

## Гидроцилиндры

Гидравлические цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) – это гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена. Благодаря своей конструктивной простоте, возможности реализации значительных усилий, малой стоимости, высоким удельным показателям и надежности гидроцилиндры являются самыми распространенными объемными гидродвигателями.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются (рис. 2.24) на поршневые, плунжерные, телескопические и сильфонные.

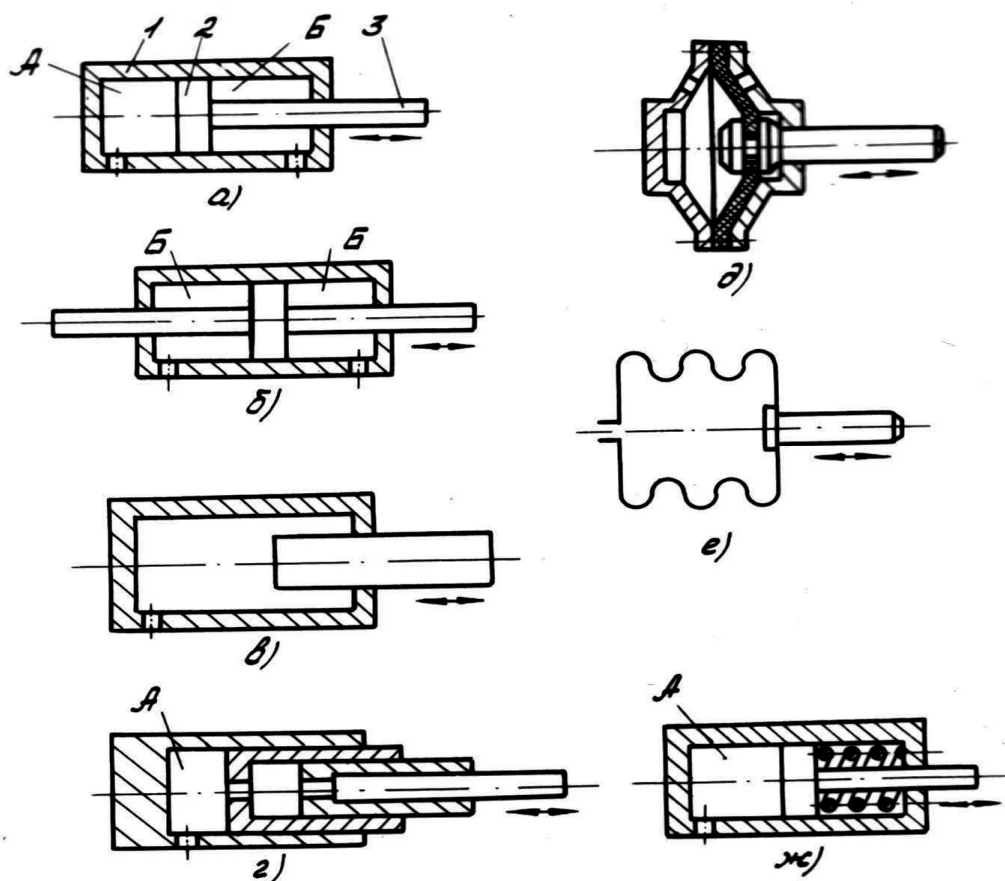


Рис. 2.24. Типы гидроцилиндров:

- а* – поршневой двустороннего действия с односторонним штоком:  
1 – цилиндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток;
- б* – поршневой двустороннего действия с двусторонним штоком;
- в* – плунжерный; *г* – телескопический одностороннего действия;
- д* – мембранный двустороннего действия; *е* – сильфонный одностороннего действия; *ж* – поршневой одностороннего действия

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия  $F$  и скорости движения  $V$  выходного звена. Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра.

В зависимости от направления действия рабочей среды гидроцилиндры бывают одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно только в одном направлении, и двустороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Поршневой гидроцилиндр (см. рис. 2.24, *а, б, ж*) имеет цилиндр (корпус) 1 и поршень 2, жестко соединенный со штоком 3. Шток выходит наружу корпуса. Гидроцилиндр имеет две полости: поршневую А – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую Б – часть рабочей камеры, ограниченной рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в гидроцилиндре установлены уплотнения.

