиновые втулки, что позволяет компенсировать перекосы валов, которые возникают при монтаже.

Цепная муфта состоит из двух полумуфт-звездочек, на которые надета цепь. Цепные муфты допускают перекося валов до $1,5^\circ$ и радиальное смещение до 2...3 мм.

Крестовая муфта (рис. 2.22, а) состоит из двух полумуфт с прямоугольными пазами и среднего диска с крестообразно расположенными выступами. Муфта этого типа допускает радиальное смещение валов за счет скольжения среднего диска в пазах полумуфт. Недостатком крестовой муфты являются быстрый износ пазов полумуфт и ограниченная скорость вращения валов ($n_{\text{макс}} = 1100 \dots 1200$ об/мин).

Зубчатые муфты состоят из полумуфт, представляющих собой две шестерни, одна из которых с внутренними зубьями, а другая с наружными, при одинаковом числе и модуле зубьев. Возможность некоторого относительного смещения валов достигается большими зазорами в сопряжении между зубьями. Часто применяются в сочетании с редукторами.

Шарнирные (карданные) муфты (рис. 2.22, в, г, д) применяются для передачи вращения между валами, расположенными под углом друг к другу, причем этот угол в процессе работы может меняться. Возможность передачи вращения под углом до $25 \dots 30^\circ$ достигается наличием двух шарниров, расположенных в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Шарнирные муфты Гука включают закрепленные на концах соединяемых валов вилки 1 и 2, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях; крестовина 3 служит для соединения обеих вилок. Спаривая две муфты, можно передавать вращение между смещенными валами. Карданные валы с двумя шарнирами Гука применяют в автомобилях и других машинах для передачи крутящего момента к ведущим колесам, которые при движении меняют положение относительно ходовой рамы.

Компенсирующие неразъемные муфты дают возможность валу свободно удлиняться и укорачиваться при изменении взаимного положения ведущего и ведомого валов, как это имеет место в трансмиссии автомобиля, где движение на карданный вал передается через муфту со шлицами, или при изменении температуры валов.

Сцепные муфты применяются в том случае, когда в процессе работы механизма необходимо периодически соединять и разъединять валы. Сцепные муфты по конструкции разделяются на кулачковые, фрикционные, пневмокамерные, электромагнитные и гидравлические (будут рассмотрены в 2.3).

Кулачковая муфта (рис. 2.23, а) состоит из двух полумуфт, имеющих на торцах кулачки (выступы). Одна из полумуфт, неподвижная в разомкнутом состоянии, жестко закреплена на одном из валов. Другая, подвижная, полумуфта установлена на другом валу на шлицах и имеет возможность перемещаться вдоль вала. Соединение валов достигается сцеплением кулачков обеих полумуфт. Кулачковые муфты применяют в случае, когда не допускается проскальзывание одного вала относительно другого. Вместо кулачков могут

быть торцевые зубья. Так как включение кулачковых и зубчатых сцепных муфт на ходу сопряжено с опасностью поломки кулачков или зубьев, оно производится обычно с предварительным остановом ведущего вала или на очень медленном ходу.

Фрикционные муфты обеспечивают возможность плавного соединения ведущего вала с ведомым. Достоинством фрикционных муфт является возможность включения их на ходу. При включении муфты вначале имеет место проскальзывание ведомого элемента муфты относительно ведущего, вследствие чего число оборотов и крутящий момент на ведомом валу нарастают плавно, не перегружая трансмиссию. Недостатком фрикционных муфт является износ трущихся поверхностей при частом включении привода.

В зависимости от формы трущихся поверхностей фрикционные муфты разделяются на дисковые, конусные и муфты, имеющие цилиндрическую рабочую поверхность.

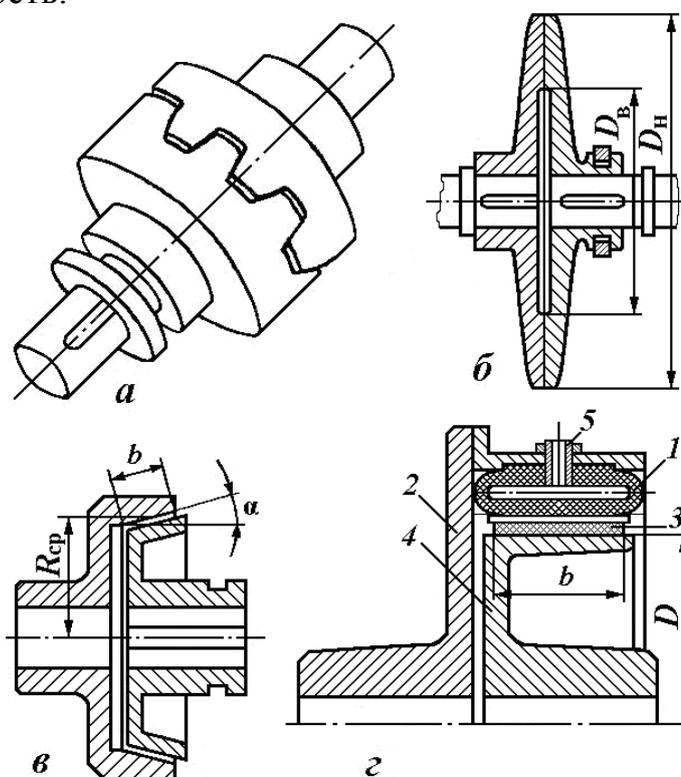


Рис. 2.23. Разъемные (сцепные) муфты:

а – кулачковая; *б* – фрикционная дисковая; *в* – фрикционная конусная; *г* – пневмокамерная

Дисковые муфты (рис. 2.23, б) наиболее просты по конструкции и удобны в эксплуатации. Они бывают однодисковые и многодисковые. В дисковой муфте величина создаваемого момента трения зависит от силы, с которой диски прижимаются друг к другу, и от коэффициента трения между дисками, а в многодисковых – и от количества дисков. Величина крутящего момента $M_{кр}$ (Нсм), передаваемого муфтой:

$$M_{кр} = \frac{PD_{ср}\mu}{2\beta} \cdot (n - 1),$$

где P – сила нажатия дисков, Н; $D_{ср}$ – средний диаметр дисков, см; n – количество дисков; β – коэффициент запаса ($\beta = 1,25 \dots 1,5$); μ – коэффициент трения ($\mu = 0,08 \dots 0,15$ – работа со смазкой, $\mu = 0,15 \dots 0,3$ – работа без смазки).

Для увеличения коэффициента трения μ на поверхности дисков крепятся пластины фрикционного материала; они проверяются на допустимое удельное давление p (МПа):

$$p = \frac{4 \cdot 10^2 \cdot P}{\pi(D_H^2 - D_B^2)} \leq [p],$$

где D_H и D_B – наружный и внутренний диаметры диска, см; $[p]$ – допустимое удельное давления МПа (для различных материалов $[p] = 2 \dots 8$ МПа).

Конусные муфты (рис. 2.23, в) по способу управления аналогичны дисковым. Передача крутящего момента происходит при нажатии конических поверхностей трения ведущей полумуфты на конические поверхности ведомой.

Преимуществом конусных муфт перед дисковыми является меньшее осевое усилие, требующееся для передачи такого же крутящего момента. Благодаря наличию конусной поверхности в результате действия осевой силы P возникает нормальная к конусной поверхности сила N_l , значительно превышающая силу P .

Величина передаваемого крутящего момента:

$$M_{кр} = \frac{P \cdot D_{cp} \cdot \mu}{2\beta \cdot \sin \alpha},$$

где α – угол, наклона образующей конуса к оси муфты.

Ленточные муфты используются при включении барабанов лебедок. Они могут быть с внутренней или наружной лентой, к которой крепятся фрикционные накладки. Включение ленты производится гидравлическим или пневматическим цилиндром.

Пневмокамерные муфты (рис. 2.23, г) широко применяются в строительных и дорожных машинах с двигателем внутреннего сгорания, особенно с пневматическим управлением. Резиновая пневмошина 1 крепится внешней поверхностью к ободу полумуфты 2. На внутренней поверхности шины закрепляют колодки 3 из антифрикционного материала. При подаче через штуцер 5 сжатого воздуха в камеру шины колодки прижимаются к полумуфте 4 с силой, необходимой для передачи крутящего момента. При выключении муфты колодки возвращаются в исходное положение пластинчатыми пружинами. При подаче воздуха в пневмокамеру последняя расширяется и прижимает колодки к ободу ведомого барабана. Муфта обеспечивает плавное сцепление, отсутствие осевых и радиальных нагрузок на вал и компенсирует несоосность валов. Крутящий момент $M_{кр}$ (Нм), передаваемый пневмокамерной муфтой:

$$M_{кр} = \frac{2\pi R^2 b \mu}{\beta} \cdot [p],$$

где R – радиус поверхности трения, см; b – ширина колодок, см; $[p]$ – расчетное рабочее давление в пневмосистеме.

Электромагнитная муфта в ведущей части имеет встроенную катушку постоянного тока. Ведомая часть представляет собой фланец с двумя

цилиндрическими, концентричными обечайками. Пространство между ведомой и ведущей частями, ограниченное уплотнителями, заполнено ферромагнитным порошком. При включении тока частицы порошка в зазорах между обечайками располагаются цепочками по направлению магнитных силовых линий. Усилия, необходимые для разрыва этих цепочек, составляют в сумме окружное усилие, передаваемое муфтой. Время разгона и величина передаваемого момента соответствуют закону их нарастания и могут регулироваться величиной тока.

Предохранительные муфты служат для защиты механизмов машины от внезапной перегрузки. По конструкции предохранительные муфты могут быть кулачковые (со скошенными кулачками) или фрикционные. Усилие нажатия дисков регулируется на передачу определенного момента, при превышении которого происходит проскальзывание полумуфт.

Обгонные муфты или самоуправляемые муфты свободного хода аналогичны роликовым остановам (рис. 2.50, б). Они состоят из двух полумуфт – наружной 1 и внутренней 2, установленных на соосных валах. Внутренняя полумуфта (звездочка) образует с наружной обоймой клиновидные пазы, в которых размещены ролики 3, поджатые пружинами 4. Если ведущей полумуфтой является звездочка, то сцепление валов происходит при вращении ее по часовой стрелке, если ведущей полумуфтой является обойма, то сцепление валов произойдет при вращении ее против часовой стрелки. Если угловая скорость ведомого вала будет больше, чем ведущего, то произойдет автоматическое размыкание кинематической цепи. Обгонные муфты применяются в гидротрансформаторах, стартерах и других механизмах.

2.2. Энергетическое оборудование

Привод включает в себя энергетическое (силовое) оборудование, трансмиссию и систему управления, предназначенные для приведения в действие рабочих органов и механизмов машины. На строительных машинах сочетают силовые установки с различными трансмиссиями и системами управления.

2.2.1. Основное энергетическое оборудование

В качестве основного энергетического оборудования строительных машин применяют электродвигатели переменного и постоянного тока с питанием от внешней силовой сети и двигателя внутреннего сгорания, не зависящие от внешних источников энергии.

По количеству двигателей различают одноmotorные и многоmotorные приводы, которые иногда называют групповыми и индивидуальными. В групповом все механизмы или отдельные группы приводятся в действие от одной силовой установки, в индивидуальном приводе для каждого механизма имеется своя силовая установка. Индивидуально-групповой привод является комбинацией двух первых.

Многоmotorный привод применяется в машинах с большим количеством механизмов. Он может быть электрическим или комбинированным автономным, когда основной двигатель (дизель) приводит в действие генератор, питающий токком индивидуальные электродвигатели (дизель-

электрический привод), гидравлические насосы, нагнетающие рабочую жидкость в гидравлические двигатели (дизель-гидравлический привод), компрессор, питающий сжатым воздухом пневматические двигатели (дизель-пневматический привод) и т.п. Многомоторный привод упрощает кинематику машин (отсутствуют сложные и громоздкие механические трансмиссии), обеспечивает в широком диапазоне плавное бесступенчатое регулирование скоростей механизмов и рабочего органа, позволяет автоматизировать управление.

Вид привода должен соответствовать режиму и условиям работы машины. Мощность N , необходимая для выполнения рабочих операций, ограничивается величиной максимальной мощности силовой установки $N_{\text{макс}}$, которая определяется как произведение

$$N = Pv \text{ или } N = M\omega,$$

где P , M – усилие и момент сопротивления, преодолеваемые исполнительными механизмами; v , ω – линейная и угловая скорости этих механизмов.

Мощность силовой установки наиболее полно используется в тех случаях, когда с увеличением или уменьшением внешней нагрузки силовой привод обеспечивает соответствующее изменение моментов с одновременным соответствующим изменением рабочих скоростей. Это позволяет иметь наибольшую производительность.

Режим нагрузки силовых установок строительных машин неустановившийся, т.е. носит переменный характер. Нагрузка может колебаться в течение рабочего цикла, например, у одноковшовых экскаваторов и бульдозеров. У автогрейдеров колебание нагрузки несколько меньше. Двигатели же грейдер-элеваторов работают при нагрузках, близких к постоянным. При работе двигателей на неустановившихся режимах нагрузки снижается их мощность, ухудшается топливная экономичность и уменьшается срок службы.

Идеальной по использованию мощности силовой установки внешней характеристикой привода является такая, которая при любом изменении внешних нагрузок обеспечивает постоянство потребляемой мощности: $N = N_{\text{макс}} \eta = \text{const}$, где η – коэффициент полезного действия (к.п.д.) трансмиссии. Эту характеристику выражают зависимостью $v = N/P$ или $\omega = N/M$.

Электродвигатели приводят в действие переносные (ручные), передвижные и стационарные машины, длительное время работающие на одном месте (башенные, козловые и мостовые краны, смесительные установки, конвейеры, насосные установки, и т.п.). Электродвигатели преобразуют электрическую энергию в механическую. Они характеризуются постоянной готовностью к работе, простотой пуска, управления и реверсирования, сравнительно небольшими габаритами и массой, экономичностью, простотой эксплуатации и надежностью в работе, способностью выдерживать кратковременные перегрузки, пригодностью для индивидуального привода

механизмов машин. Основной их недостаток – зависимость от внешнего источника энергии.

Наиболее часто применяются установки с электродвигателями переменного тока, допускающими значительные кратковременные перегрузки. Для привода машин с повторно-кратковременным режимом работы (краны, подъемники и др.) применяют крановые электродвигатели с большой перегрузочной способностью ($\lambda = 3$)

$$\lambda = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}},$$

где $M_{\text{макс}}$ – максимальный крутящий момент; $M_{\text{ном}}$ – номинальный (расчетный) крутящий момент.

У обычных электродвигателей $\lambda = 1,5 \dots 2$.

Существенным недостатком электрических двигателей переменного тока является невозможность их регулирования по скорости, т.е. невозможность изменения числа оборотов вала при изменении момента сопротивления (нагрузки). Поэтому в машинах с тяжелым режимом работы (при частых изменениях нагрузки) большее распространение находит электрический привод с двигателями постоянного тока, обладающими удовлетворительной регулировочной способностью. В этом случае привод состоит из сетевого электродвигателя переменного тока или двигателя внутреннего сгорания, на валу которых установлен генератор постоянного тока, питающий электродвигатели. Такие электрические системы называются системами «генератор – двигатель» (Г–Д). Недостатком этого привода является то, что его вес и габаритные размеры в 2...2,5 раза больше привода любого другого типа.

Двигатели внутреннего сгорания применяют в основном в самоходных строительных машинах. Их достоинствами являются автономность от внешних источников энергии, высокая экономичность, небольшой вес, приходящийся на единицу мощности, постоянная готовность к работе. В поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) тепловая энергия сжигаемого в смеси с воздухом топлива преобразуется в механическую энергию вращающегося коленчатого вала. Продукты сгорания (газы) расширяются, давят на поршень, который через шатун передает усилие на коленчатый вал, заставляя его вращаться. Вал двигателя соединяется с трансмиссией машины гидравлической или фрикционной муфтой.

По виду потребляемого топлива и способу его воспламенения различают *карбюраторные* двигатели, работающие на бензине или газе с воспламенением электрической искрой топливовоздушной смеси, приготовленной в карбюраторе, и *дизели*, работающие на дизельном топливе, распыляемом в камере сгорания, где происходит его самовоспламенение в воздухе, нагретом при сжатии. Дизели получили преимущественное распространение благодаря большей (в 1,3...1,5 раза) экономичности, более высокому (на 30...40%) к.п.д. и способности работать на более дешевом топливе. К недостаткам двигателей внутреннего сгорания относятся: невозможность реверсирования и пуска под нагрузкой, сравнительно небольшой диапазон непосредственного

регулирования скорости и крутящего момента, большая чувствительность к перегрузкам, сложность пуска при низких температурах, сравнительно малый срок службы (3000...4000 ч), высокая стоимость эксплуатации.

2.2.2. Промежуточные преобразователи энергии.

Существуют механизмы и оборудование для строительных работ, привод которых непосредственно от двигателей внутреннего сгорания или электродвигателей неудобен или невозможен. Главным образом это относится к ручному инструменту, место и условия, применения которого не позволяют рассчитывать на оперативное подключение к стационарной электрической сети или воздухопроводу. В таких случаях создается передвижная станция из двигателя внутреннего сгорания, пневматического компрессора, маслонасосного агрегата или электрогенератора, трансформирующих механическую энергию в вид, более удобный для привода инструмента.

Передвижные пневматические компрессоры используются для привода ручных отбойных молотков, перфораторов, буров, свайных молотов. Компрессоры подбираются по рабочему давлению, подаче воздуха и количеству раздаточных патрубков. Чем выше давление и/или подача воздуха, тем более мощный инструмент может использоваться. Число раздаточных патрубков соответствует числу рабочих постов, одновременно снабжаемых сжатым воздухом. По принципу действия различают поршневые, ротационные и винтовые компрессоры.

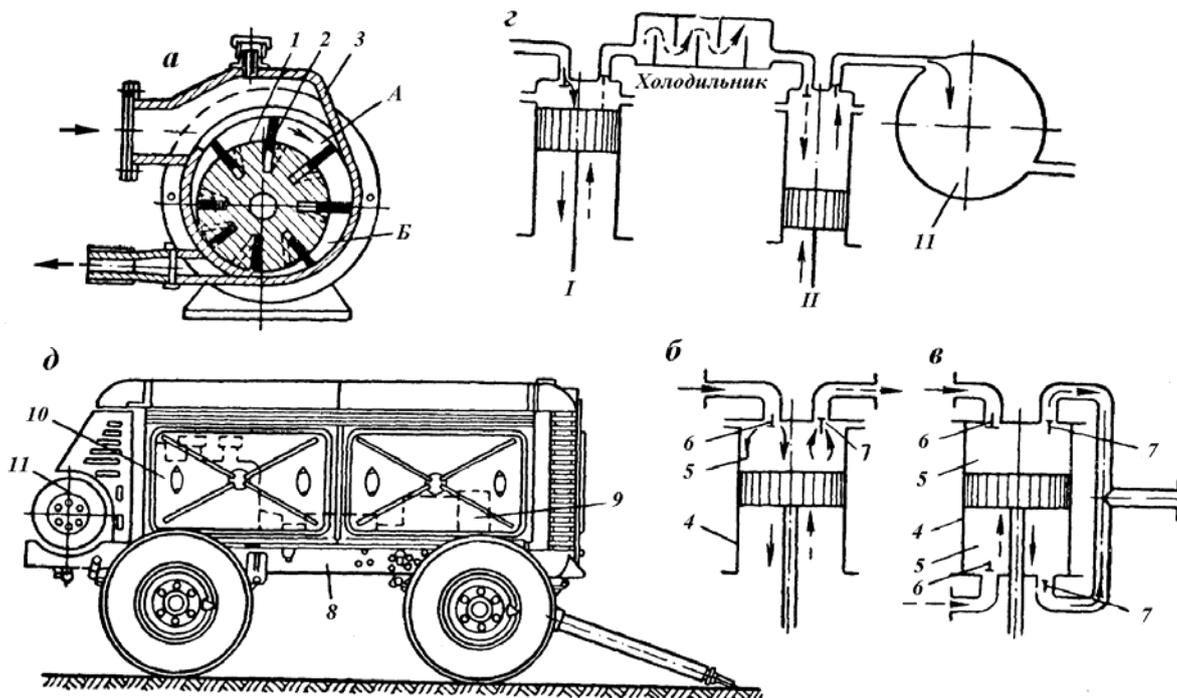


Рис. 2.24. Компрессоры:

I – цилиндр низкого давления; II – цилиндр высокого давления

Ротационный компрессор (рис. 2.24, а) представляет собой помещенный в корпусе 3 ротор 1, в радиальные прорези которого вставлены лопатки 2, прижатые пружинами к внутренней поверхности корпуса. При вращении ротора воздух захватывается лопатками и из полости всасывания А

поступает в полость нагнетания *Б*. За счет разности объема полостей всасывания и нагнетания происходит сжатие воздуха.

