

Рис. 2.34. Водоструйный насос:
 а — схема насоса; б — схема установки насоса.

Значение КПД насоса невелико (0,2...0,5).

Напор для рабочей жидкости может быть создан каким-либо другим насосом.

Струйные насосы распространены довольно широко благодаря простоте устройства, малым габаритам, отсутствию подвижных рабочих частей в конструкции. Насосы способны подавать агрессивную жидкость, воду со значительным объемом абразивных примесей. Водоструйные водоподъемные установки применяются для подачи воды из скважин и шахтных колодцев для водоснабжения.

Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

2.1 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Гидравлическим двигателем называется объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена.

Гидравлические двигатели подразделяются на объемные гидродвигатели и турбины.

Объемные гидродвигатели по характеру движения выходного звена делятся на гидроцилиндры (с поступательным движением выходного звена), поворотные гидродвигатели (с ограниченным углом поворота выходного звена) и гидромоторы (с неограниченным углом поворота выходного звена).

Объемные гидродвигатели могут классифицироваться теми же показателями, что и объемные насосы, но с учетом свойств их обратимости, под которыми понимается пригодность гидромашины для работы в качестве как насоса, так и гидромотора.

Объемная гидромашина, предназначенная для работы как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора, называется *насосомотором*. Всякая объемная гидравлическая машина (насос и гидромотор) работает на принципе вытеснения жидкости. Ее рабочий орган захватывает в приемной полости машины некоторый объем жидкости, который затем перемещается с рабочим органом машины к нагнетательной полости, где жидкость вытесняется под некоторым давлением из рабочего органа в эту полость.

При вращении вала насоса объем камер последнего изменяется, причем при рабочем цикле этот объем уменьшается и заполняющая его жидкость вытесняется в нагнетательную полость; для гидродвигателя объем камер (камеры) при рабочем ходе увеличивается и жидкость, поступившая к нему от внешнего источника, заполняет эти камеры.

Основные параметры гидродвигателя: рабочий объем (V), расход (Q), перепад давления (Δp), крутящий момент ($M_{кр}$), мощность (N), а также объемный (η_Q) и механический ($\eta_{мех}$) КПД.

Рабочий объем для гидромоторов поршневого типа

$$V = FSiZ, \quad (2.100)$$

где F — площадь поршня, m^2 ; S — ход поршня, m ; i — число поршней; Z — число циклов за один оборот.

Для гидроцилиндров $V = FS$, где S — ход поршня гидроцилиндра; для гидромоторов возвратно-вращательного типа $V = FS$, где S — ход пластины, измеренный по дуге, описанной ее центром тяжести.

Так же как и роторный насос, гидромотор характеризуется идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора:

$$Q_r = Vn. \quad (2.101)$$

Действительный расход через гидромотор больше, чем идеальный, потому, что, в отличие от насоса, утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. Поэтому объемный КПД гидромотора выражается не так, как для насоса, а именно:

$$\eta_Q = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q_r}{Q_r + Q_y}, \quad (2.102)$$

где Q_y — расход утечек.

Частота вращения вала гидромотора с учетом объемного КПД

$$n = \frac{Q \eta_Q}{V}. \quad (2.103)$$

Перепад давления на гидромоторе определяется разностью между давлениями на входе и на выходе:

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (2.104)$$

Полезная мощность гидромотора равна произведению крутящего момента на его валу на угловую скорость вала:

$$N_n = M \omega. \quad (2.105)$$

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N = Q \Delta p. \quad (2.106)$$

Отношение N_n/N определяет общий КПД гидромотора, который равен произведению двух частных КПД — объемного на механический, то есть

$$\eta = N_n/N = \eta_Q \eta_{\text{мех.}}. \quad (2.107)$$

Перепишав выражение (2.107) в виде

$$M \omega = \eta_Q \eta_{\text{мех.}} \Delta p Q \quad (2.108)$$

и заменив $\omega = 2\pi n$, получим выражение для момента на валу гидромотора

$$M = V \Delta p r_{\text{мех.}} / 2\pi = 0,159 \frac{\Delta p Q \eta_{\text{мех.}}}{n}. \quad (2.109)$$

В системе СИ

$$N = Q \Delta p [\text{Вт}]; \quad M = \frac{Q}{\omega} [\text{Н} \cdot \text{м}],$$

где ω — угловая скорость, с^{-1} ; Q — расход, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp — перепад давления, МПа.

2.2. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Общие сведения и классификация. *Гидроцилиндр* — это объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. В различных отраслях техники используются самые разнообразные как по конструкции, так и по функциональному назначению типы гидроцилиндров. Конструктивные схемы гидроцилиндров представлены на рисунке 2.35.

Гидроцилиндр, в котором движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направле-

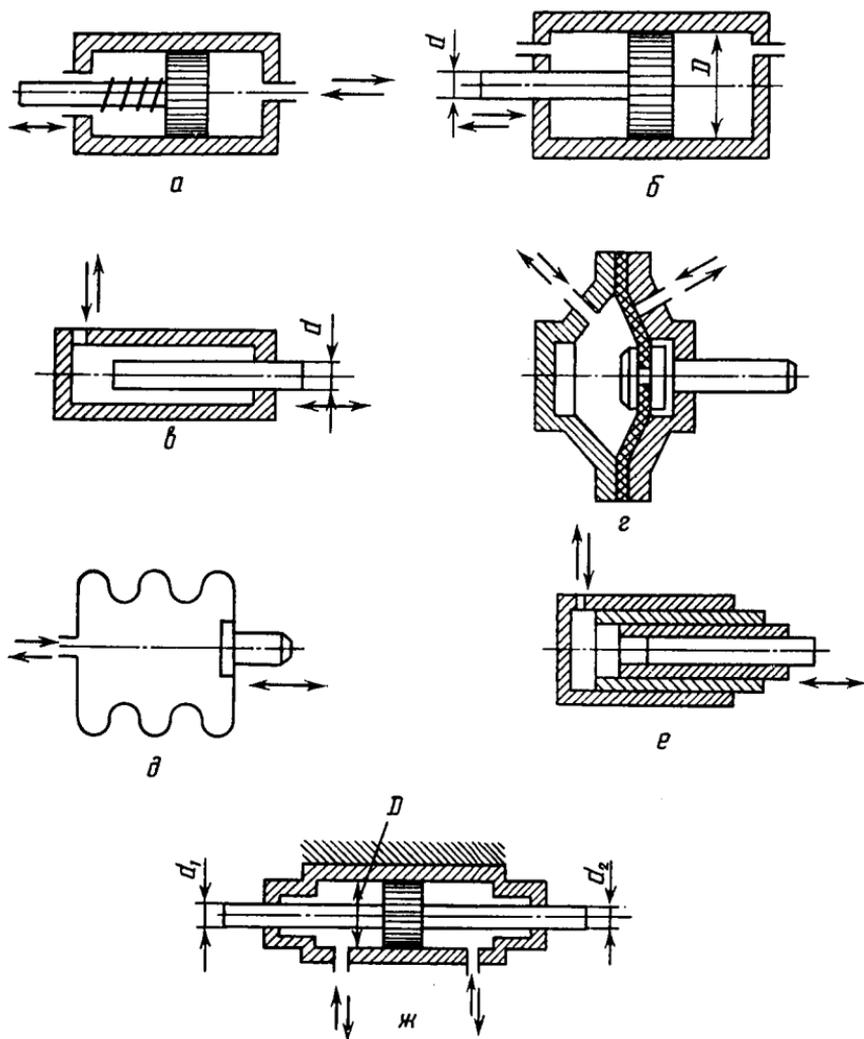


Рис. 2.35. Конструктивные схемы гидроцилиндров:

a — поршневой одностороннего действия; *б* — поршневой двустороннего действия; *в* — плунжерный; *г* — мембранный; *д* — силфонный; *е* — телескопические; *ж* — со штоком, расположенным по обе стороны поршня.