Принцип действия поршневого гидроцилиндра (см. рис. 2.24, *а*) заключается в следующем. При соединении поршневой полости А с напорной гидролинией поршень 2 вместе со штоком 3 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо (корпус 1 неподвижен). При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости Б.

При подводе рабочей жидкости в полость Б поршень со штоком перемещается в противоположном направлении. Скорость движения поршня со штоком зависит от диаметров поршня и штока. В отдельных случаях подвижным (выходным звеном) может быть корпус гидроцилиндра, а не шток с поршнем. Поршневые гидроцилиндры с двусторонним штоком (см. рис. 2.24, *б*) имеют одинаковую скорость движения поршня в обоих направлениях.

В поршневом гидроцилиндре одностороннего действия (см. рис. 2.24, *ж*) имеется лишь одна поршневая полость А, и движение поршня со штоком под действием силы давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. Движение поршня со штоком в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например, силы пружины сжатия, силы тяжести и т.д.

Плунжерные гидроцилиндры (см. рис. 2.24, *в*) имеют плунжер сплошного или трубчатого сечения. По сравнению с поршневыми они отличаются простотой изготовления, так как не требуется обработка внутренней поверхности корпуса. Однако плунжерные гидроцилиндры более громоздки по сравнению с поршневыми гидроцилиндрами.

Телескопические гидроцилиндры (см. рис. 2.24, *з*) имеют несколько концентрически расположенных поршней (цилиндров) или плунжеров, перемещающихся относительно друг друга, причем сумма их ходов равна ходу выходного звена. При подводе жидкости в поршневую полость А поршни (цилиндры) последовательно выдвигаются от большого к меньшему диаметру. Втягивание поршней (цилиндров) происходит в обратном порядке (от меньшего к большему).

Мембранные и сильфонные гидроцилиндры (см. рис. 2.24 *д, е*) имеют малый ход штока (выходного звена), что ограничивает их применение. Преимуществом этих гидроцилиндров является высокий объемный КПД из-за отсутствия перетечек и утечек, так как рабочая жидкость поступает в полость, где обеспечена хорошая герметичность. Мембранные гидроцилиндры выполняются с плоской или гофрированной мембраной.

Плоские мембраны изготавливаются из резиноканевых материалов и применяются при давлениях не выше 1 МПа. Сильфоны изготавливаются из металлов, а при небольших давлениях – из резины или различных пластиков.

Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые гидроцилиндры и, в частности, двустороннего действия с односторонним штоком.

Основными параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и внешние характеристики, являются следующие: номинальное давление  $p_{ном}$ , диаметр поршня (гильзы)  $D$ , диаметр штока  $d$ , ход поршня  $L$ .

По этим параметрам определяется развиваемое на штоке усилие, скорость перемещения штока (при заданном расходе жидкости) или определяется требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения поршня со штоком.

На рис. 2.25 показаны расчетные схемы гидроцилиндров. Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром (см. рис. 2.25, *а*) при выталкивании одностороннего штока (жидкость поступает в поршневую полость А) без учета сил инерции, тяжести и трения, определяется из условия равновесия всех сил, действующих на шток, по формуле

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (2.32)$$

где  $F_1$  – усилие на штоке, Н;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па;  $S_1$  – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости,  $m^2$ ;

$S_1 = \pi D^2 / 4$ ;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па;  $S_2$  – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости,  $m^2$ ,  $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ .

Следует заметить, что сила, действующая на выходное звено (рабочий орган), по величине равна силе  $F_1$ , определяемой по формуле (2.32), но противоположна ей по направлению.

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.25, а), без учета утечек рабочей жидкости, определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_1}, \quad (2.33)$$

где  $V_1$  – скорость движения штока, м/с;  $Q_{\text{ц}}$  – расход рабочей жидкости,  $m^3/c$ ;  $S_1$  – рабочая площадь поршневой полости,  $m^2$ ,  $S_1 = \pi D^2 / 4$ .

