

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ**Гидравлическая машина – гидродвигатель, основные параметры и рабочие характеристики.**

Гидродвигатель – это устройство, которое преобразует механическую энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена и передает ее исполнительному механизму машины или агрегата.

При прохождении жидкости через гидродвигатель энергия жидкости уменьшается на величину переданной энергии.

Потребляемая гидродвигателем мощность определяется расходом и напором или давлением рабочей жидкости. Полезная мощность гидродвигателя определяется произведением преодолеваемой нагрузки и скорости движения выходного звена.

Зависимость преодолеваемой нагрузки от скорости движения выходного звена является основной характеристикой гидродвигателя.

Напор гидродвигателя $H_{ГД}$ – это энергия, которую двигатель забирает у потока жидкости, и выражается разностью напоров на входе $H_{вх}$ и выходе $H_{вых}$ из гидродвигателя:

$$H_{ГД} = H_{вх} - H_{вых} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g},$$

Очень часто разность давлений на входе и выходе гидродвигателя называют давлением, потребляемым гидродвигателем, или перепадом давления на гидродвигателе $\Delta p_{ГД}$, величину которого можно рассчитать по формуле: $\Delta p_{ГД} = p_1 - p_2 = \rho g \Delta H_{ГД}$.

Расход – объем жидкости $Q_{ГД}$, потребляемый гидродвигателем из напорного трубопровода в единицу времени.

Момент, реализуемый на выходном валу гидродвигателя, $M_{ГД}$, (Н·м), – номинальная величина момента, которая соответствует установленному расчетному моменту сопротивления вращению вала от внешней нагрузки, подключенной к выходному звену гидродвигателя.

Мощность $N_{потр}$, (Вт), потребляемая гидродвигателем от потока рабочей жидкости, проходящего через него, определяется по формуле

$$N_{потр} = \rho g \Delta H_{ГД} Q_{ГД} = \Delta p_{ГД} Q_{ГД}.$$

Полезная мощность гидродвигателя $N_{ГД}$, (Вт), – мощность, развиваемая на валу гидродвигателя. При известных моменте $M_{ГД}$ сопротивления вращению вала гидродвигателя и угловой скорости вращения $\omega = 2\pi n / 60$ вала полезную мощность рассчитывают по формуле

$$N_{ГД} = M_{ГД} \omega.$$

КПД гидродвигателя вращательного типа $\eta_{ГД}$ – отношение полезной $N_{ГД}$ мощности к потребляемой $N_{потр}$ (затраченной) мощности, определяется выражением

$$\eta_{гд} = \frac{N_{гд}}{N_{потр}} = \frac{M_{гд}\omega}{\rho g Q_{гд} \Delta H_{гд}}$$

Гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (гидроцилиндр) характеризуется скоростью $V_{вых.зв}$ поступательного движения штока и преодолеваемой внешней силой $F_{вых.зв}$ (нагрузка на штоке). Следовательно, полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром,

$$N_{гд} = F_{вых.зв} V_{вых.зв}$$

Полный КПД $\eta_{гд}$ гидродвигателя равен произведению гидравлического $\eta_{гид.гд}$, объемного $\eta_{об.гд}$ и механического $\eta_{мех.гд}$ КПД.

Объемный гидродвигатель – ГМ, преобразующая механическую энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена (вала, штока), которое непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом приводимой машины или механизма (внешняя нагрузка).

В зависимости от вида движения выходного звена гидродвигатели подразделяют на:

- гидромоторы (вращательное движение);
- гидроцилиндры (поступательное движение);
- поворотные гидродвигатели (угол поворота $\varphi < 360^\circ$).

Гидромотор: принцип действия, устройство, основные параметры и обозначение на схеме.

Гидромотором называют объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена (энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращательного движения вала).

Гидродвигатели вращательного движения – обратимые роторные ГМ, которые могут работать как в режиме гидромотора, так и в режиме насоса. По принципу действия большинство объемных роторных гидромоторов и гидронасосов являются обратимыми машинами, т.е. в качестве моторов и насосов могут применяться одни и те же агрегаты. Поэтому общие вопросы конструкций и работы гидронасосов, рассмотренные ранее, справедливы и для гидромоторов.

В качестве примера на рис. 6.14, а, приведен нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском.

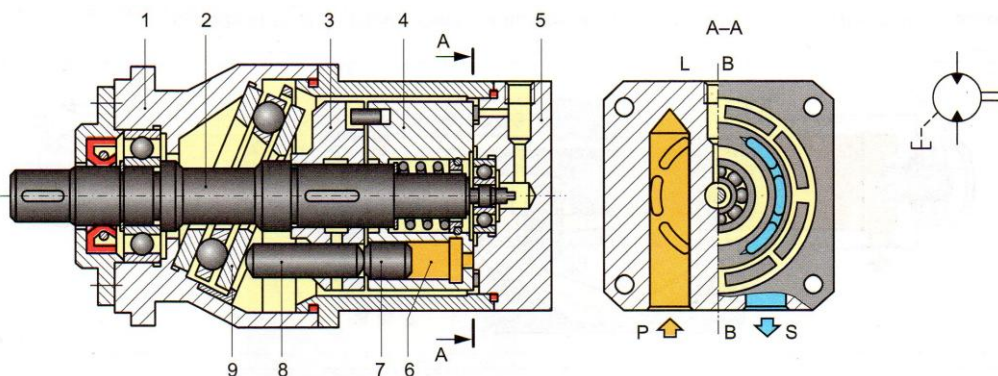


Рис. 6.14, а. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском.

Некоторые конструктивные модификации, связанные с изменением рабочего объема, позволяют варьировать частоту вращения выходного вала гидромотора.

Условные графические обозначения гидромоторов (рис. 6.14, б) по ГОСТ 2.782–96 отражают весь спектр функциональных возможностей (стрелки вовнутрь – потребление энергии), но не показывают принцип действия и их конструктивное исполнение.