нии, называется *гидроцилиндром одностороннего действия* (см. рис. 2.35, *a*). Движение выходного звена при этом в противоположном направлении может происходить под действием пружины, силы тяжести или звеньев приводимой машины. Если же движение выходного звена возможно в двух противоположных направлениях, то такой гидроцилиндр называется *гидроцилиндром двустороннего действия* (см. рис. 2.35, *б*).

В зависимости от конструкции рабочего звена гидроцилиндры бывают: поршневые (см. рис. 2.35, а, б), плунжерные (см. рис. 2.35, в), мембранные (см. рис. 2.35, г), сильфонные (см. рис. 2.35, д). Под рабочим звеном гидродвигателя вообще и гидроцилиндра в частности понимается деталь или группа деталей, участвующих в образовании рабочей камеры и приводящих в движение выходное звено.

Приведенные конструктивные схемы гидроцилиндров позволяют обеспечить полный ход выходного звена равным ходу рабочего звена и поэтому их принято называть *одноступенчатыми гидроцилиндрами*. А гидроцилиндры, у которых полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев, называются *телескопическими* (см. рис. 2.35, е).

В зависимости от числа поршней или плунжеров телескопические гидроцилиндры могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д. При этом ступень с наименьшим диаметром поршня или плунжера называется *первой ступенью*, следующая — *второй ступенью* и т. д.

Различают гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком, понимая под первым поршневой гидроцилиндр со штоком с одной стороны и под вторым — гидроцилиндр со штоком, расположенным по обе стороны поршня (рис. 2.35, ж). Нередко целесообразно соединять с движущейся (перемещаемой) частью машины не шток, а корпус цилиндра. Жидкость в цилиндр в этом случае подводят через гибкие трубопроводы (шланги) либо через каналы в штоке.

При эксплуатации гидроцилиндров, особенно с большими инерционными нагрузками на выходном звене, с целью предотвращения возникновения ударных нагрузок используют гидроцилиндры с торможением, в конструкции которых предусматриваются демпфирующие устройства, обеспечивающие плавное замедление движения поршня.

Наиболее распространенные конструктивные схемы таких демпферов показаны на рисунке 2.36. В конструкции (см. рис. 2.36, а) демпфирование достигается за счет выдавливания жидкости утолщением штока через кольцевой зазор, образующийся между этим утолщением и цилиндрической расточкой, выполненной в крышке гидроцилиндра. На рисунке 2.36, б показана конструкция, в которой демпфирование достигается последовательным выключением выпускных отверстий, соединяющих полость гидроцилиндра с линией слива. Активной тормозной поверхностью в этом случае служит вся площадь поршня (или площадь поршня за вычетом площади штока).

В конструкции, показанной на рис. 2.36, в, демпфирование осуществляется включением в конце хода продольной дроссели-

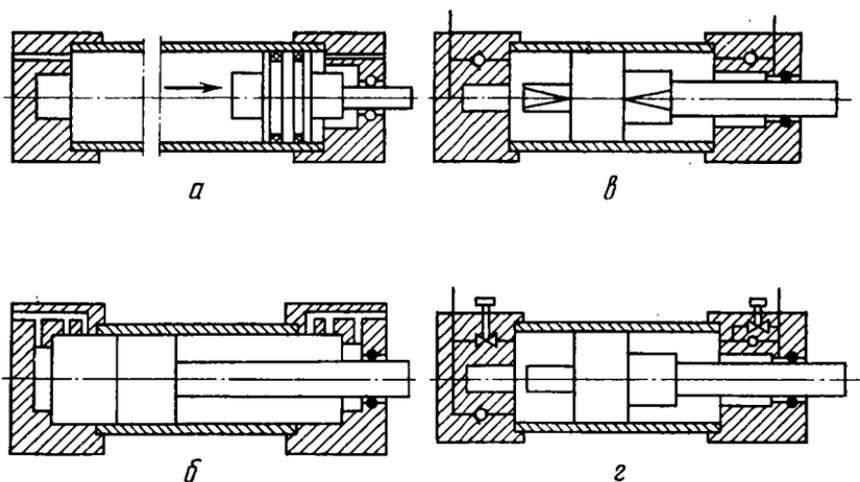


Рис. 2.36. Конструктивные схемы демпфирующих устройств гидроцилиндров.

рующей щели, а в конструкции на 2.36, г—выключением дроссельного клапана.

В гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных машин применяют гидроцилиндры как поршневые, так и плунжерные. Плунжерные гидроцилиндры, в свою очередь, подразделяются на одноступенчатые и многоступенчатые (телескопические). В навесных системах тракторов, а также в машинах, в которых в процессе работы необходимо регулировать ход штока, используют в основном унифицированные поршневые гидроцилиндры типа Ц с рабочим давлением 10, 16 и 20 МПа.

В гидросистемах сельскохозяйственных машин применяются в основном нормализованные поршневые гидроцилиндры, рассчитанные для работы на минеральных маслах в диапазоне температуры рабочей жидкости от -10 до $+70^{\circ}\text{C}$. Максимальное давление для этих гидроцилиндров 16 МПа, скорость поршня — до 0,5 м/с.

Плунжерные гидроцилиндры применяются для осуществления возвратно-поступательного движения рабочих органов, когда обратный ход этих органов происходит за счет собственной массы или за счет действия пружинных и других устройств. В частности, плунжерные гидроцилиндры применяются для подъема жатки зерноуборочного комбайна, в автопогрузчиках, в автомобилях-самосвалах и др. Они работают на минеральных маслах при наибольшем рабочем давлении до 10 МПа со скоростью перемещения плунжера до 0,3 м/с.

Телескопические гидроцилиндры применяют в сельскохозяйственных машинах, где требуется значительный ход штока при

минимальных размерах корпуса гидроцилиндра; обратный ход в них осуществляется за счет массы рабочих органов (например, кузова самосвальных тележек, автомобилей). Телескопические гидроцилиндры рассчитаны для работы при номинальном давлении в гидросистеме до 10 МПа.

В сельскохозяйственных машинах гидродвигатели поступательного движения (гидроцилиндры) используют в основном либо для перемещения и фиксации относительно друг друга различных узлов, либо для приведения рабочих органов машины в периодическое возвратно-поступательное движение.

На сельскохозяйственных машинах кроме гидроцилиндров находят применение и гидродвигатели возвратно-поступательного движения (ДВП), которые применяются для приведения в действие режущих косилок, жаток, приспособлений для подрезки виноградной лозы и других механизмов.

Принято считать, что с повышением давления и соответственно с уменьшением размеров цилиндропоршневой группы улучшаются экономические показатели. Однако с повышением давления увеличивается толщина стенок цилиндра и трубопроводов, возрастает необходимость повышения точности изготовления, усложняется конструкция уплотнительных устройств для подвижных и неподвижных соединений, возникает необходимость в применении более дорогостоящих насосов и аппаратуры. Поэтому с повышением давления появляется ряд противоречивых требований, влияющих на экономическую эффективность.