При втягивании штока (см. рис. 2.25, б), когда жидкость подается в штоковую полость Б, теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1. \quad (2.34)$$

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.25, б) определяется по формуле

$$V_2 = \frac{Q_{\text{ц}}}{S_2}. \quad (2.35)$$

Из формул (2.33) и (2.35) видно, что  $V_1 < V_2$ , так как  $S_1 > S_2$ .

При подаче жидкости в поршневую полость и соединении штоковой полости с поршневой (рис. 2.26) получается дифференциальная схема включения гидроцилиндра. Жидкость, вытесненная из штоковой полости Б, перетекает в поршневую А, складываясь с потоком от насоса. При подаче жидкости в штоковую полость для создания движения в противоположном направлении поршневую полость следует соединить со сливом.

При дифференциальном включении поршня можно получить одинаковые скорости движения штока в обоих направлениях. Для этого необходимо, чтобы

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2}. \quad (2.36)$$

Формулы (2.32), (2.33), (2.34) и (2.35) являются расчетными при определении геометрических параметров гидроцилиндров (диаметров

поршня и штока), если заданы необходимые усилия на штоке, скорости движения выходных звеньев.

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня равном  $\phi = d/D$ ,  $\phi = 0,3 \dots 0,7$  (при давлении в гидроприводе  $p < 1,5$  МПа рекомендуется принимать  $\phi = 0,3$ , при  $1,5 \text{ МПа} < p < 5,0 \text{ МПа}$  –  $\phi = 0,5$ , а при  $5,0 \text{ МПа} < p < 30,0 \text{ МПа}$  –  $\phi = 0,7$ ).