В строительстве широко применяют поршневые компрессоры одинарного и двойного действия (рис. 2.24, б, в). Пара «цилиндр – поршень», работает в двухтактном цикле «наполнение – сжатие». В компрессоре одинарного действия цилиндр *4* имеет одну рабочую полость *5*, всасывающий *б* и нагнетательный *7* клапаны. В компрессоре двойного действия цилиндр *4* имеет две рабочие полости *5* и две пары всасывающих *б* и нагнетательных *7* клапанов. В таком компрессоре при движении поршня в каждую сторону процесс сжатия происходит попеременно в одной из рабочих полостей его цилиндра. В компрессорах высокого давления воздух может сжиматься дважды (двухступенчатое сжатие) и трижды (трехступенчатое сжатие), но в большинстве строительных компрессоров используется одноступенчатая схема сжатия воздуха. В двухступенчатом компрессоре (рис. 2.24, г, 2.25) воздух последовательно сжимается цилиндрах первой ступени, а затем цилиндрах второй ступени. Воздух, переходя из одной ступени сжатия в другую, охлаждается в холодильнике (воздушном или водяном).

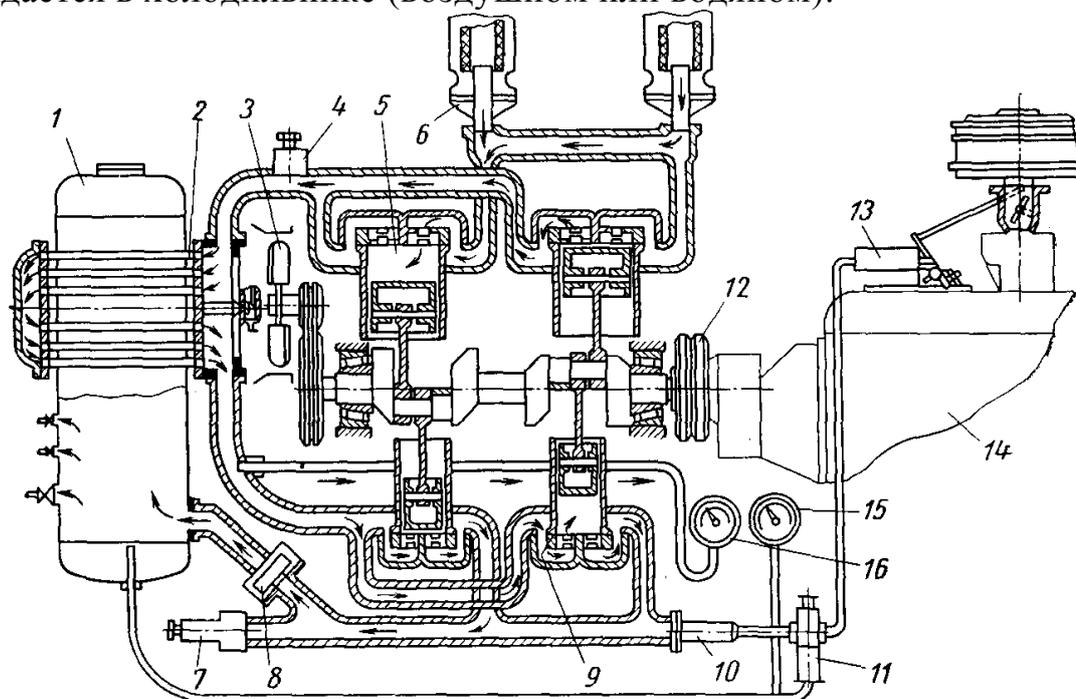


Рис. 2.25. Схема двухступенчатого сжатия в V-образном компрессоре передвижной компрессорной станции:

1 – ресивер; *2* – промежуточный холодильник; *3* – вентилятор; *4, 7* – предохранительные клапаны низкого и высокого давления; *5, 9* – цилиндры первой и второй ступени; *6* – воздушные фильтры; *8* – обратный клапан; *10* – сервомеханизм регулирующего устройства; *11* – датчик; *12* – муфта; *13* – регулятор числа оборотов; *14* – двигатель; *15, 16* – манометры

Компрессоры могут быть стационарные и передвижные. В строительстве применяются, как правило, передвижные компрессоры. В состав прицепной передвижной компрессорной установки (см. рис. 2.24, д) входит сварная рама *8* на пневмоколесном подрессоренном ходу, двигатель *9*, компрессор *10* и воздухосборник (ресивер) *11*. Применяемые в строительстве компрессорные станции с двигателями внутреннего сгорания имеют производительность 3...10 м³/мин и создают рабочее давление до 0,8 МПа (8 кг/см²). Ресиверы

применяются для аккумуляции сжатого воздуха в период, когда потребление сжатого воздуха меньше производительности компрессора. Кроме того, ресивер уменьшает пульсацию в нагнетательном трубопроводе. Предохранительные клапаны предназначены для выпуска части сжатого воздуха в атмосферу при давлении в системе, превышающем максимально допустимое. Краны управления служат для включения и выключения исполнительных механизмов.

В винтовых компрессорах используются два быстро вращающихся архимедовых винта (рис. 2.26) с хорошо пригнанными друг к другу винтовыми поверхностями, в зазорах между которыми воздух сжимается и выдавливается в напорную магистраль.

Современные пневмокомпрессоры должны оснащаться влагопоглощающими и пылезащитными устройствами. При сжатии неподготовленного воздуха частицы пыли смешиваются с водяным паром, парами горючесмазочных материалов, продуктами сгорания топлива, конденсированной влагой, окалиной и ржавчиной. При этом в компрессоре, воздухопроводах и ресивере образуется абразивная и химически агрессивная эмульсия, выводящая из строя приборы и инструмент и делающая воздух непригодным для пневматических краскопультов. При низких температурах влажный воздух вызывает обмерзание инструмента.

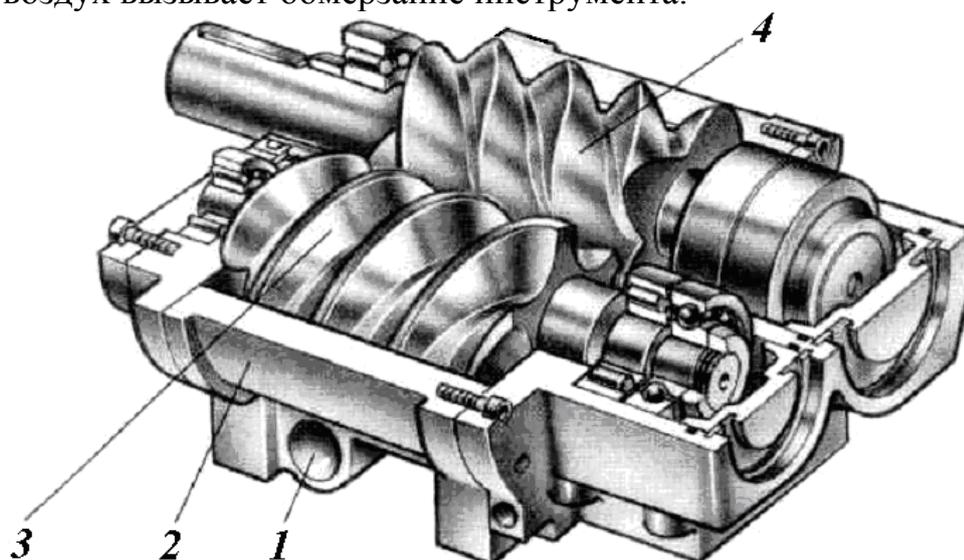


Рис. 2.26. Рабочий орган винтового компрессора:

1 – патрубок напорной магистрали; 2 – корпус камеры сжатия; 3 – ведомый винт; 4 – ведущий винт

Передвижные маслонасосные агрегаты, как и передвижные компрессоры, используются для привода ручного строительного инструмента. К их преимуществам перед компрессорами можно отнести: меньшую массу и габариты агрегата и инструмента; более тонкие и гибкие шланги; меньшую шумность работы агрегата и инструмента; работоспособность при отрицательных температурах; топливную экономичность. Это достигнуто благодаря большему рабочему давлению, отсутствию шума сжатого воздуха при дросселировании, отсутствию водяных паров, замерзающих при расширении сжатого воздуха, меньшим затратам мощности на привод. Еще одним важным преимуществом является широкий набор инструмента,

выпускаемого для таких установок. Кроме привычных отбойных молотков и перфораторов можно использовать отрезные дисковые пилы, водопогружные насосы, строительные дрели и буры. Рабочее давление инструмента подобрано так, чтобы он мог подключаться и к раздаточным патрубкам гидросистем строительных и дорожных машин. Среди недостатков наиболее существенны экологическая агрессивность рабочей жидкости, удвоенное число шлангов (необходима дренажная магистраль), более высокая стоимость эксплуатации. Передвижные маслонасосные агрегаты монтируются на рамах с полозьями и приспособлены для ручной переноски, что не представляет труда благодаря их небольшой массе.

Автономные электростанции предназначены для привода электрифицированного инструмента и строительного оборудования; освещения места работ; использования в качестве постоянных или аварийных источников электроэнергии в жилых и производственных помещениях, госпиталях, больницах; автономного питания систем связи и охранной сигнализации, военных и других объектов.

Автономные передвижные электростанции постоянного тока используются для питания сварочных установок, в остальных случаях применяются одно- и трехфазные электростанции переменного тока для постоянной или аварийной работы. Электростанции, предназначенные для аварийной работы, работают с нагрузкой примерно на 10% больше, но не более 1...1,5 ч через каждые 10 ч. Они могут оборудоваться системами автоматического поддержания температуры двигателя и заряда его аккумуляторов на уровне, необходимом для немедленного запуска, и автоматического запуска электростанции при аварии электросети.

Электростанции подбираются по необходимому числу фаз, напряжению и частоте тока (для России 50 Гц) и суммарной мощности всех потребителей. В зависимости от мощности электростанции могут быть переносными, прицепными пневмоколесными и стационарными.

2.3. Трансмиссии

Трансмиссия представляет собой разомкнутую систему механизмов для передачи движения и энергии от двигателя к исполнительным органам машины с изменением скоростей, крутящих моментов, направления и вида движения, т.е. систему, имеющую вход и выход. Вход ее соединен с силовой установкой, а выход – с исполнительным механизмом рабочего органа. К основным параметрам входа и выхода относятся: момент $M_{вх}$, $M_{вых}$ или усилие $P_{вх}$, $P_{вых}$, угловая скорость $\omega_{вх}$, $\omega_{вых}$ ($\omega = \pi \cdot n / 30$ рад/с, где n – частота вращения, s^{-1}) или линейная $v_{вх}$, $v_{вых}$, а также мощность $N_{вх}$, $N_{вых}$.

Показателем, оценивающим эффективность работы трансмиссии как системы, является к.п.д. (η), характеризующий величину потерь на трение при передаче движения:

$$\eta = N_{вых} / N_{вх} ; \quad \eta = \frac{M_{вых} \omega_{вых}}{M_{вх} \omega_{вх}} ; \quad \eta = \frac{P_{вых} v_{вых}}{P_{вх} v_{вх}} .$$

Отношения $\omega_{\text{ВЫХ}}/\omega_{\text{ВХ}}$ и $v_{\text{ВЫХ}}/v_{\text{ВХ}}$ характеризуют способность трансмиссии преобразовывать величину угловой или линейной скорости, и называется передаточными отношениями i . Отношения $M_{\text{ВЫХ}}/M_{\text{ВХ}}$, $P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$ дают представление о возможности трансмиссии преобразовывать величины момента или усилия. Эти отношения называют коэффициентом трансформации момента или усилия K . Таким образом, для любой трансмиссии справедливо выражение $\eta = K \cdot i$. Общий к.п.д. системы передач определяется как произведение к.п.д. отдельных передач $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$.

Передачи могут выполняться с постоянным и переменным (регулируемым) передаточным числом $i = n_{\text{ВХ}}/n_{\text{ВЫХ}}$, определяемым как соотношение частот вращения ведущего и ведомого валов. В передачах понижающих (редукторных) $i > 1$ и $n_{\text{ВХ}} > n_{\text{ВЫХ}}$, а в повышающих (мультипликаторных) $i < 1$ и $n_{\text{ВХ}} < n_{\text{ВЫХ}}$. В строительных машинах в основном применяются понижающие передачи. Передаточное число системы передач определяется как произведение передаточных чисел передач ее составляющих, т.е. $i_{\text{общ}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$.

В зависимости от способа передачи энергии трансмиссии делят на механические, электрические, гидравлические и пневматические.

Механические трансмиссии получили широкое распространение в строительных машинах, их достоинством являются простота элементов конструкции и надежность работы. Они характеризуются относительно высокими к.п.д. (0,8...0,95), особенно при переходе к индивидуальному приводу. Недостаток – громоздкость трансмиссии при передаче движения на значительные расстояния и при необходимости разветвления мощности. Характеристика механического привода во многом зависит от внешней характеристики двигателя.

Двигатели внутреннего сгорания и электродвигатели переменного тока обладают незначительной регулировочной способностью, поэтому механический привод имеет внешнюю характеристику, мало соответствующую специфике работы строительных (особенно землеройных) машин. Однако в силу своих достоинств (простота и дешевизна) механический привод до недавнего времени являлся основным типом привода строительных машин, но постепенно вытесняется гидравлическим или электромеханическим.

Механические трансмиссии подразделяют на редукторные и канатно-блочные. Первые представляют собой системы редукторов в сочетании с различными передачами (зубчатыми, карданными, цепными, ременными и др.) (рис. 2.27, 2.28). Составными частями вторых служат лебедки и канатные полиспасты, при этом движение и мощность подводятся к барабанам лебедок редукторной или гидравлической трансмиссией. Важными элементами механических трансмиссий являются тормоза и муфты, в том числе и предохранительные.

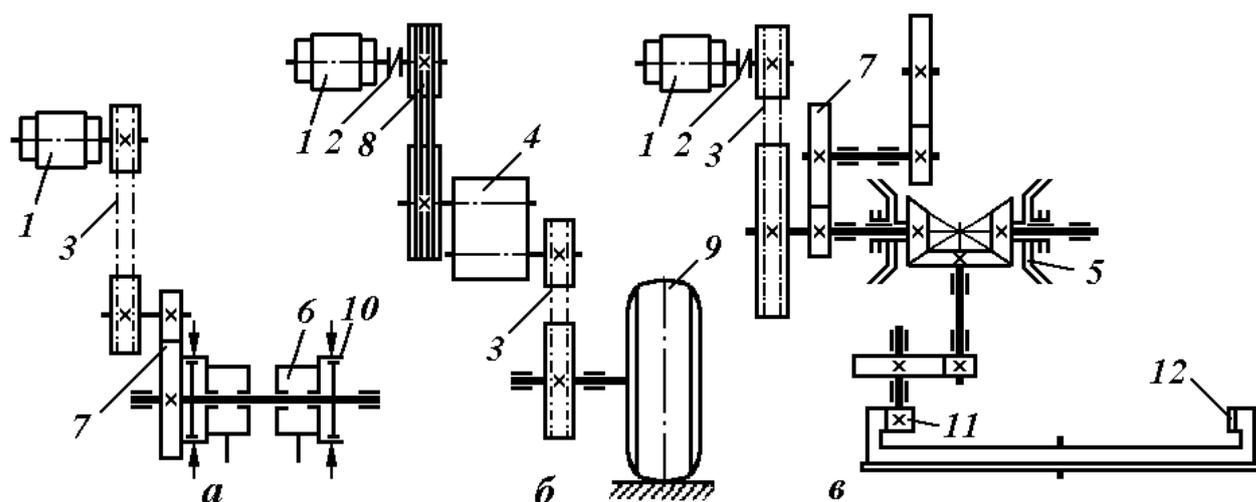


Рис. 2.27. Схема механического привода:

a – привод лебедки; *б* – механизм передвижения; *в* – механизм реверса и поворота экскаватора; 1 – двигатель; 2 – соединительная муфта; 3 – цепная передача; 4 – редуктор; 5 – механизм реверса; 6 – канатный барабан; 7 – зубчатая передача; 8 – клиноременная передача; 9 – колесо с пневматической шиной; 10 – тормоз; 11 – ведущая шестерня; 12 – зубчатый венец механизма поворота

Редукторы служат для увеличения крутящего момента при снижении числа оборотов на выходном валу, а также для распределения мощности силовой установки между механизмами машины. Компоновка редукторов зависит от типа машины и размещения на ней потребителей энергии. Редукторные трансмиссии могут передавать движения только на короткие расстояния. При относительно больших размерах передач, например, на подъемных кранах или экскаваторах с оборудованием драглайна или грейфера, используются канатно-блочные трансмиссии.

Большие размеры элементов механических трансмиссий, сложность управления отдельными звеньями кинематической цепи при передаче мощности от силовых установок к исполнительным механизмам крупногабаритных машин привели к поиску иных видов трансмиссии. К ним в первую очередь следует отнести гидравлические трансмиссии, называемые гидроприводом. Кроме этого недостатком механических трансмиссий является сложность бесступенчатого регулирования частоты вращения и крутящего момента на выходном валу, который может осуществляться только вариаторами. Для сглаживания характеристики привода в механические трансмиссии вводят гидродинамические передачи.

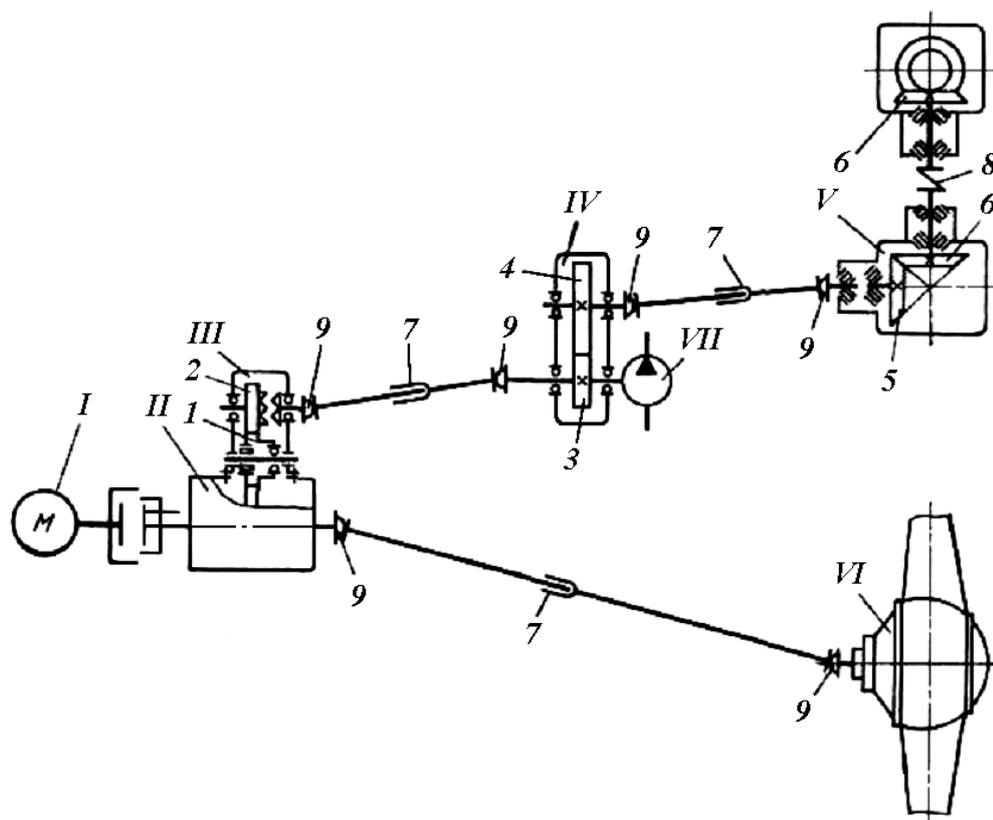


Рис. 2.28. Кинематическая схема механической трансмиссии ходовой части и одного из исполнительных механизмов автомобильного крана:

I – двигатель; *II* – коробка передач автомобиля; *III* – коробка отбора мощности; *IV* и *V* – промежуточные редукторы; *VI* – задний мост автомобиля; *VII* – гидравлический насос; *1...6* – зубчатые колеса; *7* – шлицевые (телескопические) соединения карданных валов; *8* – соединительная муфта; *9* – карданные муфты

Гидравлический привод заменяет жесткую кинематическую связь между ведущей и ведомой частями привода; он разделяется на гидростатический или объемный и гидродинамический.