Общие затраты с повышением давления снижаются лишь до некоторого предела, а затем начинают возрастать.

Можно констатировать, что оптимальное рабочее давление — это давление 25...30 МПа, при котором получается наибольший экономический эффект. В сельскохозяйственном машиностроении освоено производство гидроцилиндров на рабочее давление 16...20 МПа. Поэтому вопрос повышения рабочего давления в гидроприводах тракторного и сельскохозяйственного машиностроения остается открытым.

Основные параметры поршневых гидроцилиндров — это движущее усилие на штоке P и скорость поршня v .

Движущее усилие P на штоке упрощено без учета сил трения, противодействия в нерабочей полости и сил инерции; определяется по формуле

$$P = \rho F, \quad (2.110)$$

где ρ — давление жидкости, Па; F — рабочая площадь поршня, м².

При этом для поршневого гидроцилиндра двустороннего действия (рис. 2.35, б) при подаче жидкости в поршневую полость площадь F рассчитывается по выражению $F = \frac{\pi D^2}{4}$, а при по-

даче в штоковую полость и для гидроцилиндра с двусторонним штоком (рис. 2.35, ж) (при условии равенства диаметров правого и левого штоков): $F = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$,

где D и $d=d_1=d_2$ — диаметры соответственно поршня и штока, м.

Для случая $d_1 \neq d_2$ эта площадь вычисляется:
при подаче жидкости в левую полость

$$F = \frac{\pi (D^2 - d_1^2)}{4}; \quad (2.111)$$

при подаче жидкости в правую полость

$$F = \frac{\pi (D^2 - d_2^2)}{4}. \quad (2.112)$$

Для плунжерного гидроцилиндра (рис. 2.35, в) рабочая площадь — это площадь сечения штока $F_{шт} = \frac{\pi d^2}{4}$.

Расчетную скорость поршня v (без учета утечек жидкости) определим по формуле $v = Q/F$.

Из приведенной формулы следует, что при одинаковой подаче жидкости в обе полости гидроцилиндра с односторонним штоком скорость штока при поступлении жидкости в штоковую полость будет больше скорости при подаче в поршневую полость в отношении

$$\frac{D^2}{D^2 - d^2}.$$

Следовательно, при использовании поршневых гидроцилиндров двустороннего действия представляется возможным путем выбора размеров D и d иметь большие усилия при ходе штока в одном направлении (при подаче жидкости в поршневую полость цилиндра) и большие скорости при обратном ходе (при подаче жидкости в штоковую полость). Скорость поршня этого гидроцилиндра при подаче жидкости в поршневую (v_n) и штоковую ($v_{шт}$) полости определяется так:

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad v_{шт} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}. \quad (2.113)$$

Таким образом, при соответствующем подборе диаметров штока и поршня можно получать различные движущие усилия и скорости поршня. Например, при $d = D/\sqrt{2}$ скорость поршня при движении в правую сторону будет в два раза больше, а развиваемое движущее усилие — в два раза меньше.

В случае, когда разница скоростей и движущих усилий не желательны, гидроцилиндры включают при помощи золотника по дифференциальной схеме, при которой штоковая полость непрерывно соединена с питающей линией.

На практике, в процессе эксплуатации в результате трения подвижных соединений в гидроцилиндре возникают силы трения ($R_{тр}$) и силы инерции ($R_{ин}$) движущихся частей при переходных режимах, вызванных ускорением и замедлением.

Кроме того, в ряде случаев при расчетах движущего усилия нельзя пренебрегать противодействующей силой (K), вызванной давлением в сливной полости.

С учетом сказанного, эффективная движущая сила на штоке гидроцилиндра определится из выражения

$$P_{\phi} = P - (R_{тр} + R_{ин} + K). \quad (2.114)$$

Сила трения ($R_{тр}$) в общем виде определяется по формуле

$$R_{тр} = \mu (F_n + G), \quad (2.115)$$

где μ — коэффициент трения; G — вес подвижных частей цилиндра и механизма навески, кг; F_n — нормальная сила поршня на корпус цилиндра и штока на опорную поверхность передней крышки, Н.

Сила инерции движущихся частей

$$R_{ин} = -ma,$$

где m — масса движущихся частей (включая жидкость), кг; a — ускорение движущихся частей (включая жидкость), м²/с.

Этот вид нагрузки особенно важное значение имеет для гидроцилиндров погрузчиков и экскаваторов, где число реверсов в минуту достигает 10, а вес подвижных частей — нескольких тонн.

При равномерном движении сила инерции $R_{ин} = 0$, в соответствии с чем

$$P_{\phi} = P - (R_{тр} + K). \quad (2.116)$$

В плунжерном гидроцилиндре вытесняемый объем жидкости равен нулю и поэтому при равномерном движении $P_{\phi} = P - R_{тр}$. Важнейшая функциональная характеристика гидроцилиндра — это его общий КПД

$$\eta_{общ} = \eta_{мех} \eta_Q. \quad (2.117)$$

Механический КПД ($\eta_{мех}$) силового гидроцилиндра в зависимости от различных факторов колеблется от 0,97 до 0,81 и в каждом конкретном случае определяется силой трения. Сила трения зависит главным образом от конструкции цилиндра, отклонений формы и взаимного положения поверхностей как самого гидроцилиндра, так и деталей механизма навески, в которой он монтируется. Кроме того, сила трения также зависит от

качества поверхности сопрягаемых материалов и уплотнений поршня и штока. Причем сила трения нередко достигает больших значений. Например, для гидроцилиндра механизма навески сила трения достигает 1900 Н.

В общем случае $\eta_{\text{мех}} = P_{\text{ф}}/P$, где $P_{\text{ф}}$ и P — соответственно фактическое и расчетное движущее усилие. На практике расчет $\eta_{\text{мех}}$ производится по результатам данных, полученных при стендовых испытаниях.

В цилиндрах, поршни которых уплотнены резиновыми или кожаными манжетами, либо резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объемный КПД (η_Q) близок к 1.

2.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА

Ранее мы установили, что скорость движения штока гидроцилиндра определяется выражением $v = \frac{Q}{F} \eta_Q$. Следова-

тельно, изменение скорости может быть достигнуто либо изменением расхода Q , подаваемого в гидроцилиндр, либо изменением его эффективной площади. Поскольку эффективная площадь в гидроцилиндрах величина постоянная, тогда регулирование скорости может осуществляться изменением расхода Q , направляемого в гидроцилиндр. В зависимости от способа, которым достигается это изменение, различают два метода регулирования скорости: объемное и дроссельное.

При объемном регулировании изменение расхода Q достигается изменением объемной постоянной (литража) или частоты вращения вала насоса, то есть объемное регулирование означает применение в схеме регулируемого насоса. При дроссельном регулировании изменение расхода Q осуществляется изменением гидравлического сопротивления линии, в которую он включен.

Системы дроссельного регулирования гидроцилиндров в зависимости от вида источника питания можно разделить на: а) системы с постоянным давлением источника питания ($p = \text{const}$), устанавливаемым регулированием переливного клапана; б) системы с переменным давлением ($p \neq \text{const}$), которое определяется рабочими усилиями, то есть нагрузкой на рабочий орган. Реже применяются комбинированные системы.