К основным параметрам гидромотора относятся:

- рабочий объем;
- номинальная частота вращения;
- номинальный расход;
- номинальные давления на входе и выходе и перепад давления;
- гидромеханический и полный КПД;
- полезная номинальная мощность и вращающий момент.

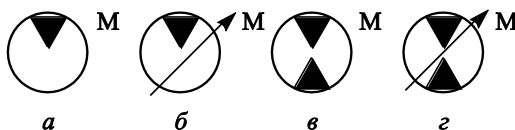


Рис. 6.14, б. Условные графические обозначения нерегулируемого (а) и регулируемого (б) гидромоторов с нереверсивным потоком, нерегулируемого (в) и регулируемого (г) гидромоторов с реверсивным потоком

Рабочий объем $V_{0\text{ГМ}}$, см³, – разность наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер гидромотора за один оборот вала, т. е. тот объем жидкости, который потребляет гидромотор для совершения одного оборота вала. Номинальным рабочим объемом называют расчетное значение рабочего объема гидромотора, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда согласно ГОСТ 13824–80.

Рабочий объем – основной параметр объемного гидромотора, определяющий габариты и эксплуатационные показатели (расход, мощность и др.).

Расход жидкости $Q_{\text{ГМ}}$, подводимой к гидромотору, обеспечивает вращение вала с частотой $n_{\text{ГМ}} = Q_{\text{ГМ}}/V_{0\text{ГМ}}$. Для регулируемого и реверсивного гидромоторов частота вращения вала

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМ}}} = \frac{Q_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМmax}} U_{\text{ГМ}}},$$

где $V_{0\text{ГМmax}}$ – максимальный рабочий объем; $U_{\text{ГМ}}$ – параметр регулирования рабочего объема, $1 > U_{\text{ГМ}} > 0$.

Реверс направления вращения вала гидромотора может происходить с помощью изменения направления потока подводимой рабочей жидкости.

Теоретически реверс вала гидромотора посредством прохождения органа регулирования через «нуль» параметра регулирования $U_{\text{ГМ}}$ возможен, но недопустим (при постоянном расходе).

Для преодоления момента нагрузки со стороны гидравлического потока на валу гидромотора создается момент

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \Delta p_{\text{ГМ}} \eta_{\text{гидмех.ГМ}}}{2\pi},$$

где $V_{0\text{ГМ}}$ – рабочий объем гидромотора; $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ – перепад давления во входной и выходной полостях гидромотора. В гидромоторе направление вращающего момента, создаваемого перепадом давления

жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу.

Гидромеханический КПД $\eta_{\text{гидмех.гм}}$ позволяет определить, какую долю теоретического момента составляют гидромеханические потери в гидромоторе. Гидромеханический КПД находят по результатам испытаний, используя следующую формулу:

$$\eta_{\text{гидмех.гм}} = \frac{2\pi M_{\text{гм}}}{\Delta p_{\text{гм}} V_{0\text{гм}}}$$

Полезная номинальная мощность - $N_{\text{гм}} = 2\pi M_{\text{гм}} n_{\text{гм}} / 60$.

Полный КПД $\eta_{\text{гм}}$ гидромотора – отношение полезной мощности на валу к подводимой – при испытаниях рассчитывают по формуле

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{2\pi M_{\text{гм}} n_{\text{гм}}}{\Delta p_{\text{гм}} (Q_{\text{вых}} + Q_{\text{уг.гм}})}$$

Для гидромоторов определяют функциональные зависимости $n_{\text{гм}} = f(Q)$; $M_{\text{гм}} = f(n_{\text{гм}})$; $\eta_{\text{гм}} = f(n_{\text{гм}})$ (рис. 6.15).

1) Зависимость частоты вращения выходного вала гидромотора от расхода $Q_{\text{гм}}$ (рис. 6.15, а) строят при постоянных значениях перепада давления $\Delta p_{\text{гм}}$ (скоростная характеристика);

2) Зависимости вращающего момента на валу гидромотора $M_{\text{гм}}$ (нагрузочная характеристика) (рис. 6.15, б);

3) Зависимость полного КПД $\eta_{\text{гм}}$ (рис. 6.15, в) от частоты вращения $n_{\text{гм}}$ – при постоянных значениях перепада давления.

По конструктивному исполнению гидромоторы очень разнообразны: аксиально- и радиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные (некоторые конструкции).

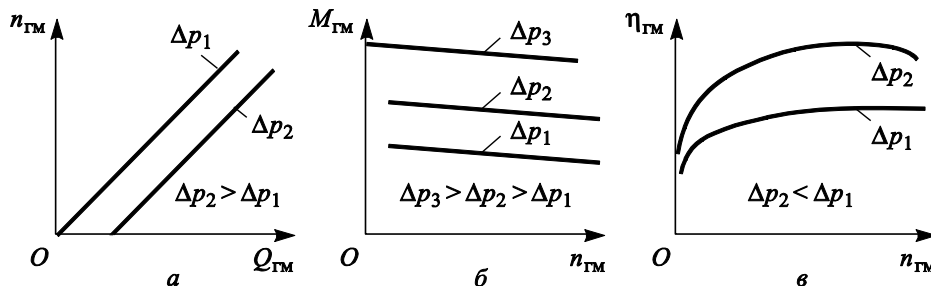


Рис. 6.15. Рабочие характеристики гидромотора:

а - $n_{\text{гм}} = f(Q_{\text{гм}})$; б - $M_{\text{гм}} = f(n_{\text{гм}})$; в - $\eta_{\text{гм}} = f(n_{\text{гм}})$

Гидроцилиндр: устройство, принцип действия, основные параметры и обозначения на схеме.

Гидроцилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяют

на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение, благодаря простой конструкции и высокой надежности, получили поршневые гидроцилиндры.

Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими (цилиндрическими) поверхностями корпуса и поршня со штоком.

Поршневые гидроцилиндры подразделяют по следующим признакам:

- направление действия рабочей жидкости – одностороннего и двухстороннего действия;
- число штоков – с односторонним и двухсторонним штоком;
- вид выходного звена – с подвижным штоком и подвижным корпусом; обычно выходным звеном гидроцилиндра является шток, реже – цилиндр (корпус);
- наличие торможения в конце хода выходного звена – с торможением и без торможения.

Для гидроцилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $p_{ном}$, МПа; диаметр поршня $D_п$, мм, – главный параметр, по которому создаются типоразмеры; диаметр штока $d_{шт}$, мм; ход поршня $L_п$, мм; масса $m_{гц}$, кг.

Ряды нормальных диаметров поршней и штоков гидроцилиндров устанавливает ГОСТ 6540–68.

Некоторые виды поршневых гидроцилиндров, рабочие камеры которых образованы рабочими поверхностями цилиндра и поршня со штоком, представлены на рис. 6.16.

В цилиндре корпуса 1 (рис. 6.16, а) находится поршень 2, жестко соединенный со штоком 4. Цилиндр имеет две полости: поршневую А – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями цилиндра и поршня, и штоковую Б – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями цилиндра, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца 3 и 5. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях.

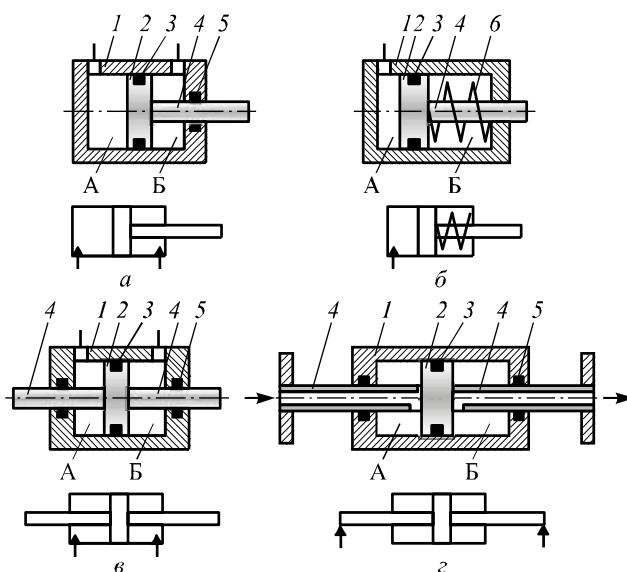


Рис. 6.16. Конструктивные схемы и условные графические обозначения поршневых гидроцилиндров:

а – одноштоковый поршневой двухстороннего действия; б – поршневой одностороннего действия с возвратом штока под действием пружины; в – двухстороннего действия с двухсторонним штоком; г – двухстороннего действия с подводом рабочей жидкости через шток с двухсторонним штоком

Принцип работы поршневого гидроцилиндра заключается в следующем. При соединении поршневой полости A с напорной гидролинией поршень 2 со штоком 4 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо (прямой ход). При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости B . При подводе рабочей жидкости под давлением в полость B поршень со штоком под действием силы давления перемещается в противоположном направлении (обратный ход).

Для исключения ударов поршня о крышки рекомендуется выполнять ход штока немного превышающим ход исполнительного механизма.

Рассмотрим порядок определения основных параметров одноштокового поршневого гидроцилиндра двустороннего действия. Рабочие площади поршней со стороны поршневой полости $S_{\text{п}} = S_1 = \pi D_{\text{п}}^2 / 4$, штоковой полости $S_{\text{шт}} = S_2 = \pi (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2) / 4$.

Расчетная скорость движения штока (поршня)

$$V_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{гц}} - Q_{\text{ут. гц}}}{S_{\text{п}}},$$

где $Q_{\text{гц}}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость гидроцилиндра; $Q_{\text{ут. гц}}$ – утечки и перетечки рабочей жидкости в гидроцилиндре, на практике $Q_{\text{ут. гц}} = 0$.

Скорости движения штока при прямом ходе (индекс 1, подача жидкости в поршневую полость) и обратном ходе (индекс 2, подача жидкости в штоковую полость) при постоянстве (равенстве) расходов в каждую полость:

$$V_1 = \frac{Q_{\text{гц}}}{S_1} = \frac{4Q_{\text{гц}}}{\pi D_{\text{п}}^2}, \quad V_2 = \frac{Q_{\text{гц}}}{S_2} = \frac{4Q_{\text{гц}}}{\pi (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}.$$

Очевидно, что скорости различны и при этом $V_2 > V_1$.

Коэффициент увеличения скорости при обратном ходе $c = V_2 / V_1 = D_{\text{п}}^2 / (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)$.

При работе цилиндра на поршне развивается сила $F_{\text{гидр}}$, которая преодолевает статическую нагрузку $F_{\text{вн}}$ от системы внешних сил, силу трения в конструктивных элементах $F_{\text{тр}}$ и силу инерции $F_{\text{ин}}$. Условие равновесия штока имеет вид

$$F_{\text{гидр}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{тр}} \pm F_{\text{ин}},$$

где $F_{\text{вн}}$ – статическая внешняя нагрузка; $F_{\text{тр}} = f \pi D_{\text{п}} b \sigma_{\text{к}} z_{\text{у.к}}$ – сила трения в уплотнениях, $f = 0,1 \dots 0,2$ – коэффициент трения скольжения, b – ширина контактного пояса уплотнения, $\sigma_{\text{к}} \approx p_{\text{н}}$ – контактное напряжение в месте контакта уплотнения с металлом, $z_{\text{у.к}}$ – число уплотнительных колец; $F_{\text{ин}} = m_{\text{пр}} a$ – сила инерции движущихся частей, возникающая при ускорении и замедлении движения штока ($m_{\text{пр}}$ – масса движущихся частей, приведенная к штоку, включая массу рабочей жидкости), a – ускорение.