Объемный гидропривод (рис. 2.29) состоит из энергетической, исполнительной, распределительной частей, трубопровода и резервуара для рабочей жидкости. Энергетическая часть (насос) предназначена для подачи рабочей жидкости под требуемым давлением и состоит из гидрогенератора (насоса или гидроаккумулятора). Насос получает энергию от силовой установки. Исполнительная часть (гидроцилиндры и гидромоторы) преобразуют энергию жидкости в механическую. Распределительная часть обеспечивает распределение и регулирование потока жидкости по величине давления и направлению. В нее входят распределители, дроссели, гидрозамки, предохранительные, обратные и редукционные клапаны и т.д. Число гидрораспределителей определяется числом исполнительных механизмов. Конструктивно гидрораспределители могут быть объединены в блоки.

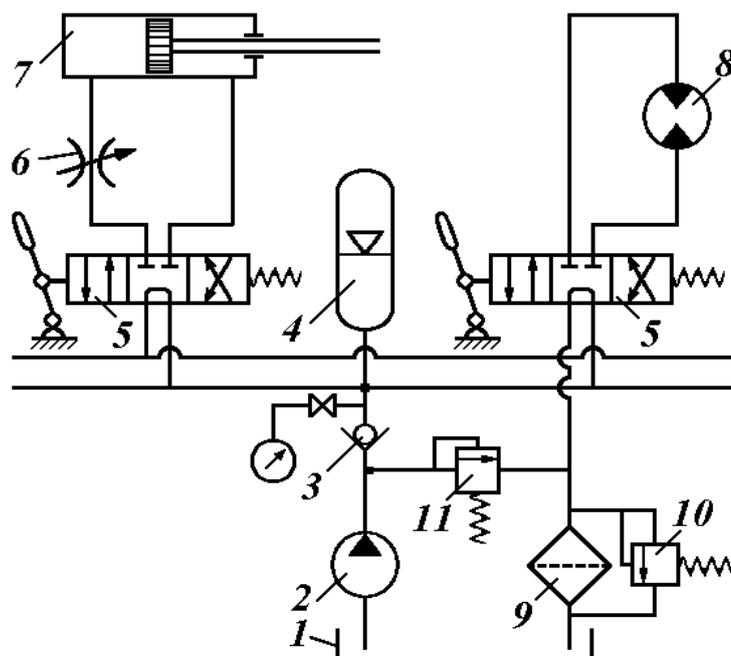


Рис. 2.29. Схема объемного гидропривода:

1 – бак для жидкости; 2 – насос; 3 – обратный клапан; 4 – гидроаккумулятор;
5 – распределители; 6 – дроссель; 7 – гидроцилиндр; 8 – гидромотор; 9 – фильтр; 10 – регулятор давления;
11 – предохранительный клапан

В качестве рабочей жидкости применяют минеральные масла. Основными показателями рабочей жидкости являются: вязкость (внутреннее трение жидкости) – свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной ее части относительно другой; зависимость вязкости от температуры жидкости; температура застывания жидкости; температура ее воспламенения. Последний показатель важен в связи с тем, что в процессе работы жидкость нагревается до значительных температур. Рабочая жидкость при давлениях, создаваемых в гидросистемах строительных машин, практически не сжимаема. Некоторое сжатие наблюдается при наличии мельчайших пузырьков воздуха, растворенных в рабочей жидкости.

Широкое применение объемного гидропривода на строительных и дорожных машинах вызвано рядом преимуществ, среди которых следует выделить: относительно высокий к.п.д. и низкие значения масс и объемов на единицу мощности; возможность бесступенчатого и безредукторного изменения скоростей на выходных элементах; удобство размещения механизмов; постоянство заданных режимов и возможность предохранения системы от перегрузок; малая инерционность вращающихся масс; легкость управления и возможность автоматизации. Применение объемного привода при использовании управляющих устройств позволяет полностью автоматизировать технологический процесс. Особо следует отметить облегчение труда операторов, повышение производительности и маневренности исполнительных органов. Например, поворот ковша на рукояти экскаватора существенно повышает технологические возможности машины.

В строительных машинах применяются шестеренчатые, лопастные, аксиально- и радиально-плунжерные насосы (рис. 2.30).

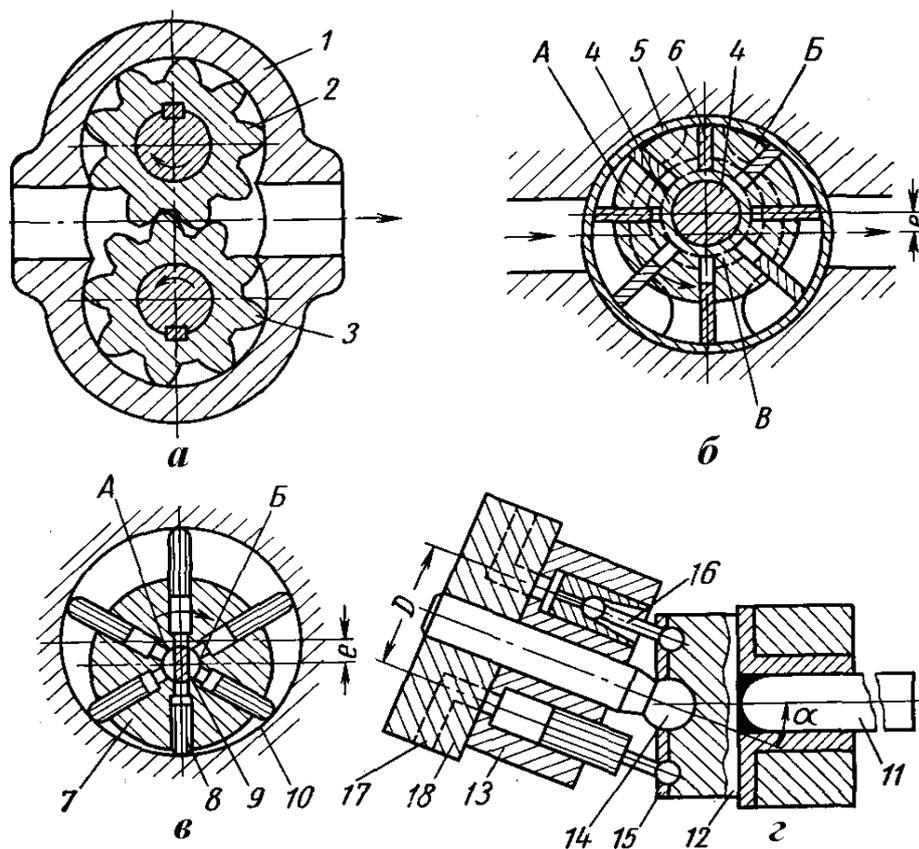


Рис. 2.30. Схемы гидравлических насосов:

a – шестеренчатого; *б* – лопастного; *в* – радиально-плунжерного;
z – аксиально-плунжерного

Широко распространены шестеренчатые насосы (рис. 2.30, *a*), простые по конструкции, надежные в работе и пригодные для использования в режиме гидромотора. Они выпускаются производительностью до 400 л/мин и давлением жидкости до 15 МПа. При вращении шестерен 2 и 3 рабочая жидкость прокачивается между зубьями и корпусом 1.

В радиальных пазах б ротора 4 лопастного насоса (рис. 2.30, *б*) установлены подвижные лопасти. Вал ротора расположен эксцентрично по отношению к корпусу 5. При удалении лопастей от точки с минимальным расстоянием между ротором и корпусом увеличивается объем полости, которая заполняется рабочей жидкостью, поступающей через окно А, сообщающееся с всасывающим патрубком насоса. Когда лопасти проходят точку с максимальным расстоянием между ротором и корпусом, пространство между лопастями начинает сокращаться и рабочая жидкость вытесняется в полость нагнетания и через окно В в нагнетательный патрубок насоса. Производительность насоса регулируется путем изменения эксцентриситета e . Постоянное прижатие лопастей к внутренней поверхности статора обеспечивается давлением жидкости, подводимой от полости нагнетания в кольцевой канал В, а также центробежной силой. Максимальное давление лопастных насосов 14 МПа, производительность до 200 л/мин.

Радиально-плунжерный насос (рис. 2.30, *в*) переменной производительности состоит из ротора 7 с цилиндрическими отверстиями, в которых плунжеры 8 совершают возвратно-поступательные движения. Внутри

ротора 7 имеется распределитель жидкости 9 с напорным отверстием А и всасывающим отверстием Б. Ротор 7 устанавливается в статоре 10 с некоторым эксцентриситетом; за один оборот ротора насоса каждый плунжер совершит два двойных хода: первый от центра всасывания через отверстие Б распределителя 9 и далее при вращении к центру нагнетания через отверстие А распределителя 9. Пульсация потока зависит от количества плунжеров в ряду; чем их больше, тем равномернее работает насос. Обычно в роторе устанавливается семь или девять плунжеров.

Аксиально-плунжерные насосы (рис. 2.30, з) выпускаются постоянной и переменной производительности на давление рабочей жидкости до 35 МПа; производительность их достигает 1000 л/мин; к.п.д. достигает 0,96...0,98. Они могут использоваться в качестве гидромотора. Приводной вал 11 насоса с приваренным к нему диском 12 расположен под углом к цилиндровому блоку 13. Шарниры 14 и 15 укреплены на диске 12. При вращении диск 12 увлекает за собой через плунжеры 16 цилиндрический блок, а плунжеры совершают при этом возвратно-поступательное движение, засасывая рабочую жидкость из канала 17 и нагнетая ее в другой канал, находящийся в распределительном диске 18.

Одной из характеристик насоса является его рабочий объем, т.е. количество жидкости, подаваемое за один оборот. Подача Q насоса определяется как произведение рабочего объема на частоту вращения и коэффициент, характеризующий утечки.

Различают нерегулируемые насосы, у которых угол α между дисками 15 и 18 постоянный, и регулируемые насосы, у которых этот угол можно плавно изменять в процессе работы. При изменении угла будут обратно пропорционально изменяться подача Q рабочей жидкости (производительность насоса) и давление p , развиваемое насосом, при неизменной мощности насоса N , так как $N = pQ$. Причем, если угол α изменить на противоположный, то насос изменит направление подачи жидкости также на противоположное. Регулируемые аксиально-поршневые насосы, снабженные устройствами для поворота оси блока в зависимости от давления в системе, используют для автоматического регулирования усилия и скорости рабочего органа или исполнительного механизма машины при колебаниях внешней нагрузки. В гидроприводах одноковшовых экскаваторов и стреловых самоходных кранов применяют сдвоенные аксиально-поршневые насосы, установленные в одном корпусе. Такие насосы нагнетают рабочую жидкость обычно в две напорные магистрали.

Для защиты системы от чрезмерных нагрузок имеется предохранительный клапан.

Распределители, применяющиеся в объемном гидроприводе имеют назначение – направлять поток жидкости от насоса к рабочим полостям силовых агрегатов и отводить ее из нерабочих полостей в бак. В зависимости от положения распределителя возможны три режима, например, при работе гидроцилиндра: выдвижение штока цилиндра, обратное движение и фиксированное положение. Часто в распределительные устройства

встраиваются предохранительные и регулирующие клапаны, предохраняющие систему от перегрузок.

Бесступенчатое изменение скорости исполнительного механизма достигается *объемным* и *дроссельным* регулированием. При *объемном* регулировании применяется насос переменной производительности, при плавном изменении которой происходит плавное изменение скорости вращения вала гидромотора или движения штока гидроцилиндра. Такой способ регулирования обеспечивает наивысший коэффициент полезного действия в широком диапазоне регулирования.

При *дроссельном* регулировании жидкость, подаваемая насосом, разделяется дросселем на два потока: первый поступает в гидромотор (гидроцилиндр), второй возвращается в бак. Весьма распространены щелевые дроссели, у которых при повороте полый пробки, имеющей прямоугольную прорезь, изменяется площадь проходного сечения, а, следовательно, и расход жидкости. Этот способ регулирования неэкономичен, так как насос постоянно работает при полной нагрузке; применяется он лишь в гидроприводах малой мощности.

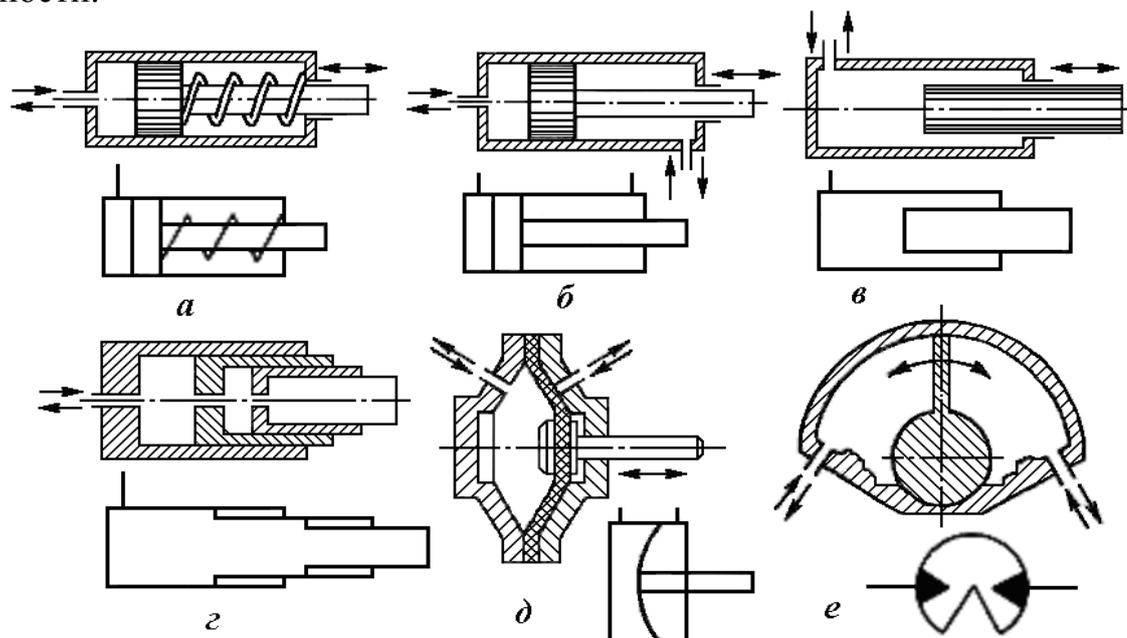


Рис. 2.31. Схемы гидроцилиндров:

а – одностороннего действия; б – двустороннего действия; в – плунжерный;
г – телескопический; д – мембранный; е – пластинчатый поворотный

Гидроцилиндр – простейший гидродвигатель прямолинейного поступательного движения (рис. 2.31). В гидроцилиндре одностороннего действия выдвигание штока происходит под действием давления жидкости, а обратное его движение – под действием веса исполнительного механизма, с которым соединен цилиндр. В гидроцилиндре двустороннего действия шток движется в обоих направлениях под давлением рабочей жидкости.

Гидромоторы делятся на низко- и высокомоментные.

Низкомоментные гидромоторы характеризуются $M_{кр} \leq 1 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и $n \geq 100$ об/мин и поэтому в строительных машинах, требующих высоких крутящих моментов при сравнительно небольших скоростях движения, применяются в

комплексе с редукторами. В качестве низкомоментных гидромоторов обычно используются нерегулируемые насосы постоянной производительности.

Высокомоментные гидромоторы ($M_{кр} \geq 1$ кН·м и $n \leq 100$ об/мин) встраиваются в рабочие органы машин без вспомогательных редукторов. Привод с такими гидромоторами имеет меньшие габаритные размеры, вес и инерционность вращающихся частей, большие общий к.п.д. и надежность в работе. Наиболее распространены радиально-плунжерные высокомоментные гидромоторы (рис. 2.32). Насос подает рабочую жидкость в распределитель 1, откуда она направляется в цилиндры гидромотора 2 под плунжеры 3; последние передают усилие на шатуны 4, далее – на игольчатые подшипники, ролики и профильную направляющую корпуса 5, где происходит разложение усилия на составляющие. Тангенциальные составляющие усилия заставляют ротор 6 гидромотора вращаться. В каждый данный момент из девяти плунжеров в работе (под давлением) находятся четыре или пять, а остальные вытесняют жидкость в сливную магистраль при своем движении к центру. Направление вращения гидромотора определяется направлением потока подводимой рабочей жидкости.

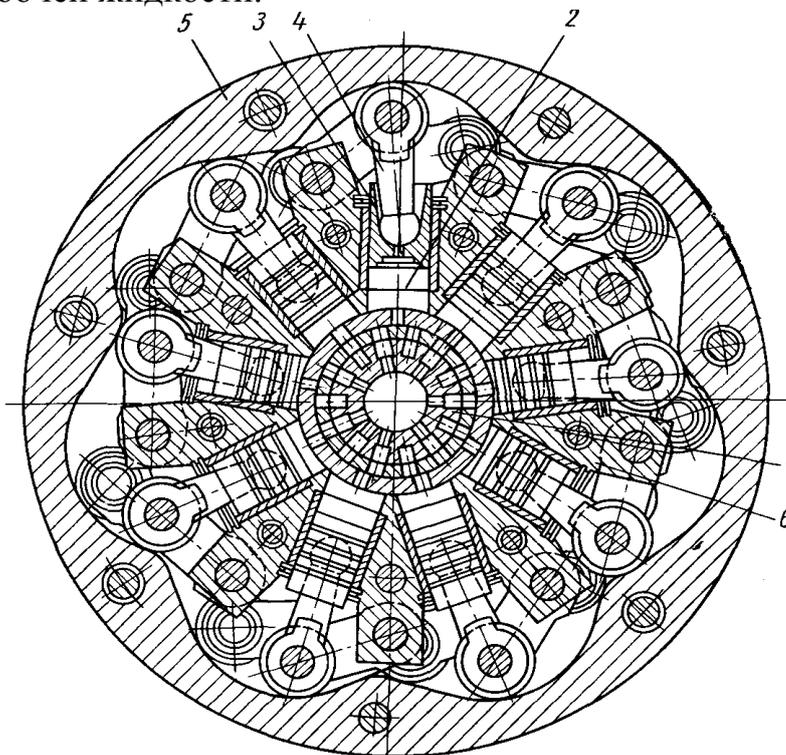


Рис. 2.32. Радиально-плунжерный высокомоментный гидромотор

Гидродинамический привод представляет собой элемент трансмиссии – гидромуфту или гидротрансформатор, устанавливаемые между двигателем и коробкой передач (рис. 2.33). Включение в трансмиссию гидромуфты и особенно гидротрансформатора существенно меняет характеристику привода, приспособлявая ее к условиям работы строительной машины.

Гидромуфта (рис. 2.33, б) состоит из двух элементов: насосного колеса 1, установленного на валу 4, соединенном с валом двигателя, и турбинного колеса 2, установленного на валу 5, соединенном с трансмиссией. Оба вала гидромуфты механически не связаны между собой, зазор между колесами – от

3 до 12 мм, в зависимости от размеров рабочих колес. Оба колеса образуют камеру, заполненную жидкостью. Лопатки насосного колеса при вращении отбрасывают к периферии жидкость, сообщая ей кинетическую энергию. Попадая в турбинное колесо, жидкость передает ему полученную энергию и заставляет вращаться в ту же сторону.