Дроссель (регулятор) в системах с $p_H = \text{const}$ может быть установлен как на линии питания (на входе) гидроцилиндра (см. рис. 2.37, а), так и в сливной магистрали (на выходе) (см. рис. 2.37, б). Излишек жидкости, подаваемой насосом, отводится в бак через переливной клапан.

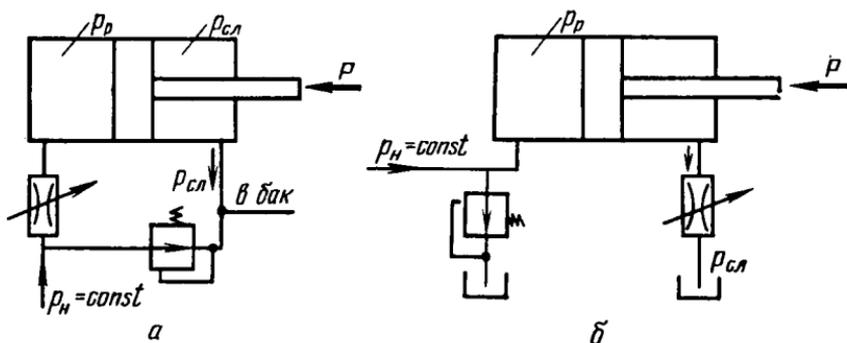


Рис. 2.37. Схемы дроссельного регулирования скорости движения штока гидроцилиндра при $p_H = \text{const}$:

а — дроссель на входе; б — дроссель в сливной магистрали.

При $p_H = \text{const}$ излишек жидкости отводится в бак через дроссель, устанавливаемый на линии, соединяющей магистраль подвизимого давления с баком (см. рис. 2.38).

Схемы с регулятором в сливной магистрали при $p_H = \text{const}$ обеспечивают двустороннюю жесткость гидросистемы и поэтому могут применяться в системах со знакопеременными нагрузками. Для этих систем схемы с регулятором, установленным на линии питания, менее пригодны, так как при изменении знака внешней нагрузки скорость движения штока может значительно увеличиться, поскольку этому не противодействует дроссель.

Кроме того, схемы с регулятором в сливной магистрали более устойчивы против автоколебаний (в особенности при малых скоростях движения штока гидроцилиндра), чем схемы с регулятором в линии питания.

Системы дроссельного регулирования обладают относительно низким КПД, что обусловлено значительными потерями энергии, поскольку в напоре подобной системы независимо от мощности, потребляемой исполнительными двигателями, расходуется мощность, соответствующая полной производительности насоса и давлению, определяемому настройкой (регулировкой) переливного клапана. В соответствии с указанным, КПД при

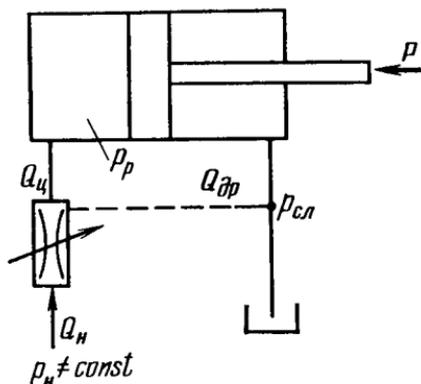


Рис. 2.38. Схема дроссельного регулирования скорости движения штока гидроцилиндра при $p_H \neq \text{const}$.

уменьшении нагрузки понижается, приближаясь при малой нагрузке к нулю.

Поскольку в системе дроссельного регулирования обязательно должны быть потери напора, то ее следует применять для передачи малых мощностей. Система объемного регулирования, которая имеет в пределе КПД, равный 1, будет выгодна для передачи больших мощностей.

Для регулирования скорости перемещения штока гидроцилиндров в гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных машин используют, как правило, дроссельное регулирование.

2.4. ПОВОРОТНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Для возвратно-поворотных движений рабочих органов машин на угол, меньший 360° , кроме всевозможных механизмов с качающимися гидроцилиндрами и кривошипно-ползунных гидравлических механизмов, широко используются поворотные гидродвигатели (моментные гидроцилиндры или гидроцилиндры поворотного действия) с возвратно-поворотным относительно корпуса ограниченным движением выходного звена. Поворотный гидродвигатель определяется в общем случае как объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена.

Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры. Это объясняется тем, что вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев, понижающих точность углов поворота машины.

По виду рабочих органов поворотные гидродвигатели бывают шиберные, поршневые и мембранные.

Шиберным поворотным гидродвигателем (см. рис. 2.39) называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде шиберов.

В практике распространены шиберные поворотные гидродвигатели, в которых рабочий орган — пластина или несколько пластин, жестко соединенных с валом двигателя.

На рисунке 2.39, *а* показана конструкция лопастного механизма, у которого рабочий цилиндр разделяется уплотняющей перегородкой 1 и лопастью 2 на две камеры. Уплотняющая перегородка прижимается к валу либо пластинчатой пружиной 3, либо гидравлическим способом. Основные параметры поворотных гидродвигателей — это номинальное давление $p_{ном}$, номинальный расход $Q_{ном}$, крутящий момент, угловая скорость и угол поворота вала гидродвигателя.

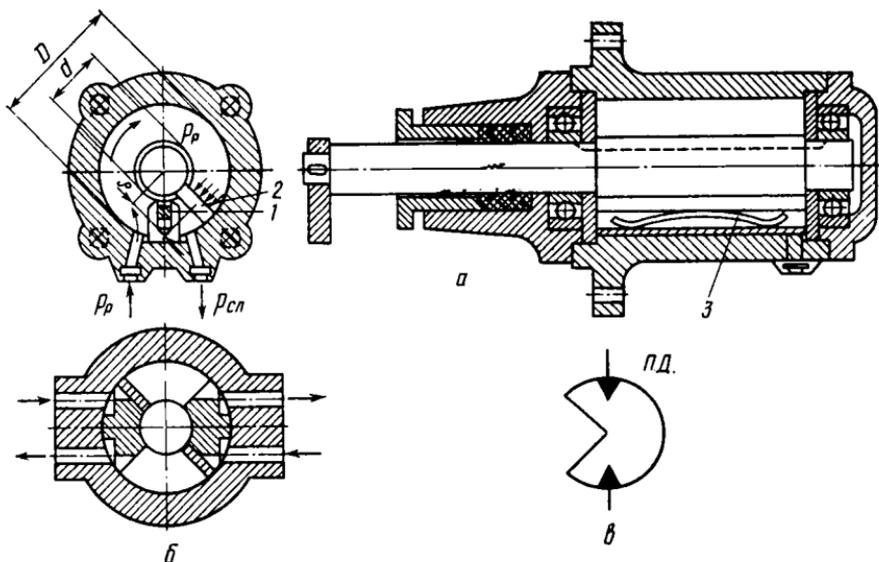


Рис. 2.39. Схемы шиберных поворотных гидродвигателей:

а — однопластинчатый; *б* — двухпластинчатый; *в* — условное обозначение поворотного гидродвигателя.