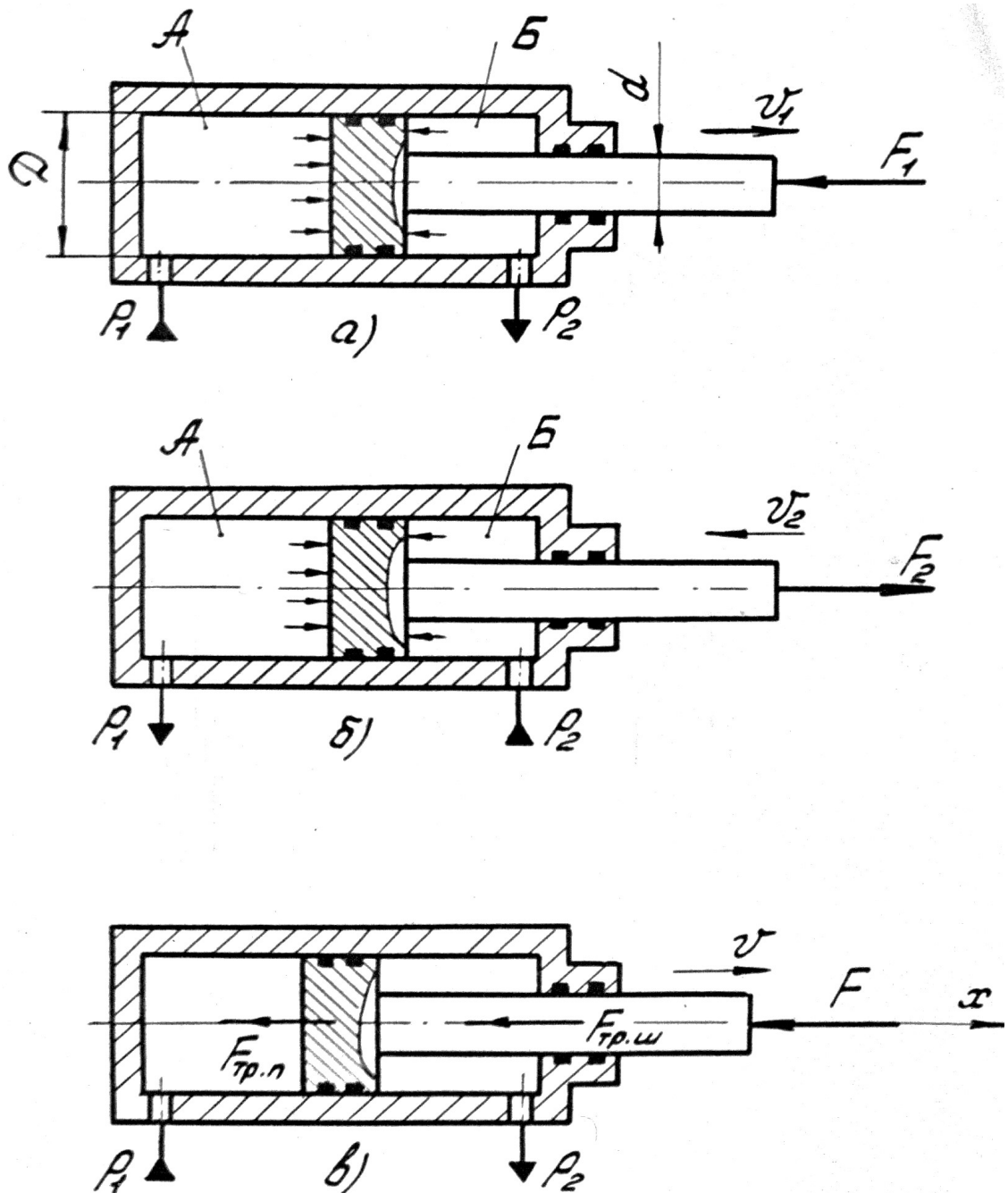


Рис. 2.25. Расчетные схемы гидроцилиндров:  
 а – с поршневой рабочей полостью; б – со штоковой рабочей полостью;  
 в – с поршневой рабочей полостью при динамическом расчете

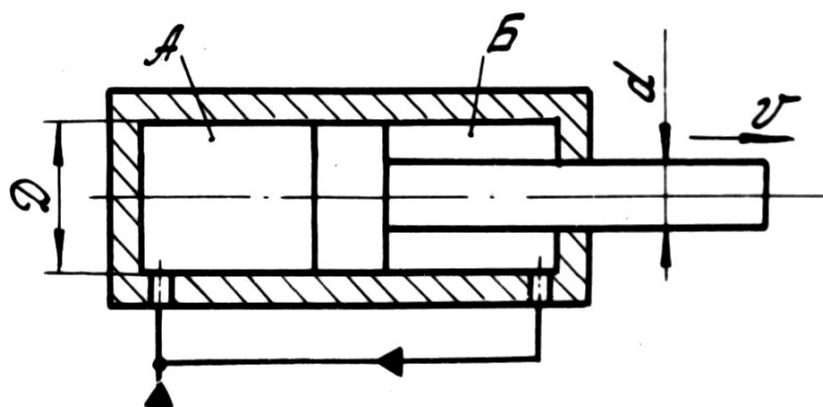


Рис. 2.26. Дифференциальная схема включения гидроцилиндра

В предварительных расчетах объемный и гидравлический КПД гидроцилиндров можно принимать равным 1, а механический КПД равным 0,92...0,98. Тогда фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле

$$F = F_{1(2)} \eta_m, \quad (2.37)$$

где  $F$  – фактическое усилие,  $F = F_{1(2)} - F_{тр}$ , здесь  $F_{тр}$  – сила механического трения;  $\eta_m$  – механический КПД.

Полезная и потребляемая мощности гидроцилиндра, полный КПД определяются по формулам (2.11), (2.12), (2.13) и (2.14).

При динамическом расчете гидроцилиндра (см. рис. 2.25, в) записывается уравнение движения поршня, которое без учета сил тяжести имеет следующий вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{соп} - F_V - (F_{тр.п} + F_{тр.ш}) \text{sign} V, \quad (2.38)$$

где  $m$  – масса поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей;  $x$  – перемещение поршня,  $0 \leq x \leq L$ , здесь  $L$  – ход поршня;  $p_1$ ,  $p_2$  – давление в поршневой и штоковой полостях соответственно;  $S_1$ ,  $S_2$  – рабочие площади поршневой и штоковой полостей,  $S_1 = \pi D^2 / 4$ ,  $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ;  $F_{соп}$  – сила полезного сопротивления;  $F_V$  – сила, обусловленная вязким трением,  $F_V = hV$ , здесь  $h$  – коэффициент вязкого трения,  $V$  – скорость поршня;  $F_{тр.п}$ ,  $F_{тр.ш}$  – силы трения в уплотнениях поршня и штока соответственно.