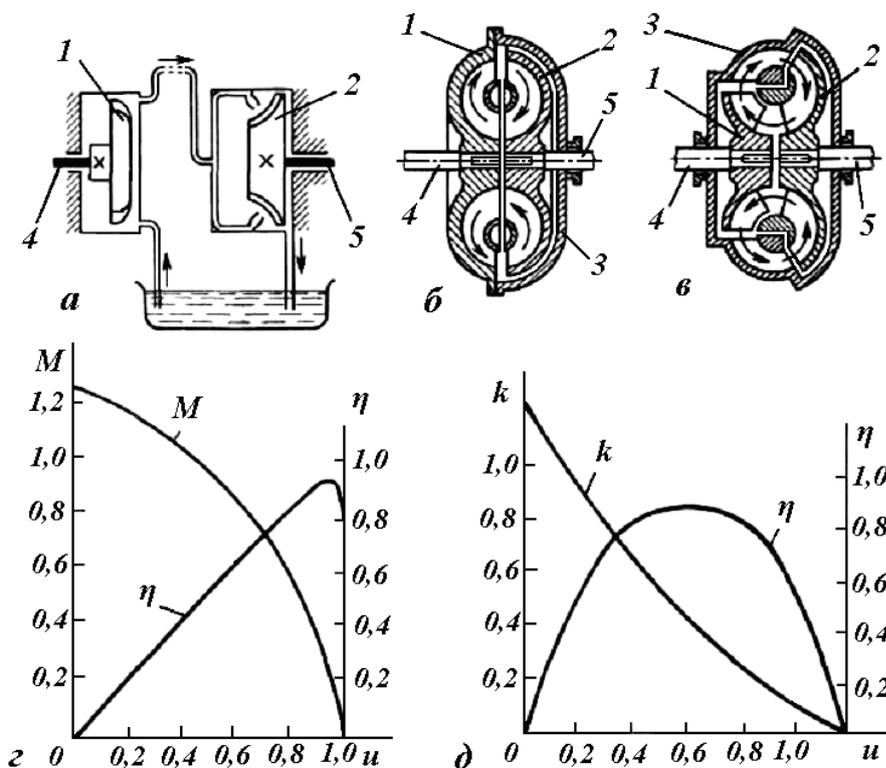


Рис. 2.33. Гидродинамические передачи:

a – принципиальная схема; *б* – гидромуфта; *в* – гидротрансформатор; *z* и *д* – внешние характеристики гидромуфты и гидротрансформатора (относительные величины); 1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – неподвижный направляющий аппарат (реактор); 4 – входной вал; 5 – выходной вал

На рис. 2,33, *z* представлена внешняя характеристика гидромуфты, показывающая зависимость передаваемого момента M от величины изменения числа оборотов $u = n_2/n_1$, где n_2 – число оборотов турбинного колеса, n_1 – насосного. К.п.д. увеличивается пропорционально увеличению числа оборотов турбины, достигая максимального значения $\sim 0,95$ при минимальных нагрузках. Силовые установки с гидромуфтами позволяют запускать и останавливать двигатель под нагрузкой, снижают динамические нагрузки и защищают двигатель от перегрузок. Недостаток гидромуфт – снижение к.п.д. системы, а также невозможность изменения величины передаваемого крутящего момента двигателя в зависимости от нагрузки. Способностью автоматического изменения величины крутящего момента в зависимости от нагрузки обладают гидротрансформаторы.

Гидротрансформатор (рис. 2.33, *в*) состоит из насосного колеса 1, установленного на ведущем валу 4, турбинного колеса 2, закрепленного на ведомом валу 5, и неподвижного направляющего аппарата 3 (реактора), соединенного с корпусом гидротрансформатора и изменяющего направление и скорость движения жидкости, в результате чего происходит преобразование крутящего момента.

Из рассмотрения внешней характеристики гидротрансформатора (рис. 2.33, д) видно, что коэффициент трансформации момента $K = M_{\text{ВЫХ}} / M_{\text{ВХ}}$, а соответственно, и $M_{\text{ВЫХ}}$ растут с уменьшением u – изменения числа оборотов турбинного колеса. Они достигнут наибольшего значения на полностью заторможенном ведомом валу, когда $u = 0$, т.е. $n_{\text{ВЫХ}} = 0$. Величина крутящего момента на ведущем валу $M_{\text{ВХ}}$ (крутящий момент двигателя) сохраняется постоянной во всем рабочем диапазоне.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}} = \frac{M_{\text{ВЫХ}} n_{\text{ВЫХ}}}{M_{\text{ВХ}} n_{\text{ВХ}}}; \quad \eta = K \cdot i, \text{ т.к. } \frac{M_{\text{ВЫХ}}}{M_{\text{ВХ}}} = K; \quad \frac{n_{\text{ВЫХ}}}{n_{\text{ВХ}}} = i.$$

Недостатком гидротрансформатора является сравнительно низкий к.п.д. ($\eta = 0,86$), необходимость охлаждения рабочей жидкости, невозможность реверсирования и др. Однако применение гидротрансформаторов позволяет сравнительно простым способом существенно улучшить характеристику двигателей внутреннего сгорания. Поэтому в настоящее время наблюдается все более широкое использование гидродинамических передач на строительных машинах.

2.4. Ходовое оборудование и тяговый расчет машин

Ходовое оборудование строительных машин предназначено для передвижения машин в процессе работы в пределах рабочей зоны и в зависимости от его вида и расстояния для перемещения машин с одного объекта строительства на другой. Оно передает нагрузку от машины на опорную поверхность.

Ходовое оборудование включает ходовое устройство (рельсовое, пневмоколесное, гусеничное, шагающее) и механизмы для его привода. Каждое ходовое устройство состоит из движителя и подвески. Подвеска соединяет движитель с опорной рамой машины и выполняется жесткой у тихоходных машин, полужесткой и упругой – у быстроходных. Самоходные строительные машины монтируют на базе серийных грузовых автомобилей, колесных и гусеничных тракторов, пневмоколесных тягачей и специальных гусеничных и пневмоколесных шасси с приводом от общей трансмиссии машины или от индивидуальных электрических и гидравлических двигателей. Специальные шасси строительных машин унифицированы.

Рельсовое ходовое оборудование имеют башенные, козловые, мостовые и специальные стреловые самоходные краны, электротали – тельферы, сваебойные установки и др. (рис. 2.34). Оно характеризуется простотой конструкции и небольшими сопротивлениями передвижению, но отличается малыми маневренностью и скоростью передвижения, за исключением железнодорожных кранов.

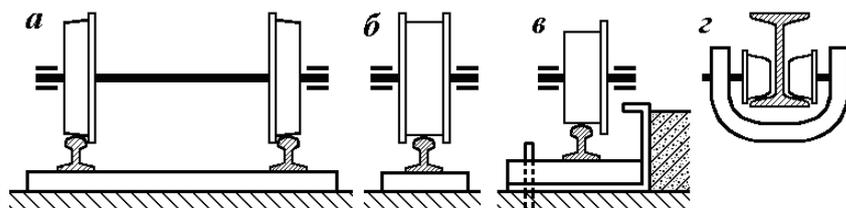


Рис. 2.34. Рельсовое ходовое оборудование:

a – вагонная ось; *б* – двухребордное (крановое) колесо; *в* – рельсформа; *г* – монорельс

Привод ведущих колес может быть общим от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания через систему валов и передач или от индивидуального электродвигателя через редуктор. Приводы оборудуют управляемыми и автоматическими тормозами. Колеса с общей рамой, двигателем, редуктором и тормозом образуют приводную ходовую тележку. Количество колес в тележке определяется действующей нагрузкой. Приводные и неприводные ходовые тележки кранов шарнирно соединяются с опорной рамой и оборудуются противоугонными клещевыми захватами.

Железнодорожный ход (колея 1524 мм) имеют отдельные разновидности стреловых кранов, используемые в эксплуатационной службе железных дорог и одновременно на железнодорожном строительстве. Колеса вагонных осей выполняются коническими для уменьшения проскальзывания колес при проходе криволинейных участков (рис.2.34, *a*).

Пневмоколесное ходовое оборудование (рис. 2.35) обеспечивает машинам маневренность, мобильность, высокие скорости (до 60...70 км/ч) и плавность передвижения. Пневмоколесный движитель состоит из ведомых и ведущих (приводных) колес, вращательное движение которых преобразуется в поступательное движение машины. У большинства строительных машин все колеса – ведущие. Количество колес зависит от допускаемой на каждое колесо нагрузки, условий и режимов работы машины, требуемых скоростей ее движения. Ходовые устройства строительных машин имеют обычно от 4 до 8 одинаковых взаимозаменяемых колес. В большинстве случаев подвеска выполняется упругой (рис. 2.36).

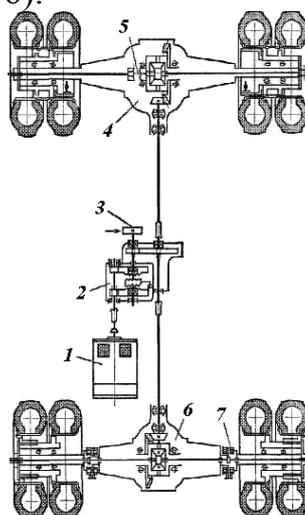


Рис. 2.35. Пневматическое ходовое оборудование:

1 – двигатель; *2* – коробка передач; *3* – центральный тормоз; *4* – задний мост; *5* – муфта блокировки дифференциала; *6* – передний мост; *7* – универсальный шарнир привода поворотных колес

Колесо состоит из диска и обода, сваренных между собой. Обод служит для монтажа пневматической шины, а диск соединяет обод со ступицей колеса. Пневматические шины колес обеспечивают лучшее сцепление колес с дорогой, смягчают толчки и частично поглощают удары, воспринимаемые колесами от неровностей дороги, увеличивают срок службы механизмов, способствуют сохранности дороги. Энергия ударов поглощается упругостью сжатого воздуха и частично упругостью стенок шины.

Составными частями камерной шины (рис. 2.37, *а*) являются покрышка *1*, служащая прочной и эластичной оболочкой, камера *2*, накачиваемая воздухом через вентиль *4*, и ободная лента *3*, предохраняющая камеру со стороны обода. Рисунки протектора (беговой части) разнообразны (рис. 2.37, *в*) и выбираются в зависимости от условий работы. Шины с рисунком протектора *I* применяются для земляных работ; *II* – для работы в каменных карьерах; *III* – противобуксующие; *IV* – универсальные.

Существует два основных типа шин: шины высокого давления, имеющие давление 0,5...0,7 МПа (5...7 кг/см²), и шины низкого давления (баллоны) с давлением 0,175...0,55 МПа (1,75...5,5 кг/см²). Шины низкого давления имеют больший профиль и меньшую толщину стенок, они лучше поглощают удары, приспособляются к мелким неровностям дороги, обеспечивают более плавное движение и лучшую сохранность машины, большее сцепление с грунтом и лучшие тяговые качества. Шины низкого давления получили широкое применение для строительных и дорожных машин.

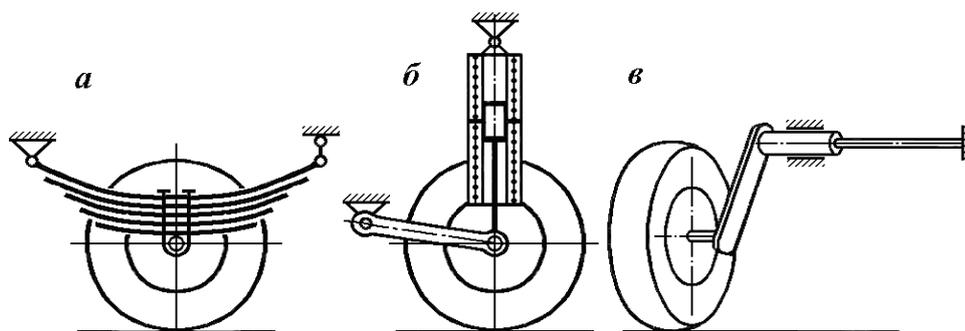


Рис. 2.36. Упругие подвески:

а – рессорная; *б* – пружинная; *в* – торсионная

Стремление повысить проходимость машин в условиях бездорожья привело к созданию шин сверхнизкого давления. Применение этих шин наиболее целесообразно в сочетании с централизованной системой регулирования давления шин. Для улучшения проходимости на слабых или переувлажненных грунтах, чтобы уменьшить давление на грунт, давление в шинах снижают до 0,05...0,08 МПа (0,5...0,8 кг/см²), а при движении на плотных грунтах или по дороге давление в шине повышают до нормального. Многие машины оборудуют устройствами для регулирования давления в шинах из кабины машиниста. Благодаря этому при движении по дороге сопротивление качению уменьшается и срок службы шины увеличивается.

Широкое распространение получили бескамерные шины (рис. 2.37, *б*), в которые воздух накачивается непосредственно в полость покрышки *5*, установленной на герметическом ободе *6*. Внутренняя полость покрышки имеет

дополнительный герметизирующий слой резины. Бескамерные шины лучше охлаждаются, меньше весят, повышают безопасность движения, так как при повреждении не происходит резкого падения давления. Упрощается также ремонт шины. В некоторых случаях для повышения проходимости машин на ведущих колесах применяют бескамерные арочные шины (рис. 2.37, *з*), отличающиеся широким профилем, низким давлением 0,05...0,14 МПа (0,5...1,4 кг/см²) и развитыми грунтозацепами.

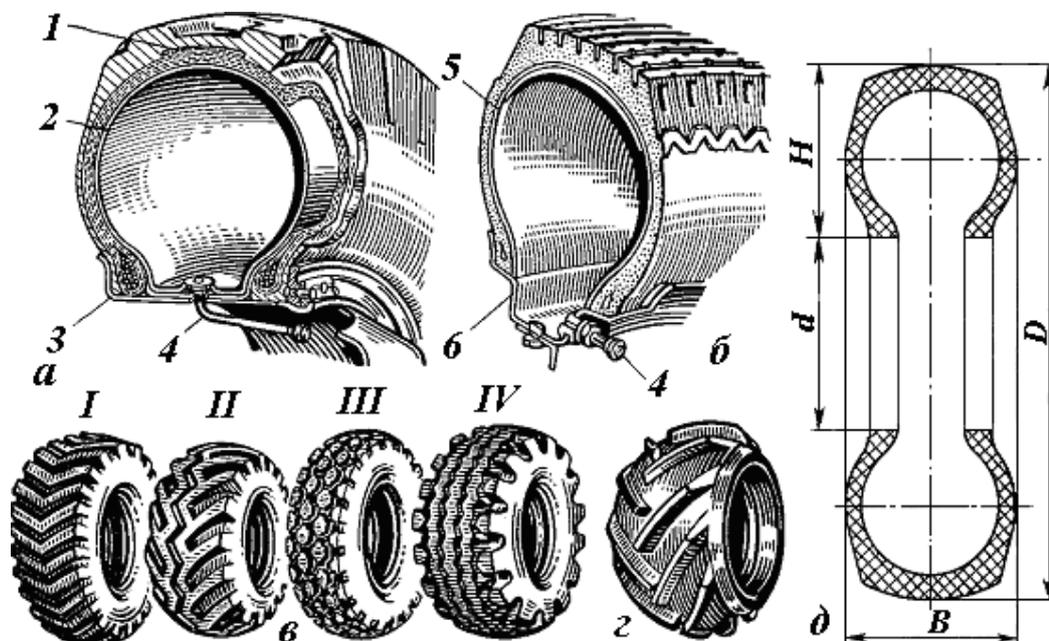


Рис. 2.37. Шины:

a – камерные; *б* – бескамерные; *в* – типы протекторов; *з* – арочные шины;
д – основные размеры шины

Основными параметрами пневматической шины являются ее диаметр, ширина покрышки, давление и рисунок протектора.

Маркировка шин наносится на боковинах двумя числами через тире, например 14,00 — 20; 330 — 20 и т. д. Первое число характеризует ширину профиля B в дюймах (или миллиметрах), а второе – внутренний диаметр шины или посадочный диаметр обода d в дюймах (рис. 2.37, *д*). Ширину профиля B приблизительно можно считать равной его высоте H , а наружный диаметр $D = 2H + d$.

Гусеничное ходовое оборудование имеет большую площадь контакта с грунтовой поверхностью и меньшее удельное давление на грунт, чем колесное оборудование. Оно составляет в среднем 40...100 кН/м² (0,4...1,0 кг/см²). Гусеничные машины обладают большой проходимостью по рыхлым и переувлажненным грунтам. Машины на гусеничном ходу имеют значительно большую силу тяги по сцеплению, поэтому они могут преодолевать подъемы с уклоном до 50%, в то время как у пневмоколесных машин преодолеваемый подъем не более 25%.

Недостатками гусеничного хода являются его большая масса (до 40% от общей массы машины), сложность конструкции, большие потери на трение, быстрый износ деталей, малая скорость перемещения и необходимость перевозки тягачами на специальных трейлерах при транспортировании даже на

небольшие расстояния. В связи с этим затраты на техническое обслуживание и ремонты машин на гусеничном ходу, а также на их перебазирование, приходящиеся на 1 час работы, как правило, выше соответствующих затрат по машинам того же типа и мощности, имеющим пневмоколесный ход. Следует отметить значительное увеличение удельного давления на основание, передаваемое кромочной частью гусеничных тележек стреловых кранов при работе с грузом.

Гусеничное ходовое устройство, например, подъемного крана имеет жесткую подвеску (рис. 2.38). Оно состоит из рамы неповоротной части 1, к которой с двух сторон жестко присоединены рамы 2 гусеничных тележек. На концах каждой рамы тележек установлены ведущая и ведомая звездочки 3 и 4. Обе звездочки охватывает замкнутая гусеничная цепь 8. Гусеничная цепь имеет отдельные звенья (траки), шарнирно соединенные между собой пальцами.

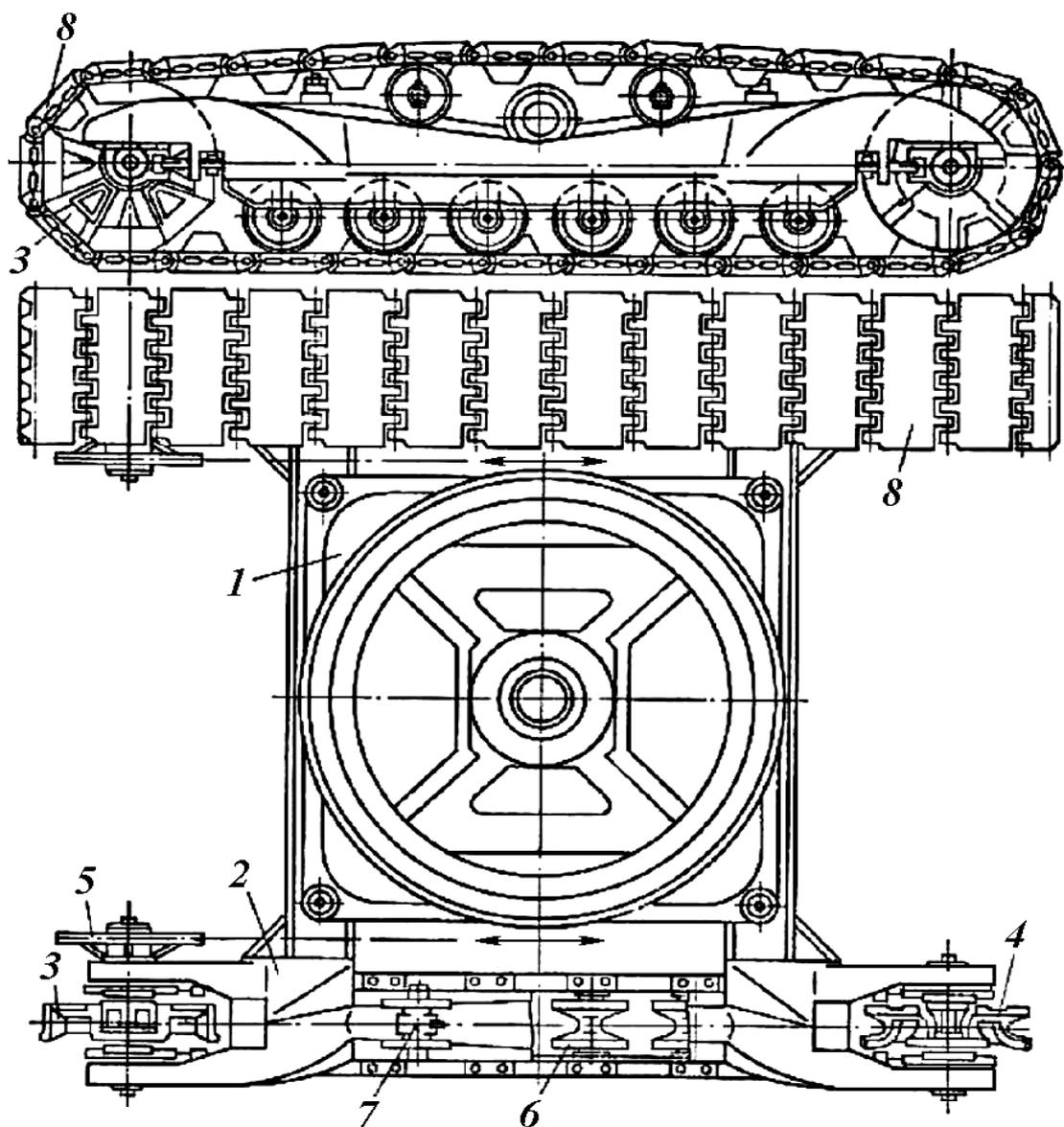


Рис. 2.38. Гусеничное ходовое устройство крана

Вал с приводной звездочкой 3 соединен цепной передачей 5 с механизмом передвижения. Звездочка механизма передвижения соединяется с приводным валом кулачковой муфты. Такая конструкция обеспечивает

возможность поворота крана при движении выключением и торможением одной гусеницы при включенной второй, а в машинах с индивидуальным электроприводом – отключением одного из двигателей. Передача нагрузки от рам гусеничных тележек на траки осуществляется через ряд неподрессоренных опорных роликов 6; верхняя ветвь гусеничной цепи опирается на ролики 7.