Расчетная величина крутящего момента M на валу шиберного гидродвигателя с одной пластиной

$$M = (p_p - p_{сл}) F P, \quad (2.118)$$

где $p_p, p_{сл}$ — соответственно давление рабочее и давление слива, Па; $p_p - p_{сл} = \Delta p$; F — площадь пластины; $F = \frac{D-d}{2} b$; P — плечо приложения силы; $P = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}$; b — ширина пластины, м,

или

$$M = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2). \quad (2.119)$$

Угловая скорость ω вала определится из условия равенства расхода жидкости Q и объема, описываемого пластиной в единицу времени:

$$Q = V_{ок} F,$$

где $V_{ок} = \omega P$, отсюда $\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) b}$.

При наличии двух и более лопастей (рис. 2.39, б) крутящий момент соответственно увеличивается, а угловая скорость уменьшается:

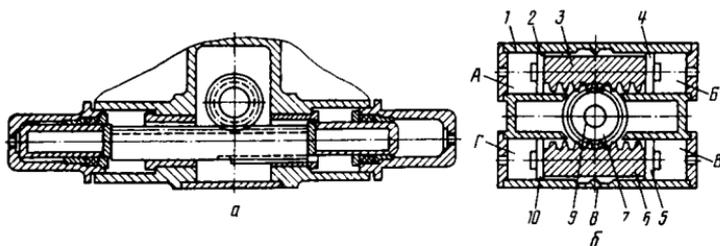


Рис. 2.40. Схемы поршневых поворотных гидродвигателей:
 а — двухпоршневой; б — четырехпоршневой.

$$M = \frac{Z \Delta p b}{8} (D^2 - d^2); \quad (2.120)$$

$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)}, \quad (2.121)$$

где Z — число пластин.

Углы поворота ротора при одной, двух и трех пластинах соответственно равны $\sim 280, 140$ и 70° .

Поршневым поворотным двигателем называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде поршней.

На рисунке 2.40, а показан двухпоршневой поворотный гидродвигатель с реечным преобразователем, используемый на погрузчиках, экскаваторах сельскохозяйственного назначения, в горных и металлургических машинах и др.

Недостаток этого гидродвигателя — в наличии зазора в зацеплении, что способствует появлению ударов при перемене знака нагрузки. Несколько лишены этого недостатка четырехпоршневые поворотные гидродвигатели с двумя реечно-зубчатыми передачами (см. рис. 2.40, б). Основные конструктивные элементы такого двигателя — это корпус 1 и поршни 2, 4, 5 и 10, установленные в цилиндрических расточках корпуса. Поршни попарно жестко соединены зубчатыми рейками 3 и 6, которые входят в зацепление с зубчатым колесом 7. Выходное звено гидродвигателя — вал 9. Для выбора зазора и предохранения от поворота рейки вокруг продольной оси имеются два упора 8. Гидродвигатель имеет четыре рабочие камеры, которые при работе гидродвигателя соединяются попарно: А и В, Б и Г.

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе жидкости под давлением, например, в рабочие камеры А и В поршни 2 и 5 перемещаются в разные стороны. Вместе с поршнями перемещаются и рейки, которые поворачивают зубчатое колесо 7 с валом 9 по часовой стрелке. Одновремен-

но при этом рабочая жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется из камер Б и Г в сливную линию гидросистемы. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеры Б и Г, то вал гидродвигателя повернется против часовой стрелки. Расчетный крутящий момент M и угловую скорость ω на выходном звене (валу) гидродвигателя определяют по формулам:

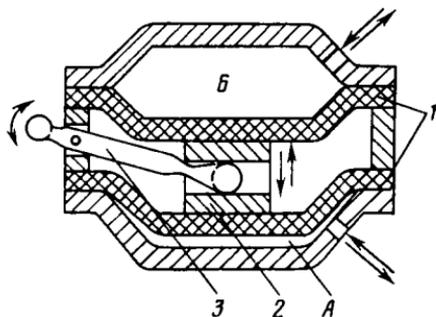


Рис. 2.41. Схема мембранного поворотного гидродвигателя.

$$M = \Delta p \frac{\pi d^2 D_k Z}{8}; \quad (2.122)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (2.123)$$

где $\pi d^2/4$ — площадь поршня, m^2 ; d — его диаметр, m ; D_k — диаметр делительной окружности зубчатого колеса, m ; Z — число поршней, работающих одновременно.

Мембранным поворотным гидродвигателем (см. рис. 2.41) называется гидродвигатель с рабочими звеньями в виде мембран.

Принцип работы гидродвигателя заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением, например, в рабочую камеру Б ползун 2 под действием силы давления переместится вниз, при этом свободный конец коромысла 3 совершит поворот по часовой стрелке. Одновременно объем рабочей камеры А уменьшается и рабочая жидкость вытесняется в сливную магистраль. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подвести ее под давлением в камеру А, то коромысло повернется против часовой стрелки. Угол поворота коромысла рассматриваемых гидродвигателей не превышает 20° от нулевого (среднего) положения.

2.5. ГИДРОМОТОРЫ

Гидромотор — это объемный гидродвигатель вращательного движения.

В различных отраслях народного хозяйства используются следующие типы гидромоторов: шестеренные с внешним и внутренним зацеплением, пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые и планетарные.

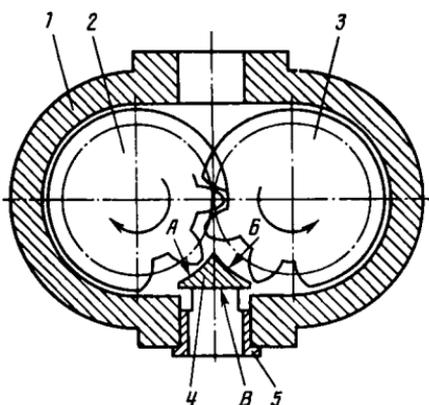


Рис. 2.42. Схема шестеренного гидромотора с устройством для улучшения пуска:

1 — корпус; 2 и 3 — шестерни внешнего зацепления; 4 — устройство для улучшения запуска; 5 — втулка.

оборотах и значительная пульсация крутящего момента. Полный и объемный КПД шестеренных гидромоторов лишь в узком диапазоне чисел оборотов и нагрузок достигают значений соответственно 0,8 и 0,9. Поэтому их применяют главным образом на маломощных и быстрходных приводах. Запускать их необходимо без нагрузки. Величина пускового момента достигает 0,3...0,4 от номинального. Для улучшения пусковых характеристик шестеренных гидромоторов используют различные конструктивные усовершенствования. Один из вариантов такого решения приведен на рисунке 2.42.

Шестеренный гидромотор содержит корпус 1, шестерни внешнего зацепления 2 и 3, опоры скольжения и устройство для улучшения пуска гидромотора 4. Устройство выполнено в виде уплотнительного элемента, имеющего поверхности А и Б, которые охватывают часть зубьев шестерен 2 и 3, выходящих из зацепления по окружности выступов на всей их длине, а также поверхность В, являющуюся продолжением касательных к делительным окружностям шестерен 2 и 3.

В момент пуска гидромотора (при наличии устройства 4) площадь воздействия давления рабочей жидкости на шестерни 2 и 3 уменьшается на величину охвата их зубьев поверхностями А и Б уплотнительного элемента. При этом давление рабочей жидкости перераспределяется и действует на шестерни 2 и 3 и на поверхность В.

Благодаря этому, во-первых, достигается частичная разгрузка опор скольжения от радиальных усилий, вызывающих трение

Благодаря свойству обратимости насосов, за исключением насосов с клапанным распределением, любой из них в принципе может быть использован в качестве гидромотора.