При равномерном движении $F_{\text{ин}} = 0$.

Развиваемую силу $F_{\text{гидр}}$ на штоке, равную суммарной силе давления рабочей жидкости на поршень, часто называют теоретической $F_{\text{Т}}$, т. е.

$$F_{\text{гидр}} = F_{\text{Т}} = p_{\text{нг}} S_{\text{нг}} - p_{\text{сл}} S_{\text{сл}},$$

где $p_{\text{нг}}$ – давление рабочей жидкости, нагнетаемой в поршневую A или штоковую B полость; $S_{\text{нг}} = S_1$ или S_2 – площадь поршня соответственно со стороны полости A или полости B , в которую нагнетается рабочая жидкость; $p_{\text{сл}}$ – давление сливаемой (вытесняемой) жидкости; $S_{\text{сл}} = S_2$ или S_1 – площадь поршня соответственно со стороны полости B или полости A , из которой сливается рабочая жидкость.

В случае $F_{\text{тр}} = 0$ и $F_{\text{ин}} = 0$ имеем $F_{\text{гидр}} = F_{\text{вн}}$.

Если принять, что $F_{\text{ин}} = 0$, то можно считать, что преодолеваемая внешняя нагрузка $F_{\text{вн}} = F_{\text{Т}} \eta_{\text{мех}}$.

При выдвигании штока (прямой ход) уравнения равновесия сил на штоке при $F_{\text{ин}} = 0$ имеют вид

$$p_{\text{нг}} S_{\text{п}} = p_{\text{сл}} S_{\text{шт}} + F_{\text{вн}} + F_{\text{тр}};$$

$$F_{\text{вн}} = (p_{\text{нг}} S_{\text{п}} - p_{\text{сл}} S_{\text{шт}}) - F_{\text{тр}} = (p_{\text{нг}} S_{\text{п}} - p_{\text{сл}} S_{\text{шт}}) \eta_{\text{мех. гц}},$$

где $\eta_{\text{мех. гц}} = (F_{\text{Т}} - F_{\text{тр}}) / F_{\text{Т}} = 0,99 \dots 0,95$ – механический КПД гидроцилиндра, в большинстве случаев принимают $\eta_{\text{мех. гц}} = 1$; $Q_{\text{нг}} = S_1 V_1$; $Q_2 = V_1 S_2$; $Q_{\text{сл}} / Q_{\text{нг}} < 1$.

При втягивании штока (обратный ход) уравнение равновесия сил на штоке при $F_{\text{ин}} = 0$ имеет вид

$$p_{\text{нг}} S_2 = p_{\text{сл}} S_1 + F_{\text{вн}} \pm F_{\text{тр}},$$

а уравнение расходов рабочей жидкости из полостей и скоростей движения штока

$$Q_{\text{нг}} = S_2 V_2; \quad Q_{\text{сл}} = S_1 V_2; \quad \frac{Q_{\text{сл}}}{Q_{\text{нг}}} > 1.$$

Механический КПД $\eta_{\text{мех}} = (F_{\text{Т}} - F_{\text{тр}}) / F_{\text{Т}}$, практически $\eta_{\text{мех. гц}} = 0,99 \dots 0,95$.

Полезная мощность на выходном звене гидроцилиндра

$$N_{\text{вых}} = F_{\text{вн}} V_{\text{вых. зв}}, \quad \text{где } [\text{Вт}] = [\text{Н}] \cdot [\text{м/с}]; \quad [\text{кВт}] = [\text{кН}] \cdot [\text{м} \cdot \text{с}].$$

Потребляемая мощность гидроцилиндра

$$N_{\text{потр}} = N_{\text{вых}} - N_{\text{тр. гц}},$$

где $N_{\text{тр. гц}} = F_{\text{тр}} V_{\text{вых. зв}}$ – потери мощности на преодоление сил трения в уплотнительных узлах поршня и штока; $V_{\text{вых. зв}}$ – скорость движения выходного звена.

$$\underline{\text{Полный КПД}} \quad \eta_{\text{гц}} = N_{\text{вых}} / N_{\text{потр}}.$$

При расчете на прочность штоков, работающий на сжатие, необходимо проверить на продольную устойчивость, а работающий на растяжение – на прочность по допустимому напряжению растяжения.

Из опыта проектирования установлено, что отношение диаметра штока к диаметру поршня $d_{\text{шт}} / D_{\text{п}} = 0,3 \dots 0,7$.

Минимальная толщина стенки цилиндра, согласно формуле Лямэ,

$$\delta_{\text{ст}} \geq \frac{D_{\text{п}}}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right),$$

где $D_{\text{п}}$ – внутренний диаметр цилиндра (диаметр поршня); $[\sigma]$ – допустимое напряжение растяжения материала цилиндра; $p = 1,2 p_{\text{max}}$ – расчетное давление (здесь p_{max} – максимальное рабочее давление жидкости), или по формуле $\delta_{\text{ст}} = D_{\text{п}} p_{\text{max}} n_{\text{ст}} / 200 [\sigma]$, где $n_{\text{ст}} = 3,2$ – запас прочности стенки цилиндра.

Толщина плоского дна цилиндра одностороннего действия $\delta_{\text{дн}} \geq 0,4 D_{\text{п}} \sqrt{p_{\text{max}} / [\sigma]}$. Максимальная длина хода штока $L_{\text{шт}} < 15 D_{\text{п}}$.

Шток, работающий на растяжение, необходимо проверять на прочность по допустимому напряжению растяжения, а работающий на сжатие – на устойчивость при продольном изгибе.