В трансмиссии механизма поворота гусеничного хода используют многодисковые фрикционные муфты, называемые бортовыми фрикционными. Они установлены на поперечном валу трансмиссии, передающем вращение на ведущие звездочки гусеничного хода. Регулируя или полностью выключая одну из фрикционных муфт, можно уменьшить скорость вращения соответствующей ведущей звездочки, а, следовательно, и скорость движения гусеницы; при этом машина начинает поворачивать в сторону отстающей гусеницы. С помощью бортовых фрикционов невозможно выполнить повороты малого радиуса, поэтому система управления гусеничной машиной снабжена специальными тормозами, действующими на ведомые части фрикционных муфт. При включении одного из тормозов соответствующая гусеничная цепь останавливается, и машина поворачивается с радиусом поворота, равным ширине (колее) гусеничного хода. При торможении машины на уклонах и при остановке включают одновременно оба тормоза.

Приводное колесо в зависимости от конструкции гусеницы может быть выполнено в виде звездочки или иметь выступающие кулачки, входящие в зацепление с гребнями (выступами) на траках гусеницы. Гребневое зацепление более надежно и в связи с этим чаще применяется.

Для регулирования натяжения гусеничной цепи натяжные колёса получают возможность перемещаться в пазах рамы гусеничной тележки. Их перемещение осуществляется винтом или гидравлическим домкратом.

Гусеничный движитель включает гусеничную ленту, раму, ведущее и ведомое (направляющее) колеса, опорные и поддерживающие катки (рис. 2.39, а).

Гусеничный движитель изобретен Д.Загряжским в 30-х годах XIX в. Гусеничные движители бывают малоопорные и многоопорные. В некоторых случаях применяют гусеничные движители безрамной конструкции. В этом случае элементы движителя крепят к основной раме машины. Число и размеры гусеничных движителей зависят от массы машины и нагрузки, действующей на ходовое оборудование. Наиболее часто применяют двухгусеничное ходовое оборудование, но на тяжелых и сверхтяжелых землеройных машинах число движителей достигает трех, четырех, шести и более.

По числу опорных катков гусеничные движители делят на малоопорные и многоопорные, а по вписываемости в профиль поверхности – на жесткие (рис. 2.39, а) и упругие (мягкие) (рис. 2.39, б).

Гусеничный движитель является многоопорным, если между двух смежных опорных катков укладывается менее двух звеньев гусеничной ленты, т.е. $l/t \leq 2$, и малоопорным, если число звеньев, расположенных между двух смежных опорных катков, больше двух, т. е. $l/t > 2$. Многоопорные движители применяют на землеройных машинах, работающих на деформируемых грунтах

малой и средней прочности. Гусеничная лента между катками прогибается незначительно, что способствует равномерному распределению нормальных контактных напряжений и снижению сопротивления движению машины. Малоопорные движители применяют на землеройных машинах, работающих на скальных грунтах и грунтах повышенной прочности. Поэтому число опорных катков уменьшается, но увеличиваются их размеры.

Малоопорный гусеничный ход передает на грунт неравномерное удельное давление и притом по сравнению с многоопорным при прочих равных условиях большей величины. В связи с этим наибольшее распространение получил гусеничный ход многоопорного типа.

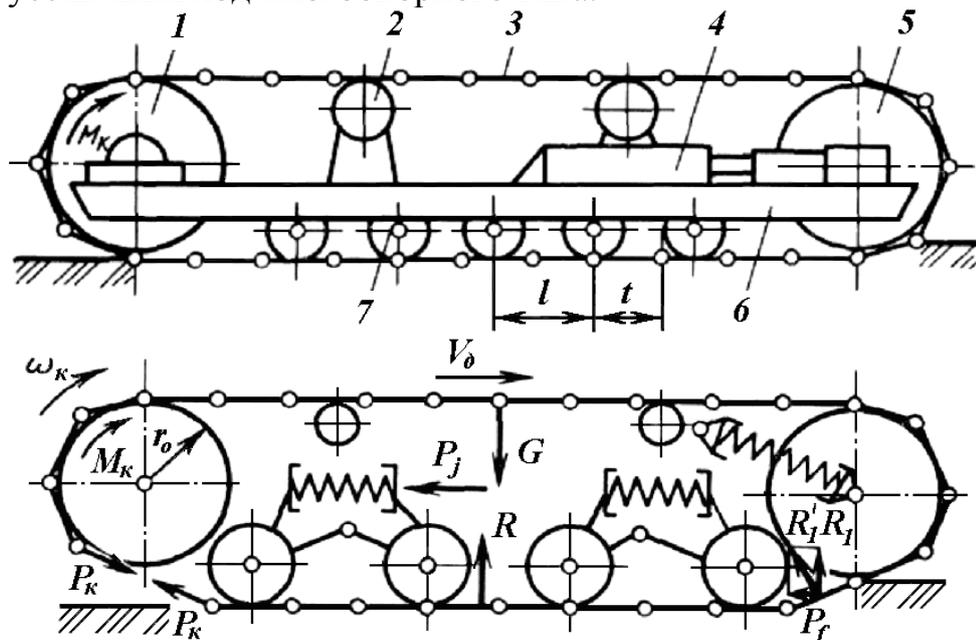


Рис. 2.39. Гусеничные движители:

a – многоопорный с жесткой подвеской опорных катков; *б* – малоопорный с упругой подвеской опорных катков (приведена схема сил и моментов, действующих на гусеничный движитель)

1 – ведущее колесо; 2 – поддерживающий каток; 3 – гусеничная лента; 4 – натяжное и амортизирующее устройство; 5 – направляющее колесо; 6 – гусеничная рама; 7 – опорный каток

Шагающее оборудование применяют для машин значительного веса, работающих с опиранием на грунт небольшой плотности. К таким машинам относят одноковшовые экскаваторы – драглайны, применяемые на гидротехническом строительстве с ковшем емкостью 4 м^3 и более, и частично стреловые краны, предназначенные к использованию в условиях перемещения по местности со слабой несущей способностью – до 25 кН/м^2 ($0,25 \text{ кГ/см}^2$) (например, по намывным грунтам или по торфу). Шагающее оборудование драглайнов состоит из опорных башмаков, механизма, осуществляющего перемещение экскаватора на величину хода шагания, и привода. Опорные башмаки передают на грунт распределенную нагрузку от веса экскаватора во время его шагания.

Механизмы шагания подразделяются на механические (эксцентрикные) и гидравлические (плунжерно-шарнирные). Механические устройства для шагания применяют на экскаваторах, выпускаемых Краматорским заводом с ковшем емкостью $4 \dots 10 \text{ м}^3$, а гидравлические – на экскаваторах Уральского завода тяжелого машиностроения с ковшем $15, 25 \text{ м}^3$ и более.

Тяговый расчет, приведенный ниже, является общим не только для транспортных машин, но и для любых колесных и гусеничных строительных машин, в т.ч. выполняющих работу в процессе движения, например, при работе бульдозера, автогрейдера, или при перемещении башенных кранов по рельсам.

Колеса в машинах могут быть ведомыми или ведущими. В гусеничных машинах ведущие звездочки, передают окружное усилие на гусеничные цепи. Ведомое колесо установлено на оси с возможностью свободного вращения при передвижении машины под действием толкающей силы, передаваемой осью.

Ведущие колеса или звездочки вращаются под действием крутящего момента, подводимого к ним от двигателя. Момент M_k (кН·м), подводимый к ведущим колесам или звездочкам:

$$M_k = M_{дв} \cdot i \cdot \eta = 7,019 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} \cdot i \cdot \eta$$

где $M_{дв}$ – момент на валу двигателя, кН·м; i – передаточное число между валом двигателя и колесом; η – к.п.д. передачи от двигателя к колесу; $n_{дв}$ – число оборотов двигателя в минуту; $N_{дв}$ – мощность двигателя в л. с. (коэффициент – 7,019), в кВт (9,55);

$$N_{дв} = M_{дв} \omega,$$

где ω в рад/с.

Момент M_k распределяется на все ведущие колеса или звездочки. Он развивает суммарную окружную силу P_k (кН), сообщающую машине движение $P_k = M_k / r_k$, где r_k – радиус качения шины, обода колеса по рельсу, радиус начальной окружности звездочки гусеничного хода, м. Сила P_k не может быть полностью использована как тяговое усилие, так как она включает в себя силы сопротивления качению W_Σ . При движении машина преодолевает различные сопротивления: качению, подъему, разгону, повороту, обрабатываемой среды.

Сопротивление качению определяется по формуле $W_k = Gf$, где G – вес машины с нагрузкой, кН; f – коэффициент сопротивления качению. В механизмах на рельсовом ходу необходимо учитывать трение реборд о рельсы, особенно при прохождении поворотов. При движении машины на подъем добавляется составляющая силы тяжести – сопротивление подъему $W_n = \pm G \sin \alpha$, где α – угол подъема. При малых α $\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha$; $\operatorname{tg} \alpha = h/L = i_y$; $W_n = \pm G i_y$, где h – высота подъема по длине L ; i_y – уклон. При разгоне машины (торможении) будет возникать сопротивление сил инерции $W_{ин} = \pm G \cdot a/g$, где a – ускорение, м/сек². Если считать движение равномерно ускоренным, то $W_{ин} = \pm Gv/gt$, где v – скорость в конце разгона или в начале торможения, м/сек, t – время разгона (торможения), с.

Динамическое давление ветра (скоростной напор) учитывается при расчете механизмов передвижения машин, имеющих большую наветренную площадь. Необходимо учесть реальную площадь, на которую воздействует ветер, аэродинамические коэффициенты элементов конструкции и высоту, так как с увеличением высоты скорость ветра будет возрастать, что очень важно, например, для башенных кранов. Сопротивление воздуха ввиду относительно малой скорости движения дорожных и строительных машин (до 50 км/ч)

практически в расчет может не приниматься, но в транспортных машинах его необходимо учитывать совместно с ветровым напором. Их совместное воздействие обозначается W_B .

При движении на кривом участке пути гусеничные машины при повороте преодолевают возникающее сопротивление повороту $W_{пов}$.

Машины – орудия, выполняющие работу во время движения (бульдозеры, автогрейдеры, плужные канавокопатели, снегоочистители и т.п.), испытывают сопротивление обрабатываемой среды, т.е. рабочее сопротивление W_p .

В общем виде:

$$W_{\Sigma} = W_k + W_{п} + W_{ин} + W_B + W_{пов} + W_p.$$

В действительности все эти сопротивления одновременно не возникают и при расчете учитываются только те сопротивления, которые могут возникнуть у рассматриваемой машины в конкретных расчетных условиях ее работы.

Движение будет возможным при условии, когда $P_{кmax} \geq W_{\Sigma}$.

Соблюдение этого условия необходимо, чтобы машина могла двигаться, однако одного этого условия недостаточно. Необходимо, чтобы между колесами (гусеницами) и дорогой (грунтом, рельсами) было достаточно хорошее сцепление, характеризующееся коэффициентом сцепления ϕ , который зависит от свойств дорожной поверхности, ее состояния, а так же, например, для пневмоколесного движителя от типа и состояния шин, от внутреннего давления в них. Сила сцепления $P_{сц}$ пропорциональна нагрузке на ведущие колеса (или на гусеницы) $G_{сц}$, называемой сцепным весом:

$$P_{сц} = G_{сц} \phi.$$

У машин, выполняющих технологические функции (копание грунта, уплотнение, снегоочистку и т.п.), сцепной вес будет складываться из веса машины, приходящегося на ведущие колеса, и сил реакции от взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой. У транспортных машин, а также скреперов и грейдер-элеваторов во время их транспортного перемещения нагрузка на колеса складывается из веса машины и веса транспортируемого груза.

Для машин со всеми ведущими колесами полный вес машины с грузом будет являться, сцепным весом машины. Чем больше нагрузка на ведущие колеса или чем выше коэффициент сцепления ϕ , тем выше сила сцепления, реализуемая на ведущих колесах самоходной машины.

Условием, полностью обеспечивающим возможность движения самоходной машины, будет $P_{сц} \geq P_k \geq W_{\Sigma}$. Если $P_{сц} \geq P_k \leq W_{\Sigma}$, то усилия на колесе недостаточны для преодоления сил сопротивления и двигатель заглохнет. Если ведущие колеса оказываются на влажной или обледеневшей дороге или на мокром глинистом грунте, то коэффициент сцепления и соответственно величина силы сцепления $P_{сц}$ значительно уменьшаются и может иметь место неравенство $P_{сц} \leq P_k$ и движение становится невозможным даже если $P_k \geq W_{\Sigma}$.

2.5. Специальные узлы и детали

2.5.1. Канаты, блоки, барабаны, полиспасты

В качестве гибких элементов строительных машин преимущественное применение находят стальные канаты, а также сварные и пластинчатые цепи.

Стальные канаты представляют собой гибкие грузовые и тяговые органы, предназначенные для передачи усилий при подъеме и перемещении грузов. Основные параметры стальных канатов регламентированы ГОСТ 3241-80. Канаты изготавливают на канатовьющих машинах из стальной высокопрочной проволоки, полученной методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой, диаметром 0,2...3,5 мм высшей (В), первой (I), второй (II) марок, предел прочности которых при растяжении составляет 1200...2600 МПа. Канаты, работающие во влажных условиях, изготавливают из оцинкованных провололок с повышенной коррозионной стойкостью. Прочность их несколько ниже за счет отпуска при оцинковании. Канаты, работающие в сухих помещениях, изготавливают из светлых (без покрытия) провололок.

Канаты бывают одинарной, двойной и тройной свивки.

Канаты *одинарной свивки* изготавливают из отдельных проволок, свитых по спирали в пряди. Такие канаты обладают повышенной жесткостью и применяются в качестве оттяжек и несущих элементов в кабельных кранах и подвесных канатных дорогах. Закрытые канаты (ГОСТ 3090-73, 7675-73, 7676-73), имеющие в наружном слое проволоку Z-образного сечения (рис. 2.40, а, б, в), используются в кабельных кранах и канатных подвесных дорогах в качестве несущего элемента. Преимущества закрытых канатов: гладкая поверхность, отсутствие расплетания проволок и небольшой износ (рис. 2.40, д). В полузакрытых канатах наружное кольцо получается путем комбинации профилированных и круглых проволок (рис. 2.40, з).

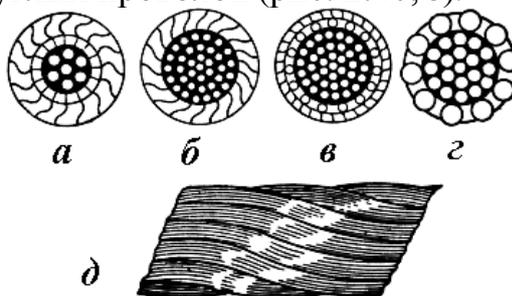


Рис. 2.40. Закрытые канаты

В канатах *двойной свивки* (рис. 2.41) проволоочки сначала свивают в пряди, а затем из прядей канат свивается вокруг центрального сердечника. При нормальной температуре окружающей среды и однослойной навивке каната на барабан применяют канаты с органическим сердечником. Сердечник пропитывается смазкой, которая при работе выдавливается и смазывает проволоочки, уменьшая их износ и предохраняя от коррозии. Для работы в горячих цехах применяют асбестовые сердечники, а при многослойной навивке каната на барабан – металлические. Последние представляют собой прядь или целый канат двойной свивки (рис. 2.41, Б, б). Они увеличивают жесткость каната, но предотвращают его расплющивание на барабане. По направлению свивки прядей канаты бывают правой и левой свивок. Для устранения

деформации кручения каната следует правильно выбирать его по направлению свивки, особенно при навивке на гладкий барабан.

По сочетанию свивок канаты бывают односторонней свивки, в которых проволоки в прядях и пряди в канате свиты в одном направлении, и крестовой, когда проволоки в прядях и пряди в канате свиты в противоположных направлениях (рис. 2.41, А, а, б, в, г). В канатах комбинированной свивки (рис. 2.41, А, д, е) направление свивок проволок в соседних прядях чередуется.

Канаты односторонней свивки обладают более высокой гибкостью, но раскручиваются при свободно поднятом на одном канате грузе, склонны к образованию петель и узлов, при обрыве проволоки самораскручиваются на большой длине. Канаты крестовой свивки имеют менее гладкую поверхность, выдерживают меньшее число перегибов на блоках, более жесткие, но лучше сопротивляются кручению и расплющиванию под воздействием растягивающих и поперечных усилий. Канаты комбинированной свивки имеют преимущества обоих типов.

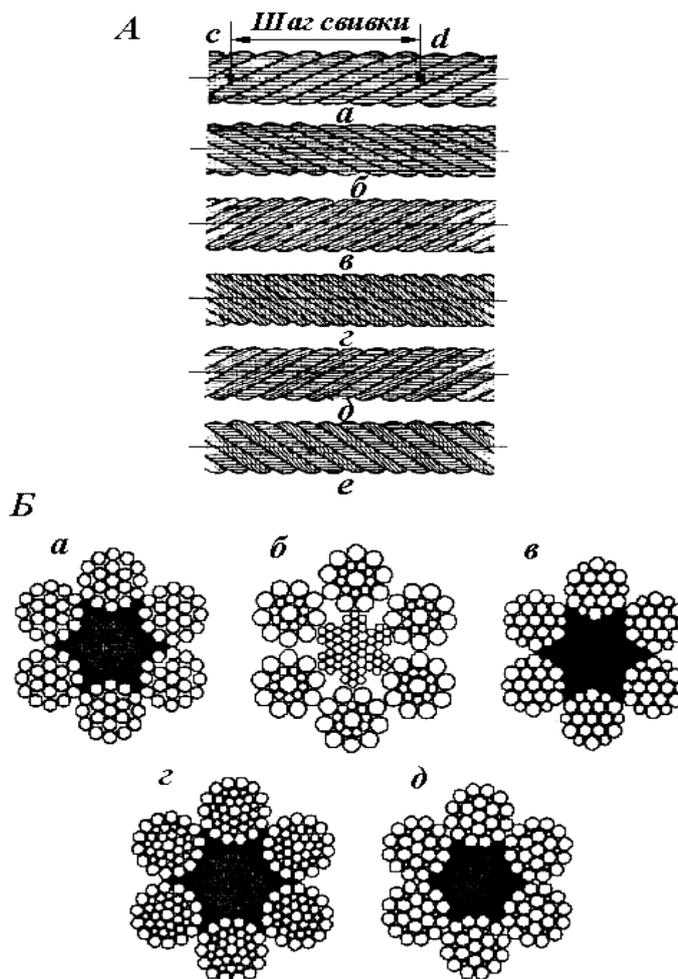


Рис. 2.41. Внешний вид стальных проволочных канатов (А) и сечения канатов двойной свивки (Б)

В канатах *тройной свивки* в качестве прядей используют канаты двойной свивки малого диаметра.

Касание проволок по слоям бывает линейным и точечным. Линейное касание (ЛК) образуется при равных углах навивки проволок во всех слоях пряди, а точечное касание (ТК) – при разных углах навивки (рис. 2.42). Канаты

типа ЛК более гибки и долговечны, но дороже в изготовлении. Преимущества обоих типов канатов объединены в канатах типа ТЛК, в которых точечное касание проволок чередуется с линейным.