Однако в конструкции гидромоторов можно обнаружить некоторые отличия от соответствующих насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин.

Шестеренные гидромоторы унифицированы с шестеренными насосами, однако имеют некоторые особенности: высокий перепад давления, необходимый для трогания с места, неустойчивая работа на малых

в них в момент пуска до подачи смазки в опоры скольжения, во-вторых, уменьшается усилие прижима шестерен 2 и 3 к поверхностям расточки корпуса 1 и, в-третьих, увеличивается пусковой момент за счет ослабления противодействующего ему крутящего момента от усилий воздействия рабочей жидкости на зубья шестерен в зоне их зацепления.

Кроме того, в момент пуска гидромотора поток рабочей жидкости, проходящей через втулку 5, направляется поверхностью В непосредственно по касательным к делительным окружностям шестерен 2 и 3, что позволяет эффективно использовать динамическое воздействие потока рабочей жидкости на зубья шестерен. Все это позволяет увеличить пусковой момент в 1,3... 1,5 раза.

Пластинчатые гидромоторы по устройству и принципу работы подобны пластинчатым насосам. Однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без изменения конструкции. Причина этого — широта диапазона изменения частоты и реверсивность у гидромоторов. Реверсивность и, следовательно, отсутствие стабильных центробежных сил, выдвигающих пластины, требуют применения их принудительного выдвигания. Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давления на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2), \quad (2.124)$$

где p — давление рабочей жидкости, Па; S_1 и S_2 — рабочая площадь пластин, м²; l_1 и l_2 — плечо действия равнодействующей силы давления, м.

Полный крутящий момент равен сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле

$$M = \sum M_i. \quad (2.125)$$

Усилие прижатия пластины к статору без учета сил трения определяется силами

$$P_{пл} = P + P_y + P_{y_2}, \quad (2.126)$$

где $P = pbs$ — равнодействующая сила давления жидкости, действующая на торец пластины шириной b и толщиной s ; $P_y = m\rho\omega^2$ — сила центростремительного ускорения пластины массой m с центром масс на радиусе ρ ; $P_{y_2} = m\epsilon\omega^2$ — сила ускорения пластины при движении по профилю статора.

Рабочий объем V_0 гидромотора соответственно однократного и двукратного действия определяют по формулам:

$$V_0 = 2e(2\pi R - ZS)b; \quad (2.127)$$

$$V_{0\text{дв}} = 2\pi b(R^2 - r^2), \quad (2.128)$$

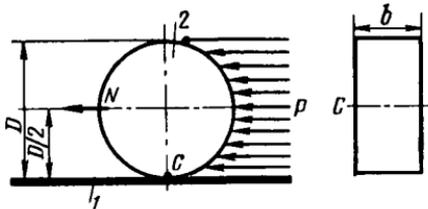


Рис. 2.43. Принципиальная схема гидромотора с подвижной осью.

где e — эксцентриситет; R — радиус статора, м; Z — число пластин; r — радиус ротора, м.

Принцип работы и расчет основных параметров аксиально-поршневых и радиально-поршневых гидромоторов аналогичны таковым соответствующих типов насосов, описанных ранее.

Планетарные гидромоторы характерны тем, что их ротор в процессе работы совершает сложное плоскопараллельное (планетарное) движение.

Ряд интересных конструкций таких гидромашин разработал Ф. Н. Ерасов. Наиболее хорошо эти гидромашин проявили себя в режиме гидромотора. С увеличением числа зубьев статора и ротора появилась возможность создания тихоходных высокомоментных гидромоторов (при высокой равномерности вращения вала), которые нашли широкое применение как в общем, так и в сельскохозяйственном машиностроении. Схема работы такого гидромотора показана на рисунке 2.43.

На направляющей 1 установлен ротор 2 (диаметром D и шириной b), на который с одной стороны равномерно действует сила давления жидкости P гидравлического поля, под действием которой ротор 2 катится по направляющей 1 вокруг мгновенного центра C . Для такой гидромашин эффективная рабочая площадь $F = Db$, тогда от давления жидкости появляется результирующая сила $N = PF$. Сила N создает на валу гидромотора крутящий момент

$$M_{кр} = N \frac{1}{2} D = P \frac{1}{2} D^2 b. \quad (2.129)$$

Из анализа полученной зависимости следует, что с увеличением диаметра момент, развиваемый ротором 2 гидромотора, возрастает пропорционально квадрату радиуса ротора $\left(\frac{1}{2} D^2\right)$, а с увеличением его ширины и давления рабочей жидкости момент возрастает в прямой зависимости.

Рассматриваемая схема гидромотора непригодна для практического применения в таком виде, как она показана на рисунке 2.43. Для непрерывного преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую, направляющая 1 должна быть бесконечной и поэтому ее выполняют в виде кольца, а для устранения протекания на сопрягающихся поверхностях ротора 2 и направляющей 1 нарезают зубья.

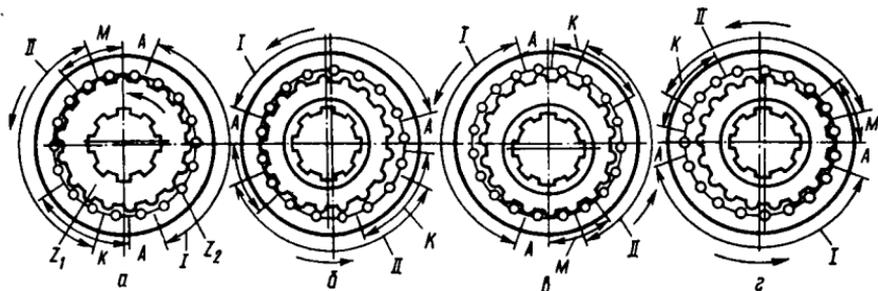


Рис. 2.44. Схема движения ротора и гидравлического поля.

Зубчатые ротор 2 и направляющая 1 образуют основной отличительный узел планетарных гидромашин — силовое соединение. В основу конструкции силового соединения планетарных гидромашин заложен принцип работы пары с внутренним зацеплением, при этом число зубьев Z_2 охватывающей шестерни на 1 зуб больше числа зубьев Z_1 охватываемой шестерни (т. е. $Z_2 = Z_1 + 1$). В такой зубчатой паре соблюдаются одновременно условия обкатки и непрерывного контакта зубьев, обеспечивающего отделение зоны нагнетания от зоны слива.

Так как гидравлическое поле движется параллельно направляющей (а направляющая выполнена в виде кольца), оно вращается. При этом ротор 2 обкатывается по направляющей 1 с той же скоростью, что и гидравлическое поле, медленно поворачиваясь в противоположную сторону, т. е. гидравлическое поле выполняет роль кривошипа планетарного редуктора.

На рисунке 2.44 представлены четыре положения ротора планетарной гидромашин. На рисунке 2.44, а отражен момент, когда с правой стороны плоскости симметрии $A-A$ находится зона I давления жидкости, а с другой — зона II слива жидкости. На рисунке 2.44, б отражен момент, когда зоны повернуты на 90° , на рисунке 2.44, в — на 180° , на рисунке 2.44, г — на 270° . Таким образом, когда гидравлическое поле сделает полный оборот против часовой стрелки, ротор повернется в противоположную сторону всего на один зуб, или на угол
$$\varphi = \frac{360^\circ}{Z_1}.$$

В зацеплении с круговым профилем зубьев, разработанным применительно к гидромашинам, зацепление происходит в двух зонах — K и M , расположенных по одну сторону плоскости $A-A$, проходящей через полюс зацепления и центры направляющей и ротора. Наличие двух зон контакта обеспечивает при работе постоянную герметичность между зонами давления и слива.