Для штоков длиной $L_{\text{шт}} < 10 D_{\text{п}}$ можно проводить расчет прочности на сжатие. При большой относительной длине штока расчет напряжений в штоке при продольном изгибе выполняют по следующей формуле: $\sigma_{\text{прод}} = F_{\text{вн}} / S_{\text{шт}}$.

Расчет допустимой нагрузки при продольном изгибе при длине штока $L_{\text{шт}} > 10 D_{\text{п}}$ выполняют по формуле Эйлера: $F_{\text{прод}} = \pi^2 EJ / L_{\text{прод}}$, где E – модуль упругости материала штока; $J = \pi d_{\text{шт}}^4 / 64$ – момент инерции сечения штока; $L_{\text{прод}}$ – длина продольного изгиба (полная длина гидроцилиндра с выдвинутым штоком), зависит от способа крепления гидроцилиндра к опоре и штока к нагрузке, $L_{\text{прод}} = (0,5 \dots 2,0) L_{\text{шт}}$.

Обычно выходным звеном цилиндра является шток (см. рис. 6.16, а–в), редко – корпус (см. рис. 6.16, з). В последнем случае шток цилиндра жестко прикреплен к объекту, а подвод и отвод рабочей жидкости осуществляется либо через полые штоки, либо с помощью рукавов.

В некоторых случаях выполняют торможение в конце хода поршня (снижение скорости $V_{\text{п}}$ поршня до нуля) – демпфирование (рис. 6.17, а) гашением кинетической энергии $E_{\text{н.с}}$ нагружающей системы: $E_{\text{н.с}} = m_{\text{пр}} V_{\text{п}}^2 / 2$, где $m_{\text{пр}}$ – приведенная к штоку масса движущихся частей.

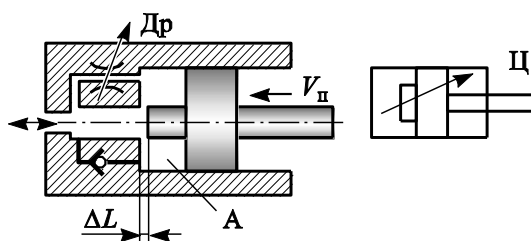
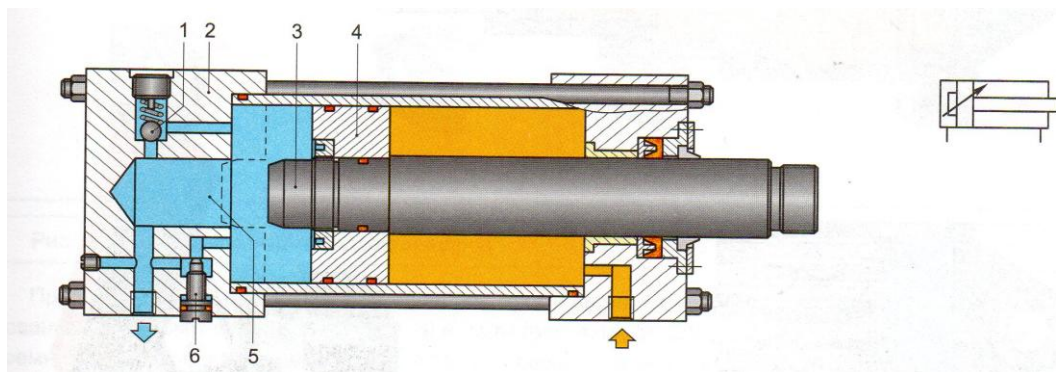


Рис. 6.17, а. Конструктивная схема и условное обозначение гидроцилиндра с регулируемым торможением в конце хода (со стороны поршня)

Если этого не проводить, то останов поршня произойдет с ударом о крышку гидроцилиндра.

При подходе поршня к торцевой кромке канала ($\Delta L = 0$) происходит запираение жидкости в поршневой полости, и жидкость под действием возникшего давления проходит через дроссель (**Др**) (при необходимости выполняется регулируемым) и по зазорам пробки на поршне. При возвратном движении поршня жидкость начинает поступать в поршневую полость А через обратный клапан.

На рис. 6.17, б, более подробно показана конструктивная схема и условное обозначение гидроцилиндра с регулируемым торможением в конце хода (со стороны поршня).



6.17, б. Конструктивная схема и условное обозначение гидроцилиндра с регулируемым торможением в конце хода (со стороны поршня):

1 – обратный клапан; 2- задняя крышка; 3 – демпфирующая втулка; 4 – поршень; 5 – расточка; 6 – дроссель.

Рассмотрим конструктивно-схемные и расчетные особенности некоторых гидроцилиндров.

Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком. В гидроцилиндрах двухстороннего действия с одним или двумя штоками (см. рис. 6.16, а, в и г) имеются две рабочие полости: А и Б. Движение штока под действием рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня.

Как правило, у двухстороннего штока $d_1 = d_2$. В этом случае $Q_{нг} = Q_{сл}$.

Расчетная скорость движения штока $V_1 = V_2 = (Q_{нг} - Q_{ут. гц})/S$, где $Q_{нг}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в полость А или Б; $Q_{ут. гц}$ – утечки и перетечки рабочей жидкости в гидроцилиндре, на практике $Q_{ут. гц} = 0$. Вытесняемый расход практически равен поступающему.

Сила давления рабочей жидкости на поршень $F_{гидр} = p_{нг} S_{п.нг} - p_{сл} S_{п.сл}$, где $p_{нг}$ – давление нагнетаемой рабочей жидкости в А (поршневую) или Б (штоковую) полости; $S_{п.нг}$ – площадь поршня соответственно со стороны полости А или Б, в которую нагнетается рабочая жидкость; $p_{сл}$ – давление сливаемой (вытесняемой) жидкости; $S_{п.сл}$ – площадь поршня соответственно со стороны полости Б или А, из которой сливается рабочая жидкость.