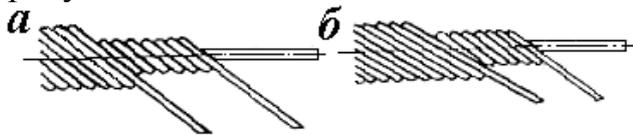


Рис. 2.42. Пряди стальных канатов с контактом проволок:
а – линейный; б – точечный

На рис. 2.41, Б приведены различные типы канатов: а – ТК 6×19+1; б – ЛК-0 6×19+7×7 (ГОСТ 3077–80, с одинаковым диаметром проволок в слое); в – ЛК-Р (6×19, ГОСТ 2688–80, с разным диаметром проволок в слое); г – ЛК-РО (6×36, ГОСТ 7668–80, с проволоками разного и одинакового диаметров по отдельным слоям пряди); д – ЛК-3 (6×25, ГОСТ 7665–80, между слоями проволок размещены заполняющие проволочки меньшего диаметра).

В нераскручивающихся канатах каждая проволока предварительно деформируется и приобретает форму, соответствующую ее положению в пряди, и потому и проволока, и канаты отличаются отсутствием внутренних напряжений в ненагруженном состоянии, повышенной гибкостью и долговечностью.

Конструкция канатов имеет индекс, включающий буквенные и цифровые обозначения. Так, индекс 6×19 (1+6+6/6)+1 о.с. показывает, что канат имеет 6 прядей по 19 проволок в каждой и 1 органический сердечник. Цифры в скобках обозначают, что в центре каждой пряди размещена 1 проволока, вокруг которой во втором слое расположены 6 проволок, а в наружном слое 6 проволок одного и 6 другого диаметров (6/6). Условное обозначение канатов строительных машин записывается в паспорте машины. Например, грузовой канат башенного крана четвертой размерной группы обозначен: 24,0-Г-1-Л-0-Н-1764(180) (ГОСТ 2688-80). Это значит, что канат имеет $d_{нар} = 24$ мм, грузовой, первой марки из светлой проволоки (не обозначается), левой односторонней свивки, нераскручивающийся, с $\sigma_B = 1800$ МПа (~ 180 кгс/мм²).

В процессе работы проволоки в канате испытывают напряжения растяжения, изгиба, скручивания и контактные напряжения смятия. Тип и диаметр каната d_k выбирают по ГОСТу по разрывному усилию каната $S_{раз}$, которое зависит от максимального натяжения каната S и коэффициента запаса прочности $n \geq S_{раз}/S$.

Коэффициент запаса прочности n каната принимается в соответствии с требованиями Госгортехнадзора в зависимости от назначения каната, привода машины и режима работы механизма. Грузовые и стреловые канаты для механизмов с ручным приводом имеют $n = 4$, с машинным приводом $n = 5$; 5,5 и 6 соответственно при легком среднем и тяжелом режимах работы, канаты грузозахватных приспособлений имеют $n = 6$, а канаты в машинах, предназначенных для подъема людей, – $n = 9$.

Диаметр каната измеряется между внешними поверхностями двух прядей (набольший размер сечения, например по вертикали на рис. 2.41, Б).

Срок службы каната во многом зависит от диаметров блоков и барабана лебедки, которые он огибает при работе. Уменьшение диаметров блоков и барабана вызывает увеличение напряжения в проволоках каната и снижает его долговечность, так как в этом случае канаты работают не только на растяжение, но и на изгиб. Существенно уменьшает долговечность (в 2 раза) перегиб каната в различном направлении. Коррозия также сильно снижает долговечность канатов – необходимо периодически смазывать канаты.

Пригодность каната для дальнейшей работы определяется степенью его износа, наличием обрывов отдельных проволок в прядях, степенью коррозии проволок и т.д. Обрыв проволок каната в количестве, определенном стандартом, является основанием для запрещения дальнейшей эксплуатации каната. Браковочные нормы обрывов проволок на длине одного шага свивки каната, установленные Госгортехнадзором, приведены в таблице 2.1.

Долговечность каната зависит также и от диаметров блоков и барабана лебедки, которые он огибает при работе. Наименьший допускаемый диаметр D_6 (мм) блоков и барабанов, измеренный по дну канавки должен быть

$$D_6 \geq d_k(e - 1),$$

где d_k – диаметр каната; e – коэффициент, зависящий от типа и режима работы грузоподъемной машины.

Таблица 2.1

Браковочные нормы обрывов проволок на длине одного шага свивки каната

Первоначальный коэффициент запаса прочности	Конструкция канатов					
	TK6×19		TK6×37		TK6×61	
	Допустимое число обрывов проволок на длине одного шага свивки					
	крестовой	односторонней	крестовой	односторонней	крестовой	односторонней
До 6	12	6	22	11	36	18
6...7	14	7	26	13	38	19

Для грузовых лебедок с механическим приводом $e = 20$, а для подъема людей $e = 25$. Для электроталей $e = 22$. Для лебедок подъема груза и стрелы стреловых кранов $e = 16; 18; 20$, а для грузоподъемных машин остальных типов $e = 20; 25; 30$ соответственно для легкого, среднего и тяжелого режимов работы.

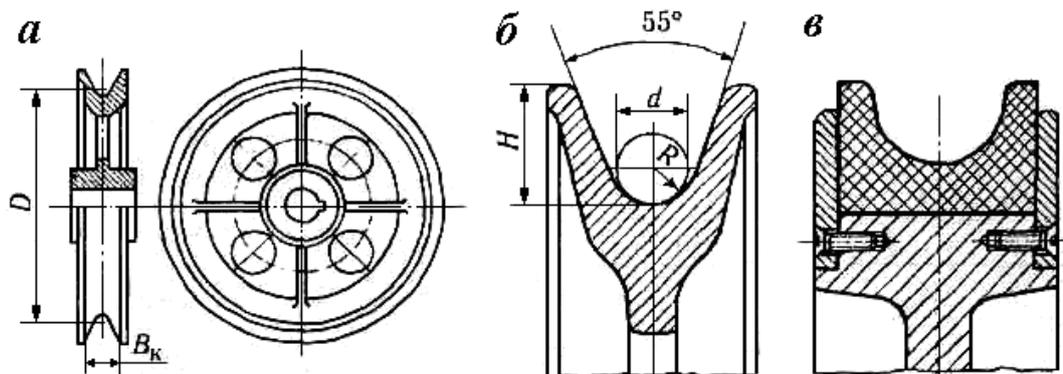


Рис. 2.43. Канатный блок:

a – общий вид; b – профиль ручья; v – ручей блока с футеровкой

Блоки (рис. 2.43) применяют для изменения направления движения канатов. Профиль ручья блока выполняется так, чтобы обеспечить

беспрепятственный вход и выход каната. Размеры профиля ручья блока нормализованы. Блоки изготавливаются из чугуна или из стали, устанавливаются на подшипниках скольжения или качения и монтируются в обоймы, предохраняющие канат от соскакивания с блока.

Барабаны в составе лебедки служат для навивки каната. При больших длинах навиваемого каната применяются барабаны с гладкой поверхностью для многослойной навивки каната (рис. 2.44, а). При однослойной навивке применяют нарезные барабаны (рис. 2.44, б, в, г). В этом случае увеличивается поверхность контакта каната и барабана и уменьшается износ каната. Канатоемкость барабана при однослойной навивке определяется по формуле:

$$L_k = \pi(D + d) \cdot z \cdot t,$$

где D – диаметр барабана; d – диаметр каната; z – число рабочих витков на поверхности барабана; t – шаг желобков.

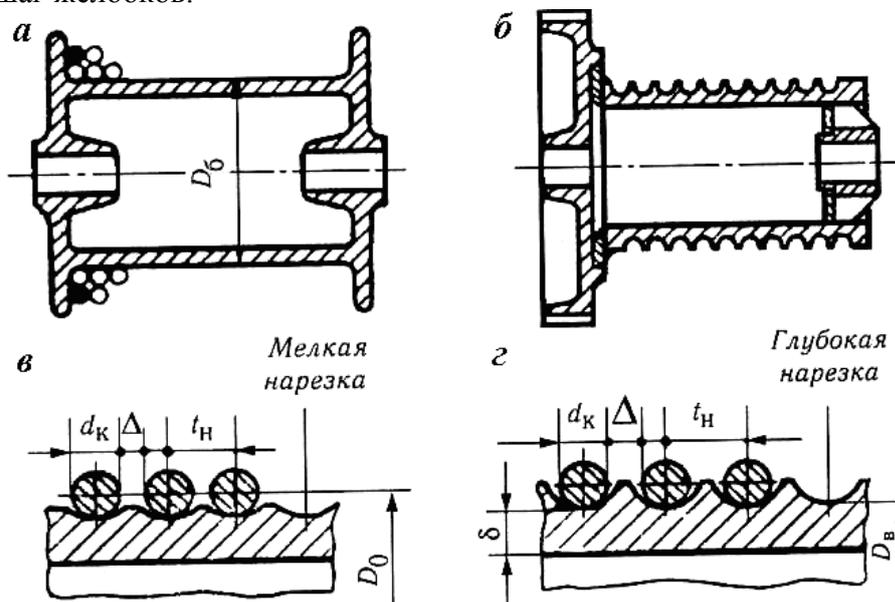


Рис. 2.44. Барабаны:

а – литой гладкий для многослойной навивки каната; б – сварной нарезной для однослойной навивки каната; в – с мелкой нарезкой; г – с глубокой нарезкой

Длина каната L (м), наматываемого на барабан:

$$L = H \cdot i_n + (z_3 + z_k) \pi (D_0 + d_k),$$

где H – высота подъема груза (крюка), м; i_n – кратность полиспаста; $z_3 = 1,5 \dots 2$ – число запасных витков, предусматриваемых правилами Госгортехнадзора, для уменьшения нагрузки на заделку конца каната на барабане; $z_k = 2 \dots 2,5$ – число витков крепления конца каната на барабане.

Рабочая длина l_0 барабанов (м):

при однослойной навивке каната на нарезной барабан:

$$l_0 = Lt / [\pi (D_0 + d_k)],$$

где $t = d_k + (2 \dots 3)$ мм – шаг навивки;

при многослойной навивке:

$$l_0 = L d_k / [\pi \cdot m \cdot (D_0 + m d_k)],$$

где m – число слоев навивки; $D_0 + m d_k$ – средний диаметр навивки, м.

Как блоки, так и барабаны могут вращаться на своих осях, будучи установлены на бронзовых втулках или на подшипниках качения, при этом

крутящий момент непосредственно передается на барабан. Возможно жесткое крепление блоков на оси, а барабана на валу.

Конец каната на барабане может закрепляться с помощью прижимных планок (рис. 2.45, а, б) или клином (рис. 2.45, в). Правила техники безопасности требуют, чтобы крепление каната было надежным, доступным для осмотра и удобным для смены каната. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Для уменьшения натяжения каната в месте его закрепления, по правилам Госгортехнадзора, на барабане должно оставаться не менее 1,5 витков.

Закрепление концов стальных канатов к различным частям подъемного механизма или для строповки (рис. 2.46) должны быть надежны. Для закрепления каната в конической втулке конец каната продевают во втулку, концы проволок расплетают, крючкообразно загибают и заливают свинцом (рис. 2.46, а). При клиновом креплении канат обводят вокруг стального клина с канавкой, вместе с клином вкладывают в плоскую втулку клиновидной формы; канат затягивается во втулку и зажимается в ней (рис. 2.46, б). Стальные коуши применяются при соединении конца каната с рабочей ветвью с использованием зажимов, или опрессовкой в стальных трубках на гидропрессе (рис. 2.46, в, г, д). Длина сращивания $l \geq 15d_k$, но не менее 300 мм. При креплении каната зажимами следует применять не менее трех зажимов, располагаемых на расстоянии $l \geq 5d_k$ друг от друга (d_k – диаметр каната). Готовый строп испытывается в течение 10 мин. под нагрузкой, вдвое превышающей допускаемую.

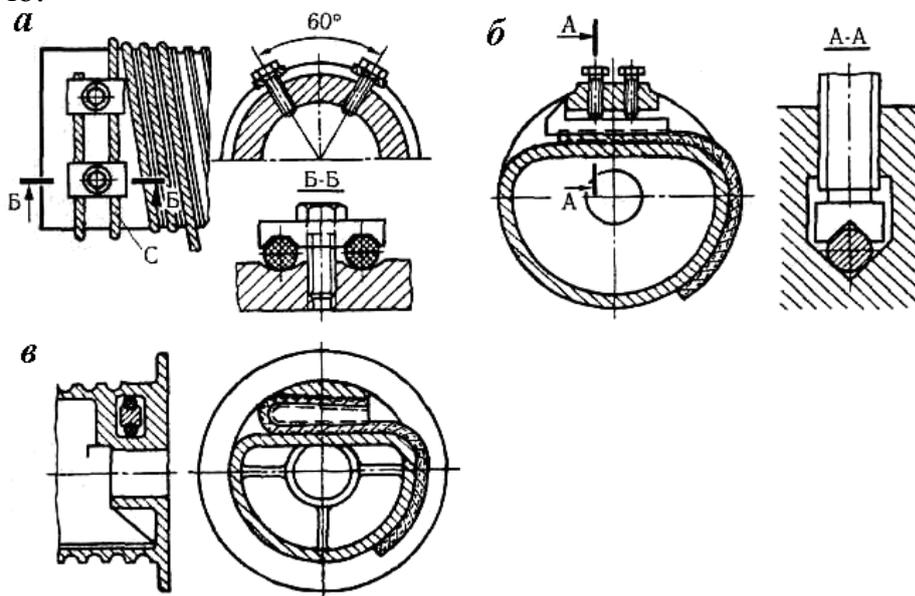


Рис. 2.45. Способы креплений концов стальных канатов к барабанам

Цепи сварные и пластинчатые применяются в качестве гибких тяговых органов в строительных машинах некоторых видов.

Сварные цепи (рис. 2.47, а) используются для строповки грузов и в ручных грузоподъемных механизмах. В зависимости от соотношения шага t и диаметра d прутка цепи делятся на короткозвенные (тип А) и длиннозвенные (тип В), в которых соответственно $t = 2,6d$ и $t = 3,6d$. По точности изготовления

цепи могут быть калиброванными (исполнение 1) и некалиброванными (исполнение 2).

Пластинчатые цепи применяются в грузоподъемниках электропогрузчиков и автопогрузчиков. Они состоят из параллельных штампованных пластин и валиков с распорными втулками (рис. 2.47, б). Пластинчатые цепи изготавливаются из качественной стали и имеют высокую прочность и гибкость в направлении движения. Недостатками этих цепей являются быстрый износ шарниров и невозможность восприятия нагрузок, перпендикулярных направлению движения цепи. Коэффициент запаса прочности пластинчатых цепей, применяемых в механизмах кранов, по отношению к разрушающей нагрузке должен быть не менее 3...5 в зависимости от групп классификации (режима) механизмов.

Звездочки для сварных цепей выполняются литыми из чугуна или стали. Звенья сварной цепи (рис. 2.48, а) укладываются на звездочки в фасонные гнезда, выполненные по форме звена. *Звездочки для пластинчатых цепей* (рис. 2.48, б) представляют собой зубчатые колеса, зубья которых соответствуют форме впадин и валиков цепи.

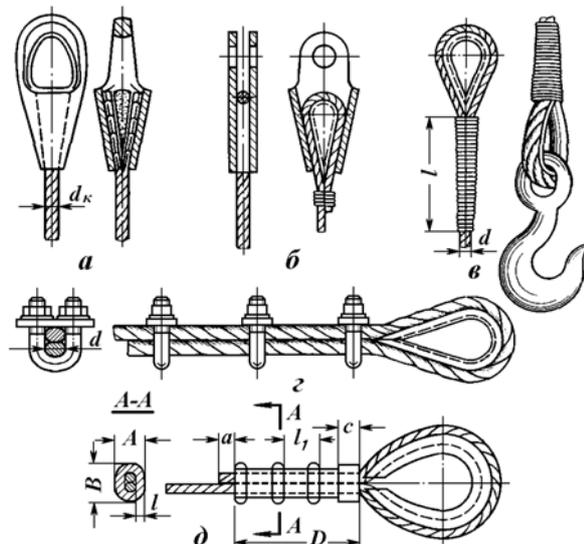


Рис. 2.46. Различные способы крепления каната:

a – канатной втулкой; *б* – клиновой втулкой; *в* – сращиванием каната; *г* – зажимами с коушем; *д* – опрессовкой в стальных трубках

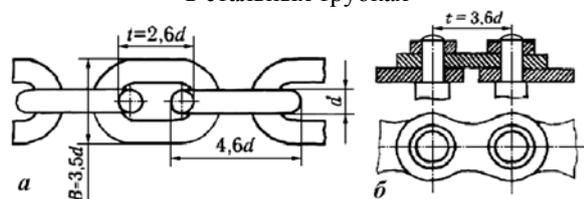


Рис. 2.47. Грузовые цепи:

a – сварная круглозвенная; *б* – пластинчатая

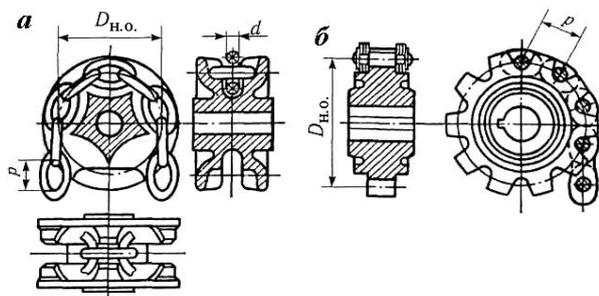


Рис. 2.48. Звездочки:

a – для сварной круглозвенной цепи; *б* – для пластинчатой цепи;

$D_{н.о.}$ – диаметр начальной окружности, мм; p – шаг цепи, мм; d – диаметр прутка сварной цепи (калибр), мм

Полиспасты – устройства, состоящие из блоков и канатов (рис. 2.49), применяемые для подъема или перемещения груза в горизонтальной плоскости. Применение полиспаста дает выигрыш в силе, уменьшает нагрузку лебедки, но при этом снижает скорость перемещения груза. Полиспасты могут также использоваться для выигрыша в скорости за счет потери в силе, например, в погрузчиках с цепным полиспастом. Передаточным отношением или кратностью полиспаста называется отношение скорости навивки каната на барабан к скорости подъема груза. Различают полиспасты простые и сдвоенные (рис. 2.49, б, в).

В простом полиспасте кратность полиспаста i равна числу рабочих ветвей каната n ($i = n$). При простом полиспасте навивка на барабан происходит одной ветвью каната. Усилие в ветви полиспаста, набегаящей на барабан, составляет:

$$S = Q/n \cdot \eta^m,$$

где Q – вес поднимаемого груза, Н; n – количество рабочих ветвей; η – к.п.д. каждого блока ($\eta = 0,96 \dots 0,98$); m – общее число блоков.

В сдвоенном полиспасте кратность полиспаста $i = n/2$. Сдвоенные полиспасты применяются в мостовых и козловых кранах. Они не дают сдвига груза вдоль оси барабана. При кратности сдвоенного полиспаста, равной кратности простого использование более гибкого каната меньшего диаметра повышает его надежность.

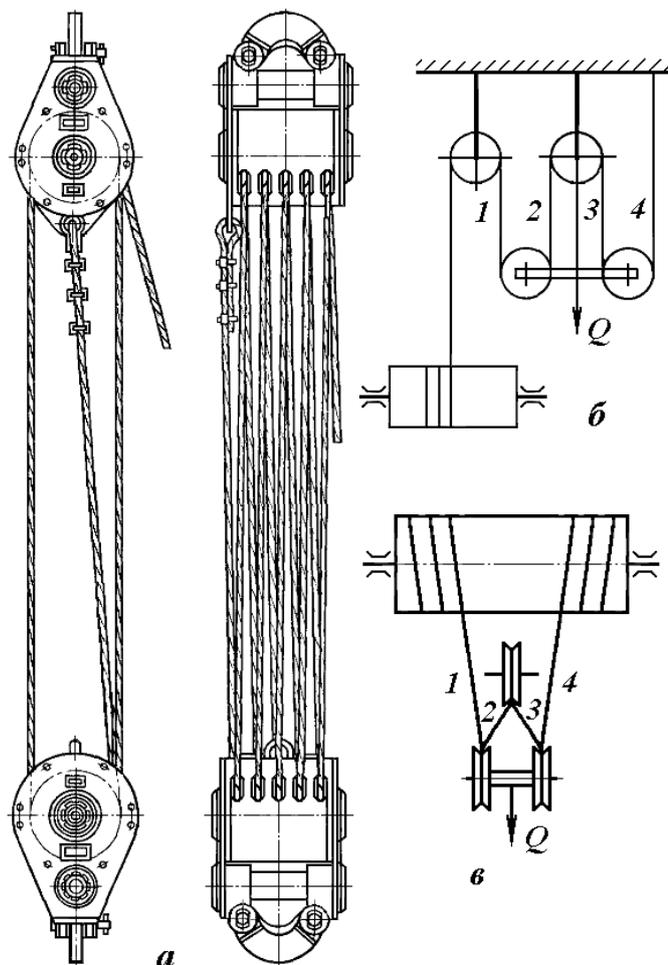


Рис. 2.49. Полиспаст:

а – общий вид 100-тонного полиспаста; *б* – схема запасовки канатов простого полиспаста; *в* – двойного

2.5.2. Остановы и тормоза

Остановы применяются в лебедках, таях и домкратах и предназначены для стопорения и надежного фиксирования поднятого груза в заданном положении, позволяя валу или барабану лебедки вращаться в одном направлении, и препятствуя вращению в обратную сторону. Остановы различают: *по конструкции* – храповые с внешним (рис. 2.50, *а*) и внутренним зацеплением и фрикционные – роликовые (рис. 2.50, *б*) и клиновые; *по назначению* – спускные и стопорные; *по способу действия* – нормально закрытые и нормально открытые; *по типу управления* – автоматические и управляемые.