Поворот гидравлического поля осуществляется распределительными устройствами, которые обеспечивают изменение по-

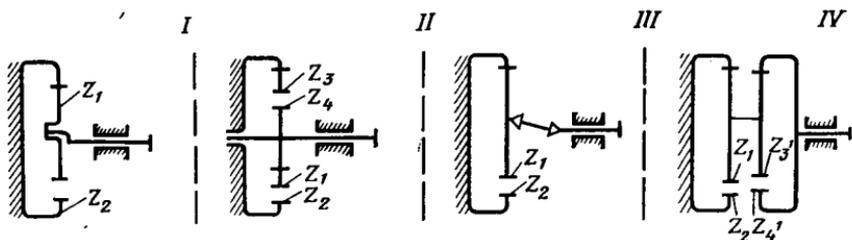


Рис. 2.45. Кинематические схемы планетарных гидромоторов.

ложения гидравлического поля синхронно обкатыванию по замкнутой направляющей ротора.

В зависимости от способа преобразования сложного плоско-планетарного движения ротора в концентричное вращение выходного вала кинематические схемы планетарных гидравлических машин могут быть четырех видов (см. рис. 2.45), отличающихся преобразующим механизмом.

В гидравлических машинах I кинематической схемы планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет кривошипного механизма. Рабочий объем такого гидромотора определяется по формуле

$$V_I = 2eb\pi D_e \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.130)$$

где e — эксцентриситет; b — ширина ротора; D_e — диаметр выступов направляющей; Z_1 и Z_2 — соответственно число зубьев ротора и статора.

В машинах II схемы за счет дополнительного эвольвентного зацепления $Z_3=Z_4$, размещенного в одной плоскости с зацеплением кругового профиля, рабочий объем

$$V_{II} = \frac{2e\pi b D_e Z_2}{i}, \quad (2.131)$$

где i — передаточное отношение эвольвентного зацепления;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_1)}{Z_4}. \quad (2.132)$$

В машинах III схемы — за счет подвижной муфты.

В машинах IV схемы — за счет дополнительной зубчатой пары внутреннего зацепления, сателлит которой соединен с ротором.

При этом

$$V_{III} = 2e\pi b D_e Z_2; \quad V_{IV} = 2e\pi b D_e Z_2 i, \quad (2.133)$$

где Z_3' и Z_4' — число зубьев дополнительной зубчатой пары.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_3'}. \quad (2.134)$$

Гидравлические машины в зависимости от кинематической схемы, по которой они собраны, при одних и тех же параметрах ротора отличаются рабочими характеристиками. Это объясняется тем, что расход жидкости на один оборот выходного вала в машинах I схемы меньше, чем во II; во II меньше, чем в III, а в III меньше, чем в IV. В машине I схемы за один оборот вала ротор совершает одно обкатывание по направляющей (т. е. происходит один цикл), в машине II схемы — $Z_1/2$ циклов, в машине III схемы осуществляется Z_1 циклов, а в машине IV схемы — $Z_1 u$ циклов, причем $u > 1$.

Планетарные машины I схемы относятся к быстроходным низкомоментным машинам, машины II, III и IV схем — к тихоходным высокомоментным машинам.

При производстве планетарных гидромашин находят применение все четыре описанные выше кинематические схемы с различными известными и вновь созданными устройствами распределения жидкости: клапанным, золотниковым и непосредственно самим ротором.

Сочетание каждого вида распределения с той или иной кинематической схемой, которые отличаются преобразующим механизмом сложного плоскопараллельного движения ротора в концентричное вращение вала, дает новый вариант планетарной гидромашин.

Регулирование частоты вращения вала гидромотора осуществляется чаще всего изменением объема жидкости, поступающей от насоса. В общем случае теоретическая производительность насоса

$$Q_n = V_n n_n e_n, \quad (2.135)$$

а расход жидкости в гидромоторе

$$Q_r = V_r n_r e_r, \quad (2.136)$$

где V_n , V_r — соответственно рабочий объем насоса и гидромотора при максимальной величине регулирования, м^3 ; n_n , n_r — соответственно частота вращения вала насоса и гидромотора, мин^{-1} ; e_n , e_r — параметры регулирования насоса и гидромотора.

Величины V и e для насоса и гидромотора зависят от конструктивных особенностей устройств.

Предполагая, что $Q_n = Q_r$, можно записать

$$i = \frac{n_n}{n_r} = \frac{V_r e_r}{V_n e_n}, \quad (2.137)$$

т. е. передаточное отношение привода зависит от параметров регулирования насоса и гидромотора и от отношения рабочих объемов.

Изменение частоты вращения вала гидромотора достигается либо изменением параметров регулирования только насоса или только гидромотора, либо регулированием обоих устройств.

При постоянной частоте вращения вала насоса изменение регулировочного параметра в нем будет вызывать линейное изменение производительности, а следовательно, частоты вращения вала гидромотора и его мощности. Крутящий момент M_T на валу гидромотора зависит от внешней нагрузки, однако при постоянном рабочем объеме гидромотора будет неизменным на всем диапазоне регулирования насоса. Это характерно для данного способа регулирования, поэтому приводы с регулируемым насосом называются *передачами с регулированием при постоянном моменте*.

Для изменения крутящего момента на валу гидромотора используют второй способ регулирования, т. е. насос обладает постоянной производительностью, а регулируют — гидромотор. При этом частота вращения вала гидромотора будет изменяться по гиперболическому закону, а мощность будет постоянной на всем диапазоне регулирования. Передачи такого рода носят название *передач с регулированием при постоянной мощности*.

Возможно также регулирование, при котором параметры регулирования насоса и гидромотора изменяются одновременно при помощи механических связей.

Если параметр регулирования насоса растет, то одновременно с этим уменьшается параметр регулирования в гидромоторе.

Передаточное отношение такой идеальной передачи изменяется от нуля до бесконечности. При постоянной частоте вращения насоса частота вращения выходного вала гидромотора растет от нуля при $e_H=0$ и до бесконечности при $e_H=1$.

Если $e_H=e_T$, то $n_H=n_T$.

В зависимости от режима работы исполнительного механизма в практике получили применение различные схемы подключения гидромотора в систему.

2.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТУРБИНЫ

Гидравлической турбиной называется ротационный двигатель, преобразующий механическую энергию водяного потока (энергию положения, давления и скорости) в энергию вращающегося вала.

Для приведения в действие турбин в основном используется энергия рек и реке — энергия морских приливов и отливов.

Гидравлическая турбина состоит из рабочего колеса с лопастями специального профиля и устройств, подводящих воду к рабочему колесу и отводящих от него воду.

Общую классификацию турбин проводят по следующим признакам.

По принципу действия, т. е. в зависимости от того, какие основные виды энергии на рабочем колесе турбины делят на реактивные и активные.

По конструктивным признакам, т. е. по форме рабочего колеса и условиям движения жидкости в его лопастной системе. Реактивные турбины делятся на осевые (поворотные-лопастные, пропеллерные), диагональные и радиально-осевые; активные — на ковшовые, наклонно-струйные и двукратные.