При $S_{п.нг} = S_{п.сл} = S_{п}$, так как $d_1 = d_2$, можно записать $F_{гидр} = \Delta p_{гц} S_{п}$, где $\Delta p_{гц} = p_{нг} - p_{сл}$ – перепад давления в рабочих полостях гидроцилиндра.

Теоретическая мощность $N_T = \Delta p_{гц} S_{п} V_{п}$, где $V_{п}$ – скорость движения выходного звена (штока или поршня).

Полезная мощность гидроцилиндра $N_{гц} = F_{вн} V_{п}$.

Полный КПД - $\eta_{гц} = F_{вн} V_{п} / (p_{нг} Q_{гц})$.

Гидроцилиндр поршневой одностороннего действия с односторонним штоком (см. рис. 6.16, б).

В гидроцилиндре одностороннего действия шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость А, и движение штока под действием рабочей жидкости возможно только в одном

направлении. В обратном направлении поршень со штоком перемещается под действием внешних сил, например, силы пружины b , силы тяжести и т. д.

Скорость движения штока при подаче жидкости в поршневую полость

$$V_{\text{нг}} = \frac{Q_{\text{гц}}}{S_{\text{п.нг}}} = \frac{4Q_{\text{гц}}}{\pi D_{\text{п}}^2},$$

где $S_{\text{п.нг}} = \pi D_{\text{п}}^2 / 4$ – рабочая площадь поршня со стороны поршневой полости A .

Со стороны поршневой полости A сила давления рабочей жидкости $F_{\text{гидр}} = p_{\text{нг}} S_{\text{п}}$, где $p_{\text{нг}}$ – давление рабочей жидкости в поршневой полости.

Условие равновесия поршня со штоком имеет вид $F_{\text{гидр}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{тр}} \pm F_{\text{ин}}$. При равномерном движении $F_{\text{ин}} = 0$.

Механический КПД $\eta_{\text{мех.гц}} = (F_{\text{гидр}} - F_{\text{тр}}) / F_{\text{гидр}} = 0,99 \dots 0,95$.

Расчетная скорость движения штока $V_{\text{шт}} = (Q_{\text{гц}} - Q_{\text{ут.гц}}) / S_{\text{п}}$, где $Q_{\text{гц}}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в поршневую полость; $Q_{\text{ут.гц}}$ – утечки и перетечки рабочей жидкости в гидроцилиндре.

Полезная мощность гидроцилиндра $N_{\text{пол}} = F_{\text{гидр}} V_{\text{шт}}$, где $V_{\text{шт}}$ – скорость движения штока (поршня).

Потребляемая мощность гидроцилиндра $N_{\text{потр}} = N_{\text{пол}} + N_{\text{тр}}$, где $N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} V_{\text{шт}}$ – потери мощности на преодоление сил трения в уплотнительных узлах штока и поршня.

Полный КПД - $\eta_{\text{гц}} = N_{\text{пол}} / (p_{\text{нг}} Q_{\text{гц}})$.

Плунжерным гидроцилиндром называют гидроцилиндр с рабочим звеном в виде плунжера, т. е. рабочая камера образована рабочими поверхностями корпуса и плунжера. Он является гидроцилиндром одностороннего действия.

Плунжерный гидроцилиндр состоит из плунжера 2 и корпуса 1 с уплотнительным устройством 3 (рис. 6.18, а). При соединении полости A с напорной линией плунжер движется под действием рабочей жидкости. При соединении полости A со сливной линией гидропривода плунжер под действием внешних сил возвращается в исходное положение.

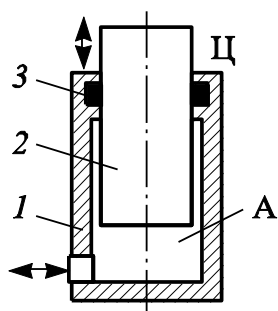


Рис. 6.18, а. Конструктивная схема плунжерного гидроцилиндра

Плунжерные гидроцилиндры отличаются простотой конструкции.

К их недостаткам относятся малый ход и неустойчивость при относительно большом ходе рабочего звена вследствие наличия только одной опоры в цилиндре.

Скорость перемещения плунжера

$$V_{\text{пл}} = Q_{\text{пл}} / S_{\text{пл}} = 4Q_{\text{пл}} / (\pi D_{\text{пл}}^2).$$

На плунжер без учета сил инерции действует сила

$$F_{\text{вн}} = p_{\text{нг}} S_{\text{пл}} - F_{\text{тр}}.$$

На рис. 6.18, б, более подробно показана конструктивная схема и условное обозначение плунжерного гидроцилиндра.

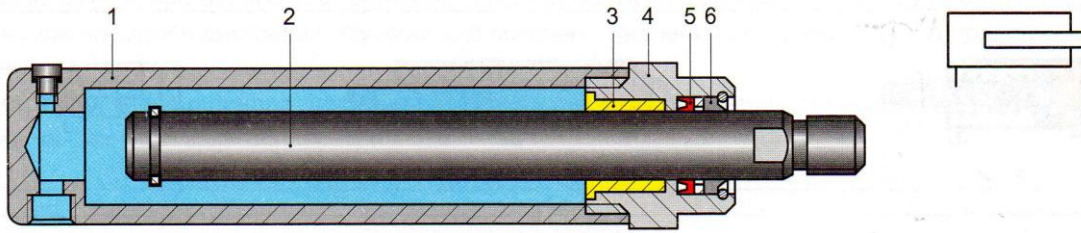


Рис. 6.18, б. Конструктивная схема плунжерного гидроцилиндра:

1 – гильза; 2 – плунжер; 3 – опоры скольжения; 4 – передняя проходная крышка;
5 – уплотнительная манжета; 6 – грязесъемное кольцо.

Телескопическим называют гидроцилиндр, у которого полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев.