Храповой останов состоит из храпового зубчатого колеса с зубьями специальной формы, жестко закрепленного на валу или барабане, и собачки, свободно сидящей на неподвижной оси. Собачка вводится в зацепление с зубьями храпового колеса принудительно с помощью пружины (на рис. 2.50 не показана), препятствуя его повороту при опускании груза. При подъеме груза собачка свободно проскальзывает по зубьям колеса, не препятствуя его вращению. Для смягчения ударов при включении останова применяют 2...3 собачки. Конструкция и принцип действия *автоматических фрикционных роликовых остановов* (рис. 2.50, *б*) такие же, как рассмотренных выше обгонных фрикционных роликовых муфт, с той разницей, что один из

элементов – обод или вал неподвижен. *Клиновые фрикционные остановы* в строительных машинах практически не применяются.

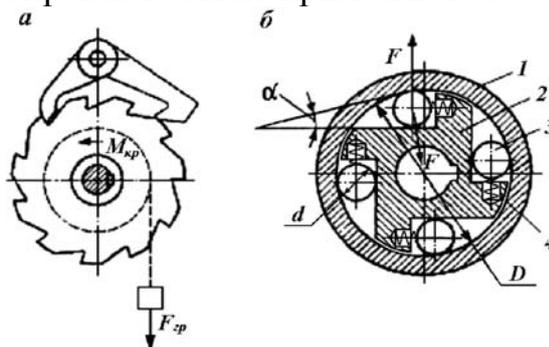


Рис. 2.50. Остановы:

a – зубчатый; *б* – роликовый

Тормоза при необходимости остановки или замедления движения целиком или частично уравновешивают тормозным моментом крутящий момент на барабане или валу затормаживаемого механизма. Тормозной момент создается силами трения между контактирующими подвижными и неподвижными элементами тормоза. Подвижный элемент тормоза (шкив, диск) жестко соединен с валом затормаживаемого механизма, а неподвижный (лента, колодка, диск) соединен с корпусом машины.

Тормоза подразделяют:

по назначению – стопорные для остановки механизмов, отключенных от двигателя, или удержания груза на весу и спускные – для регулирования скорости опускания груза;

по характеру действия приводного усилия – нормально замкнутые (постоянно замкнуты усилием пружины или весом груза, размыкаются одновременно с включением механизма в работу), нормально разомкнутые (постоянно разомкнуты и замыкаются оператором при необходимости торможения) и комбинированные (в нормальных условиях работают как нормально разомкнутые, а в аварийных – как нормально замкнутые);

по принципу действия – управляемые (замыкаемые или размыкаемые оператором) и автоматические (с электромагнитным, электрогидравлическим и электромеханическим приводом), замыкаемые одновременно с отключением двигателя механизма, в том числе при перегрузке;

по конструктивному исполнению рабочих элементов тормоза – колодочные, ленточные, дисковые и конусные.

По правилам Госгортехнадзора механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы строительных машин оборудуют только нормально замкнутыми тормозами.

Тормозной момент M_T (Н·м), развиваемый тормозом, должен быть больше фактического момента $M_{кр}$ на валу тормозного шкива:

$$M_T = \beta \cdot M_{кр},$$

где β – коэффициент запаса (по нормам Госгортехнадзора $\beta = 1,5; 1,75; 2; 2,5$ соответственно для легкого, среднего, тяжелого, весьма тяжелого режимов работы).

Местом установки тормоза в кинематической цепи механизм (двигатель – редуктор – исполнительный орган машины) обычно является быстроходный

вал с наименьшим крутящим моментом Шкив тормоза, обычно выполняемый заодно с полумуфтой соединительной муфты, устанавливают на валу редуктора, а другую полумуфту на валу двигателя. В особо ответственных механизмах, связанных с подъемом людей, монтируют два тормоза – на быстроходном и тихоходном валах.

Колодочные тормоза (рис. 2.51, а) выполняют обычно с двумя тормозными колодками, зажимающими тормозной шкив с диаметрально противоположных сторон. Сближение тормозных колодок 1 происходит под действием пружины 4, которая стягивает колодки через рычаги 8 и 2 тягой 5 и штоком 3. При включении электродвигателя привода барабана электрический ток поступает в электромагнит 7, рычаг 6 притягивается к якорю и давит на шток, который, преодолевая действие пружины, разводит колодки, освобождая шкив от действия тормоза.

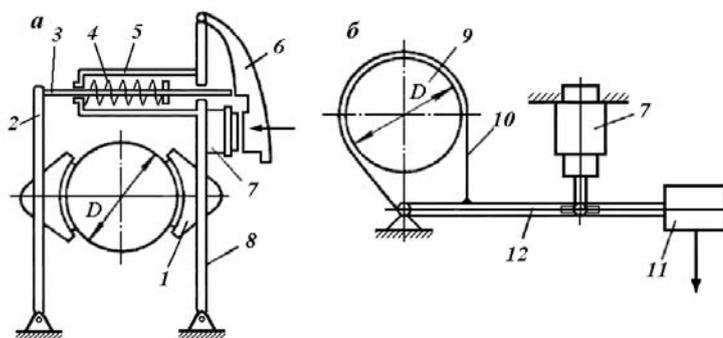


Рис. 2.51. Типы тормозов:

а – двухколодочный; б – ленточный

Внутренняя поверхность тормозных колодок для увеличения трения между колодкой и тормозным шкивом покрыта фрикционными накладками, изготовленными из асбестовой ленты, армированной латунной проволокой.

Усилие прижатия тормозных колодок к шкиву (Н):

$$N_T = M_T / D_T f,$$

где M_T – тормозной момент, Н·м; D_T – диаметр тормозного шкива, м; f – коэффициент трения между колодкой и шкивом.

Правильность выбора тормоза проверяют по допускаемому давлению $[p]$ (МПа) на фрикционные накладки ($[p] = 0,5 \dots 0,6$ МПа):

$$p = N_T / bl \leq [p],$$

где b – ширина колодки, м; l – длина колодки по дуге обхвата, м.

В грузоподъемных механизмах используются и **ленточные тормоза** (рис. 2.51, б), в котором рычаг 12 под действием груза 11 прижимает тормозную ленту 10 к шкиву 9. При включении электрического тока электромагнит поднимает рычаг и тормозная лента освобождает шкив.

Различают простые, дифференциальные и суммирующие ленточные тормоза, которые отличаются друг от друга способом закрепления набегающего конца тормозной ленты (рис. 2.52). Простые и дифференциальные тормоза являются тормозами одностороннего действия и предназначены для торможения шкивов, вращающихся постоянно в одном направлении. По сравнению с простыми дифференциальные тормоза имеют значительно меньшее усилие включения. Суммирующие тормоза двухстороннего действия

(с одинаковыми плечами рычага) применяются при реверсивной работе шкива, например в механизмах передвижения и поворота.

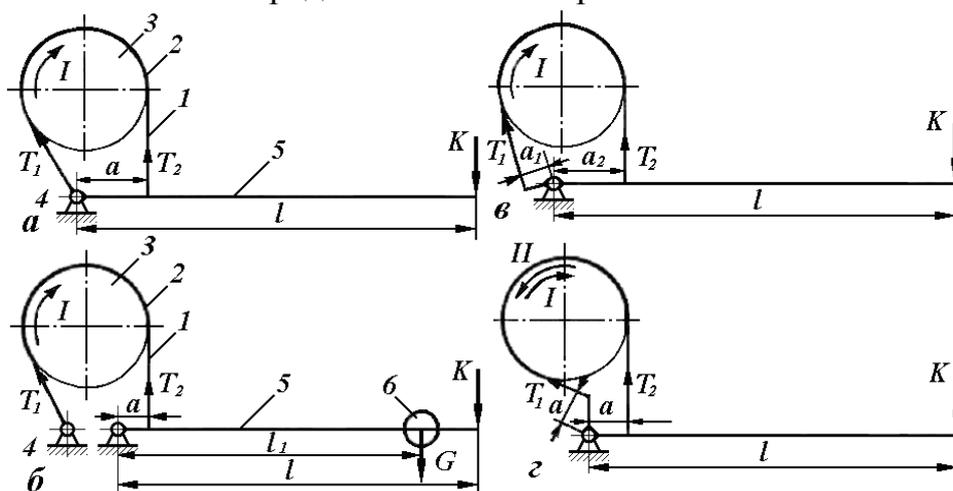


Рис. 2.52. Ленточные тормоза:

a – простой; *б* – простой с грузом на конце рычага; *в* – дифференциальный; *г* – суммирующий

Наибольшее натяжение на набегающем конце ленты $S_{\text{наб}}$ (T_1), а наименьшее на сбегающем $S_{\text{сб}}$ (T_2) (рис. 2.52, *a*, *б*, *в*); на суммирующем тормозе в зависимости от направления вращения $S_{\text{наб}}$ и $S_{\text{сб}}$ меняются:

$$S_{\text{наб}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot e^{\mu\alpha}}{R_{\text{шк}}(e^{\mu\alpha} - 1)}; \quad S_{\text{сб}} = \frac{M_{\text{т}}}{R_{\text{шк}}(e^{\mu\alpha} - 1)}; \quad S_{\text{наб}} = S_{\text{сб}} \cdot e^{\mu\alpha},$$

где $M_{\text{т}}$ – тормозной момент; $R_{\text{шк}}$ – радиус тормозного шкива; μ – коэффициент трения; α – угол охвата тормозного шкива лентой, рад.

Дисковые и конусные тормоза по конструкции и принципу действия аналогичны дисковым и конусным муфтам сцепления (рис. 2.23, *б*, *в*), в которых одна из полумуфт закреплена к корпусу.

Центробежные тормоза применяются в подъемных механизмах, не обладающих способностью самоторможения. Назначение их – автоматически регулировать скорость спуска груза, когда стопорный тормоз предельно отпущен. Наиболее известен центробежный тормоз (рис. 2.53, *a*), имеющий следующее устройство. На шкиве *1* стопорного ленточного тормоза, заклиненном на валу механизма, укреплены оси трех серповидных грузов, концы которых через тяги *2* скреплены с регулирующей втулкой *3*. Втулка *3* спиральной пружиной *4* соединена со ступицей шкива *1*. На грузы (колодки) *5* болтами крепятся прижимные части *6*, которые представляют собой одну из фрикционных поверхностей трения. Второй поверхностью трения служит неподвижный обод *7*.

Принцип работы тормоза следующий. Когда шкив *1* достигает определенного числа оборотов, грузы *5* под влиянием центробежной силы расходятся и, преодолев сопротивление пружины *4*, затормаживают движение вала. Пружина рассчитывается на такую нагрузку, чтобы при малом числе оборотов тормоз оставался выключенным.

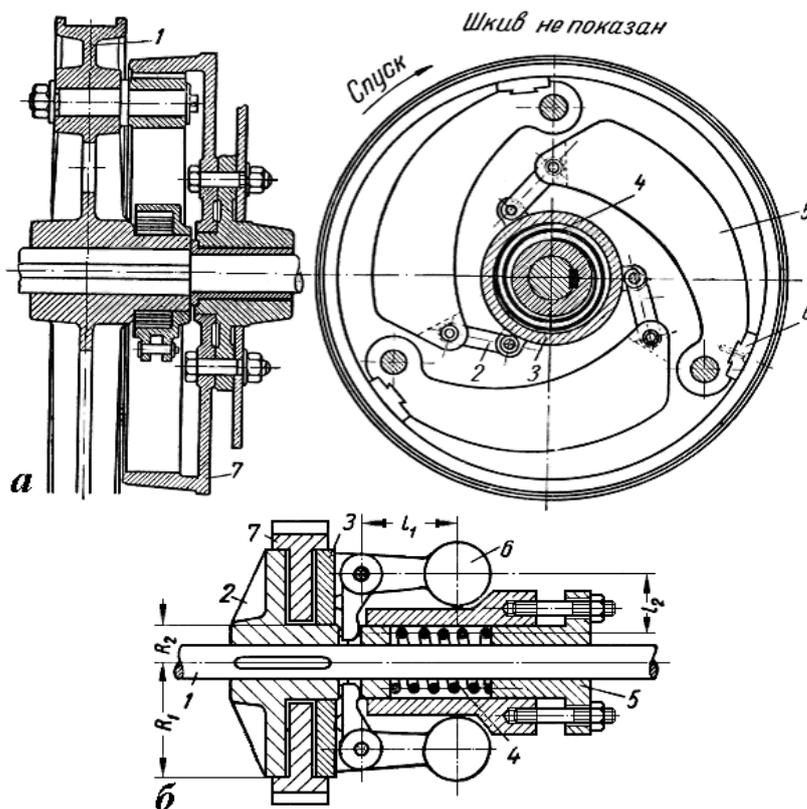


Рис. 2.53. Центробежный тормоз:
а – с внутренними колодками; *б* – пластинчатый

Значительным недостатком центробежного тормоза является то обстоятельство, что число оборотов вала, а, следовательно, и скорость опускания груза уменьшаются с уменьшением веса груза, тогда как желательно обратное.

На рис. 2.53, *б* показан другой центробежный тормоз, имеющий следующее устройство. На валу *1* заклинен диск *2*, а на его втулке на шлицах – диск *3*. Пружина *4*, упирающаяся во втулку *5*, положение которой регулируется болтами, стремится раздвинуть диски *2* и *3*, между тем как грузы *б*, расходящиеся под влиянием центробежной силы через угловые рычаги, стремятся сблизить эти диски. При сближении дисков между ними зажимается неподвижный диск *7*, который может являться храповиком, удерживаемым от вращения в сторону спуска собачкой. При установившейся скорости должно существовать равенство между грузовым моментом, стремящимся вращать вал с возрастающей скоростью, и моментом трения между дисками, стремящимся остановить вращение вала.

Если G – вес одного груза; k – число грузов; P – давление пружины; r – расстояние от оси вращения центра тяжести грузов при заданном числе оборотов n скорость на окружности радиуса r составит $v = \pi n / 60$, то центробежная сила для одного груза будет:

$$F = \frac{mv^2}{r} = \frac{G\pi^2 r^2 n^2}{g r 30^2}.$$

При $\pi^2/g \approx 1/100$ (g в см/с²) имеем $F = Gr(n/300)^2$. На диск b_2 будет передана сила:

$$P_2 = Fl_1/l_2 = (Gr l_1/l_2) \cdot (n/300)^2.$$

Так как диск b_1 находится, кроме того, под давлением P пружины, оказывающей давление в сторону, противоположную усилию P_2 , то результирующее осевое усилие S (с учетом действия всех грузов) будет равно:

$$S = kP_2 - P = (kGr l_1/l_2) \cdot (n/300)^2 - P.$$

При двух поверхностях трения действительный тормозной момент M_T будет

$$M_T = 2S\mu(R_1/2 + R_2/2) = S\mu(R_1 + R_2),$$

откуда общее давление P получится равным

$$P = (kGr l_1/l_2) \cdot (n/300)^2 - M_T/\mu(R_1 + R_2).$$

Материал дисков – сталь или бронза; их поверхности должны быть хорошо обработаны и смазаны, тогда коэффициент трения между ними составит $\mu \approx 0,1$. Число оборотов n устанавливается из соображений безопасности и удобства эксплуатации, остальные величины выбираются конструктивно.

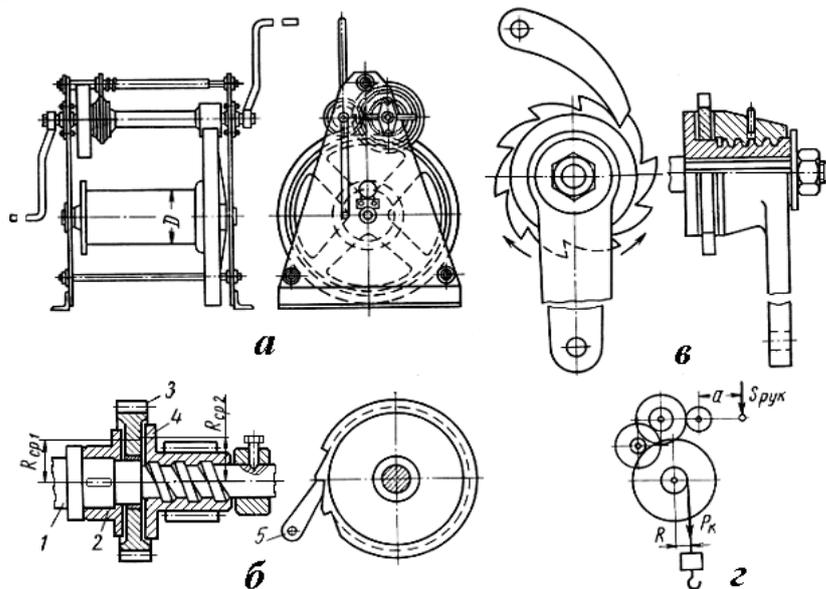


Рис. 2.54. Лебедка с ручным приводом:

а – общий вид; *б* – винтовой грузоупорный тормоз с храповиком; *в* – безопасная рукоятка; *г* – кинематическая схема механизма подъема с ручным приводом

Ручные лебедки снабжаются *автоматическим грузоупорным тормозом с храповиком* (рис. 2.54, *а, б*), останавливающим барабан при внезапном освобождении рукоятки. Эти тормоза также относятся к категории автоматических спускных тормозов. На ведущем валу 1 на шпонке посажен тормозной диск 2 ; тормозной диск 4 , объединенный с приводной шестерней, может перемещаться вдоль части вала, имеющей винтовую нарезку. Между тормозными дисками на валу свободно насажено храповое колесо 3 . Направление резьбы таково, что при подъеме груза крутящий момент обеспечивает сближение тормозных дисков, зажимающих храповое колесо. Собачка 5 не препятствует вращению храпового колеса в сторону, соответствующую подъему груза. При прекращении подъема или при случайном освобождении рукоятки собачка, упираясь в зубья храпового колеса,

останавливает вал. Для спуска груза вращают рукоятку в сторону, обратную подъему. Лебедки с небольшими тяговыми усилиями имеют тормоз, объединенный с рукояткой, – безопасные рукоятки (рис. 2.54, в). Принцип действия безопасной рукоятки аналогичен принципу действия грузоупорного тормоза.

2.6. Системы управления

Системы управления предназначены для включения и выключения различных механизмов машин.

По назначению системы управления можно разделить на следующие: управление двигателем; управление муфтами и тормозами; рулевое управление; управление рабочим органом (например, опускание и подъем отвала бульдозера или ковша скрепера, поворот отвала автогрейдера).

По конструкции системы управления строительных машин разделяют на механические, гидравлические, пневматические, электрические и смешанные (комбинированные), аналогично силовым приводам, но в отличие от которых в большинстве случаев в системах управления передаются значительно меньшие силы. Гидравлические, пневматические и электрические управляющие устройства могут быть снабжены системами следящего действия.

Различают машины с механизированным и с автоматизированным управлением. Автоматизированное управление и контроль рабочего процесса могут осуществляться на базе микропроцессорной техники. Применяются автоматизированное управление на расстоянии, автоматическое управление на базе микропроцессоров и мини-ЭВМ, а также строительные манипуляторы и роботы, роботизированные машины и комплексы.

Механическая система обеспечивает связь руки или ноги машиниста с муфтами и тормозами через рычаги и тяги. Такая конструкция надежна в эксплуатации и имеет высокую чувствительность управления. Основные ее недостатки – необходимость приложения значительных мускульных усилий машиниста к рычагам и педалям, быстрая утомляемость машиниста, ведущая к снижению производительности, необходимость частых смазок и регулировок быстроизнашивающихся шарнирных соединений тяг и рычагов.