Область применения турбин определяется в зависимости от создаваемого напора. При напоре до 70 м применяются осевые турбины. Диагональные турбины предназначаются для диапазона напоров от 40 до 200 м. В пределах напоров 50 ... 700 м используют радиально-осевые турбины. Ковшовые турбины применяются при высоких напорах от 200 до 2000 м.

Для общего сравнения всех типов и серий турбин, классификации их по скорости и подбора используют критерий, который называется *коэффициентом быстроходности*.

Коэффициентом быстроходности называется частота вращения такой эталонной гидравлической турбины, которая при напоре 1 м развивает мощность 0,736 кВт.

По коэффициенту быстроходности турбины делятся на тихоходные, средней быстроходности, быстроходные и сверхбыстроходные.

Быстроходность зависит от формы и количества лопастей рабочего колеса. С увеличением значения коэффициента быстроходности размеры рабочего колеса и число лопастей уменьшаются.

По величине развиваемой мощности турбины условно делятся на мелкие — мощностью до 0,05 МВт; малые — мощностью от 0,05 до 0,5 МВт; средние — мощностью от 0,5 до 5 МВт; крупные — мощностью свыше 5 МВт.

Активные турбины — это турбины, в которых используется только кинетическая энергия струи, свободно вытекающей из сопла и действующей только на часть лопастей (ковшей) рабочего колеса. Весь действующий напор перед входом потока на рабочее колесо должен быть превращен в кинетическую энергию. Поток в процессе работы турбины не имеет избыточного давления, и его давление остается равным атмосферному. Скорости потока на входе и выходе с рабочего колеса практически остаются одинаковыми.

Так как $H_{ст} = 0$, то такие турбины иногда называют *свободоструйными*.

Принципиальную схему устройства активной турбины рассмотрим на примере ковшовой турбины (см. рис. 2.46).

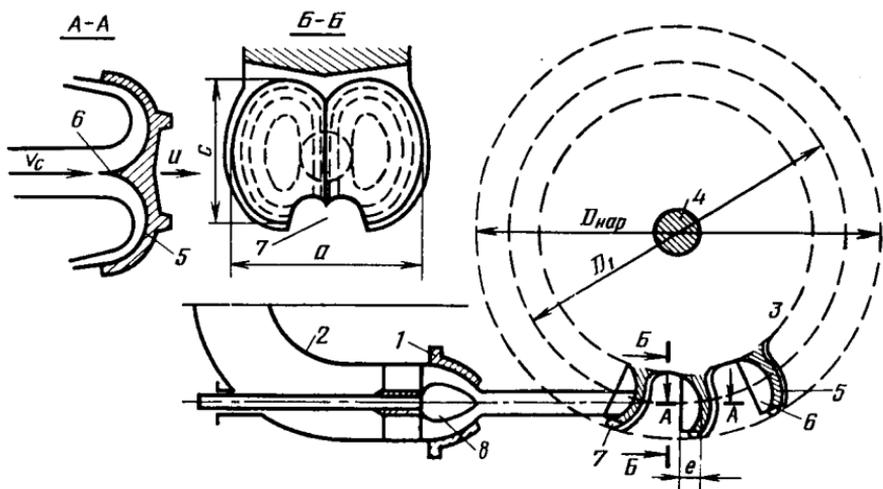


Рис. 2.46. Схема ковшовой турбины.

К основным элементам ковшовой турбины относят сопло 1, к которому вода подводится по трубопроводу 2, и рабочее колесо 3, установленное на валу 4. Лопасти 5 выполнены в виде ковшей. Каждая лопасть 5 состоит из двух криволинейных поверхностей, разделенных ножом 6. Сопло 1 и рабочее колесо 3 установлены выше уровня воды, а поперечная ось симметрии ножей совпадает с осью струи. Рабочее колесо 3 с общим числом лопастей 12... 40 вращается в воздухе.

Прорезь 7 предохраняет удар тыльной стороны лопасти о струю в момент вращения колеса 3.

Струя при попадании на лопасть 5 делится ножом 6 на две равные части, которые обтекают криволинейную поверхность и за счет изменения скорости движения воды и ее направления создают давление на лопасть; при этом возникает момент, вращающий рабочее колесо 3. Следовательно, поток оказывает на ковши только активное давление.

Игла 8 служит для регулирования мощности турбины за счет изменения расхода.

Реактивные турбины используют в основном потенциальную энергию, т. е. $H_{ст} > 0$ ($E_{п} > 0$). Поток при входе на лопасти имеет избыточное давление по сравнению с потоком, выходящим из турбины.

Поворотно-лопастная турбина (см. рис. 2.47) состоит из поворотных лопастей 1 рабочего колеса, число которых зависит от конструкции и может быть от 3 до 8, отсасывающей трубы 2, втулки 3 рабочего колеса, предназначенной для крепления ло-

пастей 1, поворотной лопатки 4 направляющего аппарата и вала турбины 5.

Реактивные турбины характеризуются сплошностью потока, по мере протекания которого по изогнутым лопастям рабочего колеса избыточное давление все время уменьшается, а скорость увеличивается, вследствие чего поток оказывает реактивное давление на лопасти, вращая рабочее колесо. Изогнутые лопасти рабочего колеса изменяют направление потока, следовательно, действие потока на лопасти рабочего колеса складывается из реактивного давления, возникающего при росте скорости потока, и давления, связанного с отклонением потока.

Основные тенденции развития турбин заключаются в росте единичной мощности, увеличении быстроходности, уменьшении габаритов и повышении КПД.

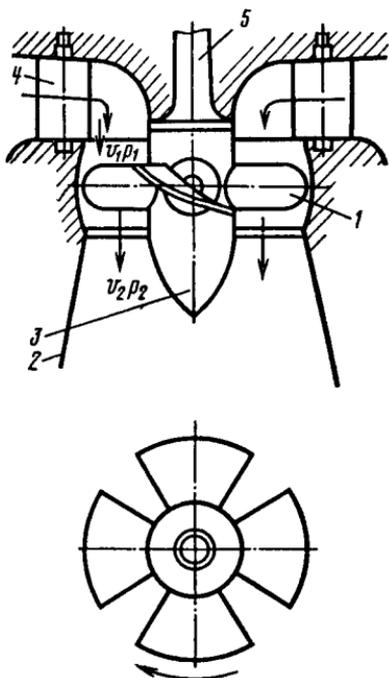


Рис. 2.47. Схема поворотно-лопастной турбины.

Глава 3. ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ

Вентиляторы — это машины, предназначенные для перемещения газовой среды за счет сообщения ей дополнительной энергии.

Классификация вентиляторов осуществляется по следующим признакам:

по принципу действия — центробежные (радиальные) и осевые;

по величине развиваемого давления — низкого ($p_{\max} < 0,981$ кПа), среднего ($0,981 < p_{\max} < 2,94$ кПа) и высокого ($2,94 < p_{\max} < 11,772$ кПа);

по быстроходности — малой, средней и большой, соответственно $n_y = 11 \dots 30$, $n_y = 30 \dots 60$, $n_y = 60 \dots 80$.

Кроме того, вентиляторы классифицируются по назначению, компоновочной схеме и типу привода.

По назначению вентиляторы бывают: общего назначения — для перемещения воздуха температурой не более 80°C ; термостойкие — для перемещения газовой среды с температурой бо-