У такого гидроцилиндра рабочая камера образована рабочими поверхностями корпуса и несколькими концентрично расположенными поршнями или плунжерами, перемещающимися друг относительно друга.

Сумма ходов поршней или плунжеров (ступеней) телескопического гидроцилиндра, как правило, должна быть больше длины корпуса цилиндра (рис. 6.19). Последовательность выдвигания ступеней может быть различной в зависимости от нагрузок и геометрических размеров рабочих площадей ступеней.

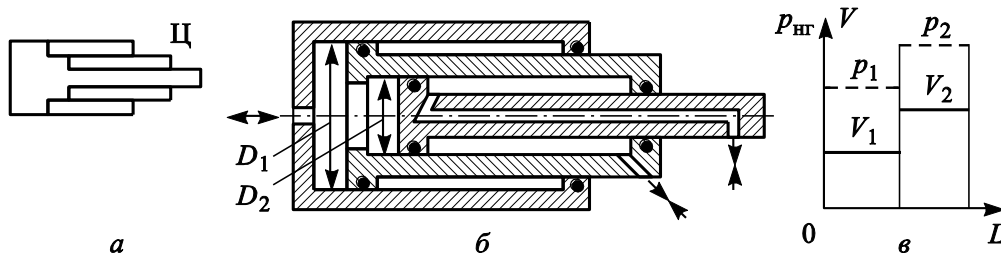


Рис. 6.19. Условное графическое обозначение (а), конструктивная схема (б)

и рабочие параметры (в) телескопического гидроцилиндра с односторонним выдвиганием.

При поступлении постоянного расхода рабочей жидкости скорость движения поршня при раскладывании гидроцилиндра (прямой ход) возрастает. Складывание гидроцилиндра (обратный ход) происходит в обратном порядке. В телескопическом гидроцилиндре одностороннего действия, т. е. без штоковых полостей, складывание осуществляется под действием внешних нагрузок.

Существенным недостатком такой схемы является ступенчатое изменение скорости (V_1, V_2) и давления (p_1, p_2) при переходе со ступени на ступень.

Этого недостатка лишены телескопические гидроцилиндры с одновременным выдвиганием всех ступеней, в котором происходит плавное движение ступеней в процессе всего рабочего хода, а также имеется возможность увеличить скорость движения. Но недостаток такой схемы заключается в более высоком рабочем давлении, необходимом для преодоления нагрузки, которое определяется площадью поршня последней ступени.

Мембранным гидроцилиндром называют гидроцилиндр с рабочим звеном в виде мембраны. Данные гидроцилиндры применяются для осуществления малых прямолинейных перемещений при небольших усилиях. С помощью мембран можно обеспечить полную герметичность соединения и одновременно

малое трение, благодаря чему мембранные механизмы нашли применение как в гидро-, так и в пневмосистемах при небольших давлениях.

Мембранный гидравлический (пневматический) исполнительный механизм представляет собой защемленное по периферии эластичное кольцо, с центром которого связана нагрузка.

В гидропневмоавтоматике распространены также металлические гофрированные мембраны.

Сильфонный гидроцилиндр представляет собой гидроцилиндр с рабочим звеном в виде сильфона. Сильфоны изготавливают из металлов и лишь для работы при небольших давлениях – из неметаллических материалов (резины и различных пластиков).

Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные (до пяти слоев), причем многослойные сильфоны допускают при той же общей толщине, что и однослойные, и при тех же размерах значительно больший ход при одинаковой нагрузке. Применение этих сильфонов имеет особые преимущества в условиях низких и высоких температур, значение которых лимитируется материалом, из которого изготовлен сильфон.

Сильфоны в основном изготавливают двумя способами: развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы и сваркой по торцам отдельных фасонных колец.

Однако, в силовых гидроприводах мембранные и сильфонные гидроцилиндры применяют сравнительно редко.

Требования, предъявляемые к гидроцилиндрам:

- выпуск воздуха после проведения монтажа или после длительной стоянки без задействования;
- поршни и плунжеры под статическим усилием должны плавно (равномерно) перемещаться по всей длине хода;
- не допускаются боковые нагрузки на штоках, так как это может привести к быстрому изнашиванию уплотнительных устройств, поршней и рабочей поверхности гидроцилиндра, а иногда и к заклиниванию;
- наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;
- внутренние перетечки жидкости из одной полости гидроцилиндра в другую должны быть минимальными и не превышать норму, установленную в технических условиях и документации;
- рабочие поверхности деталей гидроцилиндра должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими или иметь защитные покрытия;
- для предотвращения попадания грязи и пыли в полости гидроцилиндров необходимо применять грязеъемники.

Поворотные гидродвигатели (ПГД).

Поворотным гидродвигателем называют объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена. ПГД применяют в случаях, когда необходимо повернуть ведомый объект вокруг некоторой оси на угол обычно не превышающий 360°. Благодаря им кинематические цепи в машинах и механизмах могут быть полностью сокращены, либо значительно упрощены.

К основным параметрам поворотных гидродвигателей относятся:

- номинальное давление $p_{ном}$;
- расход $Q_{ном}$;
- вращающий момент $M_{ПГД}$;
- угол поворота φ ;
- угловая скорость $\omega_{ПГД}$ вала;
- масса $m_{ПГД}$.

ПГД по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые (рис. 6.20, а), поршневые с реечной передачей (рис. 6.20, б), кривошипно-шатунные (рис. 6.20, в) и поршневые с винтовым преобразованием (рис. 6.20, г).

ПГД по числу пластин разделяют на одно- и двухпластинчатые. *ПГД*, изображенный на рис. 6.20, а, имеет две рабочие камеры **A** и **B**, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. При подводе рабочей жидкости под давлением в камеру **A** пластина с валом поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого вращающего момента $M_{ПГД}$. Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из камеры **B** в сливную линию. Если сменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в камеру **B**, то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки.