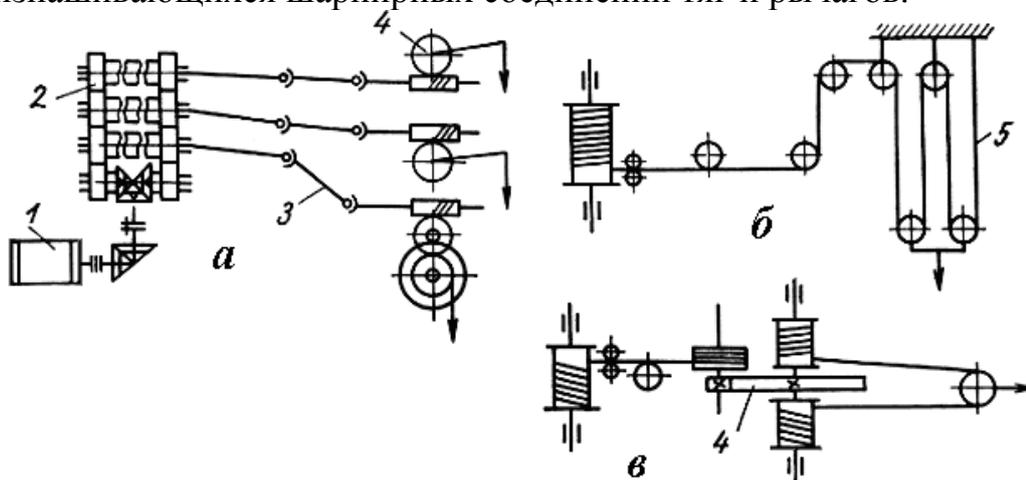


Рис. 2.55. Схемы механических систем управления:

а – редукторная; б – канатно-блочная с полиспастом; в – канатно-блочная с зубчатой передачей; 1 – двигатель; 2 – механизм реверса; 3 – карданный вал; 4 – редуктор; 5 – полиспаст

Редукторная система управления с приводом от двигателя применяется на таких землеройно-транспортных машинах, как автогрейдеры и грейдер-элеваторы, а в других машинах эта система практического применения не нашла. Кинематическая схема этой системы управления показана на рис. 2.55, а. В этих системах применяются червячные, цилиндрические и планетарные редукторы. Наибольшее распространение получили червячные редукторы с самотормозящейся червячной парой. Они обеспечивают фиксацию рабочего органа. При передаче мощности от одного двигателя редукторная система управления выполняется с разветвлением мощности.

Канатно-блочная система управления применяется на скреперах, бульдозерах и на различном навесном тракторном оборудовании (кусторежах, корчевателях и т.п.). Основными частями этой системы управления являются: лебедка, тормоз, направляющие блоки и канатный полиспаст (рис. 2.55, б, в).

В **гидравлической** системе управления рычаги полностью или частично заменены исполнительными гидроцилиндрами одно- или двустороннего действия, создающими необходимое усилие включения муфт, тормозов и других механизмов. Гидравлические системы управления вытесняют канатно-блочные не только в самоходных машинах, но и в навесных и прицепных машинах.

К преимуществам гидросистем управления относятся: независимость относительного расположения агрегатов; легкость включения и выключения; возможность обеспечения большого передаточного отношения; наличие устройств, предохраняющих систему от перегрузок; возможность сравнительно простого осуществления автоматических следящих устройств. Недостатком гидросистемы управления является то, что ее работа в некоторой степени зависит от температуры окружающего воздуха; кроме того, отдельные узлы и детали требуют высококачественной технологической обработки.

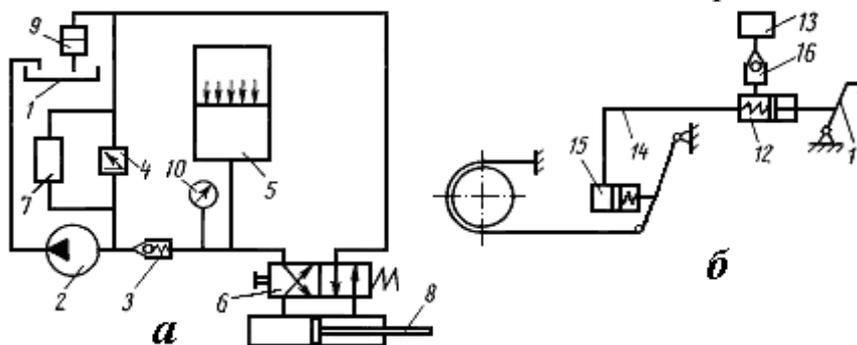


Рис. 2.56. Схемы гидравлического управления:
а – насосная; б – безнасосная

Различают насосную и безнасосную системы управления. В *насосной системе* рабочая жидкость под давлением подается насосом через распределитель, которым управляет машинист, в исполнительный гидроцилиндр, т.е. так же, как в силовом объемном гидроприводе (см. рис. 2.29). В насосной системе (рис. 2.56, а) рабочая жидкость, поступающая из масляного бака 1, нагнетается насосом 2 через обратный клапан 3 к золотникам распределителя 6, одновременно жидкость подводится в аккумулятор 5. Как только давление в аккумуляторе достигает рабочего, автоматически

открывается клапан-пилот 7 и жидкость без давления сливается в бак, что разгружает насос и уменьшается его износ. Если клапан-пилот или система его управления выходят из строя, избыточная жидкость, подаваемая насосом, сливается в бак через предохранительный клапан 4, включенный параллельно и настроенный на несколько большее давление, чем клапан 7.

При остановке насоса обратный клапан 3 закрывается, но в системе давление удерживается гидравлическим аккумулятором 5 – гидроцилиндром с поршнем. При нагнетании рабочей жидкости поршень, перемещаясь, сжимает пружину (или воздух), чем не только обеспечивается необходимое давление жидкости, но и ее резерв. Поэтому становится возможной кратковременная работа механизма управления при выключенном насосе.

В рабочем цилиндре 8 поршень перемещается рабочей жидкостью при открывании золотника распределителя 6. Рабочая жидкость, находящаяся в другой полости цилиндра, вытесняется через распределитель в масляный бак. Фильтр 9 служит для очистки рабочей жидкости от посторонних включений. Давление в сети контролируется манометром 10, установленным за обратным клапаном.

Безнасосные системы управления (рис.2.56, б) просты по конструкции, отличаются большой надежностью и долговечностью, применяются в основном для маломощных машин и механизмов. При нажатии на педаль 11 рабочая жидкость, находящаяся в цилиндре-датчике 12, через трубопровод 14 вытесняется в рабочий цилиндр 15, поршень которого связан с исполнительным механизмом. Утечки жидкости пополняются из бачка 13. Обратный клапан 16 предотвращает возврат жидкости из цилиндра обратно в бачок.

Безнасосное гидравлическое управление является более быстродействующим, чем рычажное или пневматическое, так как обладает большей жесткостью, чем пневматическое, и кинематика его более проста, чем у рычажного. Время действия составляет 0,15...0,2 с. Давление в сети безнасосного гидравлического управления создается усилием оператора, что ограничивает область его применения, поэтому преимущественное распространение получили насосные системы управления. В строительных машинах безнасосное гидравлическое управление часто применяется в сочетании с насосным управлением.

Рабочая жидкость, используемая в безнасосных системах, отличается от рабочей жидкости, применяемой в насосных системах. Например, для управления тормозами легковых автомобилей эту жидкость иногда называют тормозной жидкостью; она может состоять из 50% глицерина и 50% этилового спирта. Рабочая температура тормозной жидкости обычно не превышает температуры окружающего воздуха, поэтому к ней предъявляются повышенные требования по сравнению с жидкостями насосных систем, рабочая температура которых значительно выше температуры окружающей среды.

Рассмотрим использование насосной гидравлической системы для управления поворотом, например дорожных катков (рис. 2.57, а). Водитель рычагом управления 1 изменяет положение золотника в распределителе 3, и масло из бака 6 насосом 5 подается к силовому гидроцилиндру 4, который,

воздействуя на рычаг 2, осуществляет поворот управляемого вальца 7. Для прекращения поворота вальца необходимо золотник вернуть в исходное положение, а для выравнивания вальца золотник должен быть перемещен в противоположную сторону.

Такая система проста и надежна в работе; недостаток – отсутствие чувствительности на рычаге управления при повороте машины. Кроме того, поворот при неработающем двигателе становится практически невозможен.

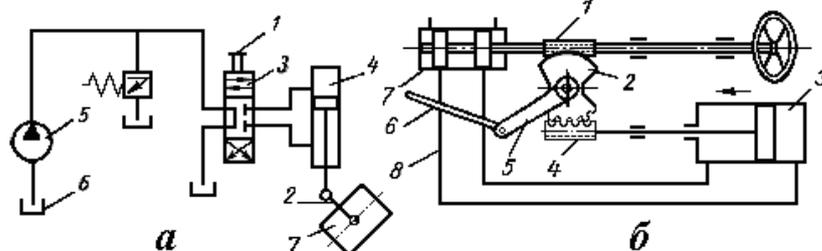


Рис. 2.57. Схемы рулевого управления:

а – с применением гидравлической насосной системы; *б* – с гидроусилителем

На мощных тягачах и тяжелых самоходных машинах получила распространение система рулевого управления с гидроусилителем. Усилительные устройства должны удовлетворять следующим основным требованиям: при выходе усилителя из строя управление машиной должно осуществляться обычным способом, запаздывание в срабатывании усилителя должно быть минимальным.

Упрощенная схема гидроусилителя показана на рис. 2.57, б. При повороте рулевого колеса червяк 1 стремится повернуть сектор 2 червячного колеса и рычаг 5, который тягой 6 должен повернуть колесо. Если сопротивление повороту колес велико и усилие водителя на штурвале недостаточно, червяк, подобно винту в гайке, перемещается в осевом направлении вместе с золотником распределителя 7 и откроет доступ масла через трубопровод 8 в гидроцилиндр 3. Поршень, перемещаясь в цилиндре, штоком через зубчатую рейку 4, зубчатый сектор 2, рычаг 5 и тягу 6, повернет колеса, одновременно с этим червячный сектор, воздействуя на червяк, переместит его вместе с золотником распределителя в исходное положение и прекратит движение поршня. При повороте штурвала в противоположную сторону в таком же порядке произойдет обратный поворот колес.

В гидравлических и пневматических приводах управление сервомоторами (гидроцилиндрами) осуществляется при помощи золотниковых устройств. Во многих случаях необходимо, чтобы исполнительный орган следил за изменением положения рукояток, педалей или штурвалов, т.е., чтобы он перемещался одновременно с перемещением органов управления. Например, при повороте штурвала управления колесами трактора, автомобиля или другой колесной машины колеса должны поворачиваться синхронно с поворотом штурвала. Если в системе управления установить обычный гидроусилитель (например сервомотор), то при повороте штурвала и перемещении золотника сервопривод задает угол поворота машины больший, чем требуется (повернет колеса до предельного положения).

Чтобы исполнительный орган «следил» за движением рычагов, приводимых в движение машинистом, применяют следящие системы (рис. 2.58). При повороте рулевого колеса 3, например, вправо поршень гидроцилиндра рулевой колонки 4 перемещается влево с помощью закрепленной на поршне гайки, которая навинчивается по нарезке вала руля. При этом он вытесняет часть жидкости из левой полости в сервоцилиндр 7. Под действием давления жидкости поршень сервоцилиндра переместится влево и сдвинет следящий золотник 8 из нейтрального положения II в положение III. При этом жидкость от насоса 2 поступит к двойному управляемому обратному клапану 9, откроет его и переместит поршень рабочего цилиндра 10. Из полости рабочего цилиндра 12 жидкость через клапан 9 и золотник 8 поступит в сливную линию. При этом будет осуществлен поворот колес машин на определенный угол. При остановке золотника поршень будет перемещать траверсу 11, а последняя – корпус следящего золотника влево до восстановления положения II. Подача жидкости к цилиндру 10 и, следовательно, поворот колес прекратятся. Пружинный аккумулятор 13 с зарядными (14) и обратными клапанами (5 и 6) служит для пополнения системы управления маслом в случае его утечки через уплотнения, клапаны 15 и 16 – для регулирования системы. Система рычагов, связывающих шток сервопоршня с осью золотника, обеспечивает обратную связь.

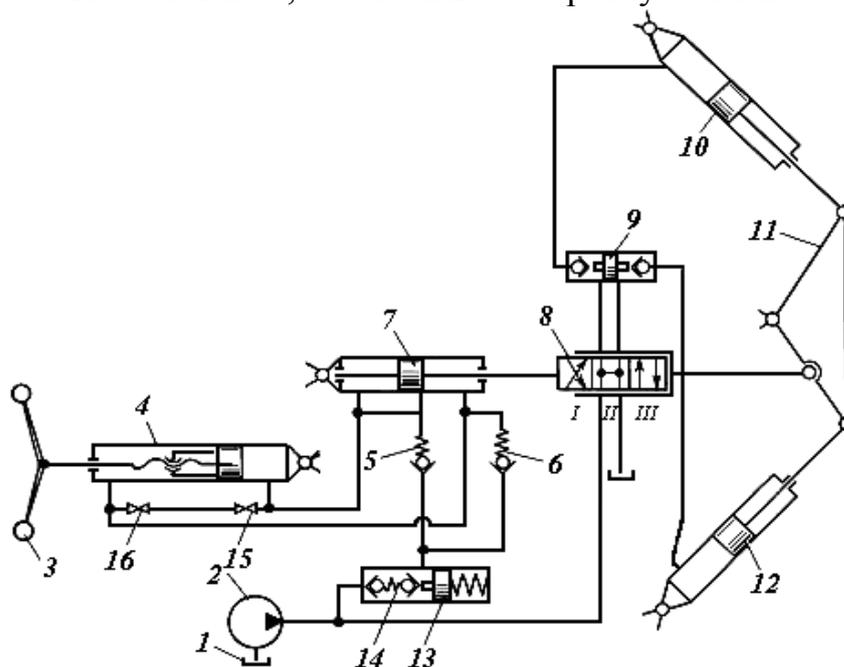


Рис. 2.58. Схема управления со следящей системой

Пневматическая система управления отличается от гидравлической насосной тем, что в ней вместо жидкости используется воздух, подаваемый компрессором под давлением до 0,7...0,8 МПа. Вследствие сжимаемости воздуха и установки дросселей нарастание давления в исполнительных органах может легко регулироваться в необходимых пределах.

Исполнительными органами такой системы (рис. 2.59) являются пневмоцилиндры 4 и пневмокамеры 5 одностороннего действия, подвижные элементы которых (поршень или диафрагма со штоком) передают усилие

включаемому механизму. Возврат штока в исходное положение обеспечивается пружиной. Работой пневмоцилиндров и камер управляют с помощью регулируемых и не регулируемых пневмоаппаратов 3. Нерегулируемый пневмоаппарат в виде крана, соединяющий ресивер 2 компрессора 1 с рабочей полостью пневмоцилиндра (камеры), обеспечивает подачу сжатого воздуха в пневмоцилиндр без изменения давления. Регулируемый пневмоаппарат позволяет изменять давление воздуха в исполнительном органе, обеспечивая повышенную плавность включения механизма. По сравнению с гидравлической пневматическая система управления обеспечивает более высокую плавность включения.

Основные ее недостатки – сравнительно большие размеры исполнительных органов из-за низкого давления в системе и возможность замерзания конденсата, содержащегося в сжатом воздухе.

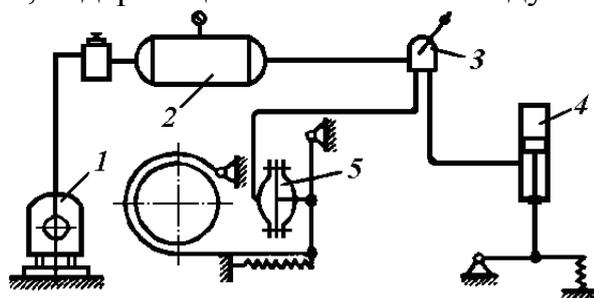


Рис. 2.59. Схема пневматического управления

Электрическая система управления применяется в машинах с индивидуальным электрическим приводом механизмов и обеспечивает пуск и остановку электродвигателей, регулирование частоты их вращения, реверсирование, безопасную работу и т.п. В состав такой системы входят магнитные пускатели, контроллеры, реле различных типов, автоматические выключатели, кнопки управления «Пуск» и «Стоп», блокирующие устройства, тормозные электромагниты и т.п. Электрические системы управления надежны, просты и удобны в эксплуатации, обеспечивают дистанционное управление механизмами и всей машиной в целом, создают возможность автоматизации работы.

Системы автоматизации управления силовыми установками привода машин в основном направлены на повышение эффективности использования машин и коэффициента использования мощности установленных двигателей силовых установок и двигателей привода основных механизмов, что также способствует повышению производительности машин. Решение этих задач в основном осуществляется путем регулирования нагрузки и скорости движения рабочих органов и двигателей машины для поддержания работы в оптимальных режимах, обеспечивающих их максимальные к.п.д., номинальную мощность и минимальную амплитуду их колебаний.

К таким системам относятся автоматизированные системы гидро- или электроприводов машин, обеспечивающие оптимизацию работы двигателей силовых установок независимо от резко изменяющихся условий нагружения исполнительных механизмов, а также рекуперацию энергии при торможении больших инерционных масс (поворот одноковшовых экскаваторов, опускание

рабочего оборудования и т.п.). При автоматизации управления машинами применяются комбинированные системы – гидроэлектрические, гидропневмоэлектрические и т.п.

Автоматизация управления рабочими органами, например, землеройно-транспортных машин, многоковшовых траншейных экскаваторов, одноковшовых экскаваторов с оборудованием для планировочных работ в последнее время все более успешно осуществляется с помощью лазерных координаторов. Это позволяет осуществлять планировку земляного сооружения с минимально допустимыми местными отклонениями от средней плоскости до ± 5 см, выдерживать уклоны траншей или поверхностей насыпей и выемок до $+ 0,05$, а при устройстве закрытого дренажа до $\pm 0,0005$.

Принцип работы лазерных координаторов на примере обеспечения рабочим органом заданного уклона показан на рис. 2.60. Лазерный излучатель создает оптическую плоскость, относительно которой определяются высотные отметки точек поверхности участка, на котором работают машины. Лазерные системы управления применяют для управления машин, работающих на расстоянии от лазерного излучателя обычно до 500 м.

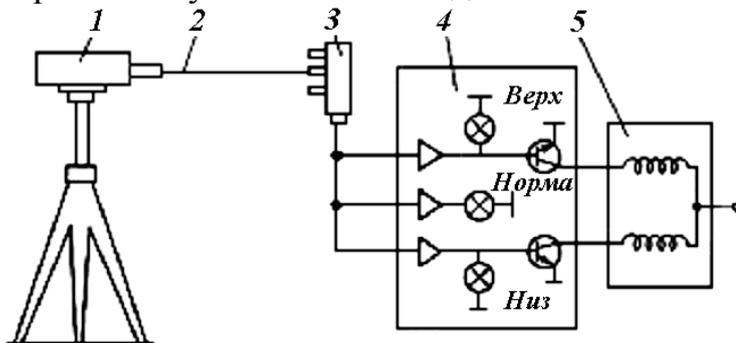


Рис. 2.60. Схема управления рабочим органом землеройной машины для выдерживания уклонов и планировки: 1 – лазерный излучатель; 2 – луч; 3 – фотоприемник; 4 – блок усиления и выработки команд; 5 – электромагниты электрогидравлических золотников управления приводом рабочего органа

Лазерные системы позволяют: автоматизировать управление группой машин по нескольким координатам с помощью одного излучателя; значительно снизить трудоемкость и повысить точность установки опорной линии или опорной плоскости; повысить устойчивость системы управления и за счет этого увеличить скорость рабочего процесса. Широкое использование лазерных систем при автоматизации машин для земляных работ ограничивается в основном пока еще достаточно высокой их стоимостью.

Важными направлениями в совершенствовании лазерных систем управления машинами являются: оптимизация размещения фотоприемных устройств на рабочем оборудовании с учетом его конструкции, количества регулируемых координат и характера внешних возмущений; адаптации системы к изменению расстояния между управляемой машиной и излучателем; разработка систем управления группой машин по индивидуальным программам от одного излучателя; создание устройств пропорционального регулирования в системах электрогидравлического управления в комплексе с микропроцессорами.