Вращающий момент на валу гидродвигателя:

$$M_{ПГД} = \Delta p S L z = \Delta p (R^2 - r^2) z b / 2,$$

где Δp – перепад давления на пластине; $S = (R - r)b$ – рабочая площадь пластины; R и r – большой и малый радиусы пластины; $L = (R + r) / 2$ – плечо приложения силы давления; b – ширина пластины; z – число пластин.

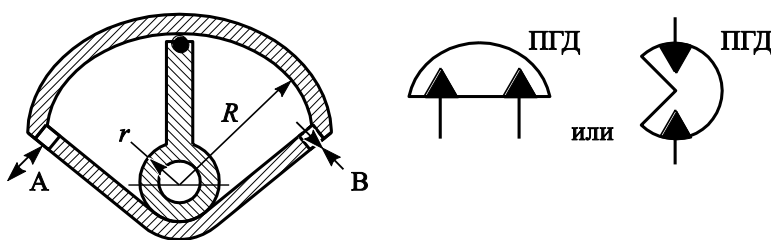


Рис. 6.20, а. Конструктивная схема ПГД (однопластинчатого)
и варианты условного графического обозначения

Угловая скорость поворота вала - $\omega = 2Q_{ПГД} / [(R^2 - r^2)bz]$.

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей в гидроприводах высокого давления ограничено сложностью обеспечения герметизации рабочих камер, особенно по торцу пластин.

Поршневой ПГД с реечной передачей изображен на рис. 6.20, б. Под действием рабочей жидкости поршни в нем совершают возвратно-поступательное движение, которое благодаря передаче шестерня-рейка, преобразуется во вращательное движение выходного вала δ . Регулируемыми винтами **1** и **7** устанавливают величину хода поршня и угол поворота шестерни.

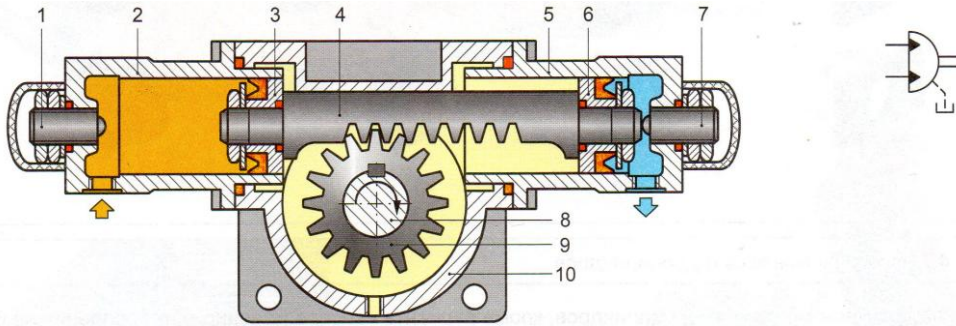


Рис. 6.20, б. Поршневой ПГД с реечной передачей: 1, 7 – регулировочные винты; 2, 5 – гильзы; 3, 6 – поршни; 4 – рейка; 8 – выходной вал; 9 – шестерня; 10 – корпус гидродвигателя.

Величина крутящего момента выходного вала (вала шестерни) зависит от диаметров поршней и величины давления, а скорость поворота – от подачи жидкости.

Поршневой ПГД с кривошипно-шатунным механизмом изображен на рис. 6.20, в. По своему конструктивному исполнению кривошипно-шатунный ПГД похож на двигатель с реечной передачей. Шток, соединяющий между собой поршни двигателя, через кривошипно-шатунный механизм передает крутящий момент на выходной вал. Угол поворота таких двигателей не превышает 180° . Недостатком такой конструкции является то, что момент на выходном валу меняется в зависимости от угла поворота.

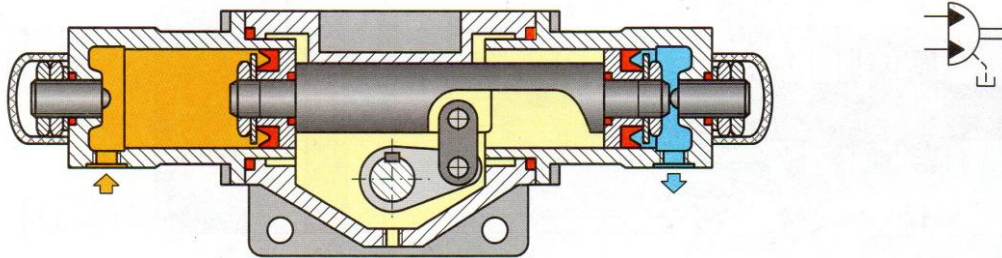


Рис. 6.20, в. Поршневой ПГД с кривошипно-шатунным механизмом.

В мобильной технике часто применяются поршневые ПГД с винтовым преобразованием осевого усилия на поршне в крутящий момент на выходном валу (рис. 6.20, г).

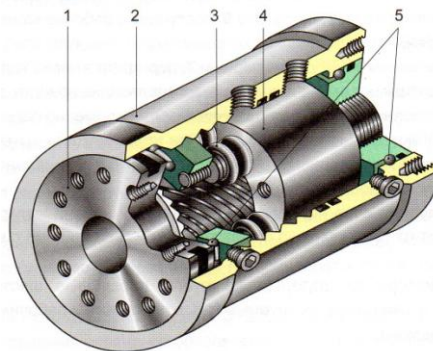


Рис. 6.20, г. Поршневой ПГД с винтовым преобразователем: 1 – вал; 2 – корпус; 3 – ролики; 4 – поршень; 5 – радиально-упорные подшипники.

Поршень 4 через группу роликов 3 взаимодействуют с разнонаправленными крупными резьбами большого шага выполненными на внутренней поверхности корпуса 2 и наружной поверхности вала 1, который установлен в корпусе на мощных радиально-упорных подшипниках 5.