Уравнение (2.38) решается совместно с уравнениями давлений и расходов в поршневой и штоковой полостях численными методами интегрирования.

Силы механического трения зависят от вида уплотнений. Для гидроцилиндра с резиновыми уплотнениями сила трения определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = f\pi Db p_{\text{к}} Z, \quad (2.39)$$

где  $f$  – коэффициент трения,  $f = 0,1 \dots 0,2$ ;  $D$  – диаметр цилиндра или штока;  $b$  – ширина контактного пояса уплотнения;  $p_{\text{к}}$  – контактное давление;  $Z$  – количество уплотнений поршня или штока.

Давление на контактную поверхность зависит от давления предварительного сжатия уплотнения (монтажного давления)  $p_0$  и давления рабочей жидкости на уплотнение  $p$ , т.е.

$$p_{\text{к}} = p_0 + p. \quad (2.40)$$

Давление предварительного сжатия зависит от вида уплотнения (кольцо, манжета), относительного сжатия уплотнения, характеристик уплотняющего материала. Значения приведены в технической литературе.

Для уменьшения ударных воздействий поршня о крышки корпуса при его подходе к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают буферные устройства.

Принцип действия буферных устройств основан на запирании жидкости между крышкой и поршнем и последующим дросселировании ее через кольцевой профильный зазор или дроссель.

Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам:

$$\delta_{\text{ст}} \geq \frac{p_{\text{max}} D}{2[\sigma]}; \quad (2.41)$$

$$\delta_{\text{дн}} \geq 0,433D \sqrt{\frac{p_{\text{max}}}{[\sigma]}}, \quad (2.42)$$

где  $\delta_{\text{ст}}$ ,  $\delta_{\text{дн}}$  – толщины стенки, днища соответственно;  $p_{\text{max}}$  – максимальное давление в полостях гидроцилиндра;  $D$  – диаметр поршня;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса.

Корпуса гидроцилиндров (гильзы) изготавливаются обычно из стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732-78, сталей 35 и 45 или легированных сталей 40ХН, 40Х, 30ХГСА и др. Внутренние поверхности корпусов должны иметь шероховатость не более  $R_{\alpha} =$

0,1 мкм и обрабатываться по посадке Н8. Наружные поверхности штока и поршня обрабатывают по посадке е8. Шероховатость поверхности штока  $R_{\alpha} = 0,05$  мкм, а поршня  $R_{\alpha} = 0,40 \dots 0,80$  мкм. Штоки изготавливаются из стальных поковок 45, 40Х, 45Х, 30ХГСА, поршни гидроцилиндров изготавливаются из сталей 35, 45, 40Х и др.

Основные параметры поршневых гидроцилиндров регламентируются ГОСТ 6540-68, телескопических гидроцилиндров – ГОСТ 16029-70, общие и технические требования к гидроцилиндрам – ГОСТ 16514-87.

В гидроприводах строительных и дорожных машин широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия, рассчитанные на номинальное давление 10, 16, 25 и 32 МПа.

Для самоходных кранов применяются специальные гидроцилиндры на 16 МПа. Гидроцилиндры имеют очень много конструктивных исполнений.

Конструкции некоторых гидроцилиндров приведены на рис. 2.27, 2.28.

В корпусе 1 гидроцилиндра (см. рис. 2.28) расположен шток 4 с поршнем 2. Поршень на штоке крепится гайкой 10 и шплинтом 11. Подвижные соединения уплотняются резиновыми манжетами 3, расположенными на корпусе, и кольцами 6, обеспечивающими уплотнение штока на выходе из корпуса гидроцилиндра. Гайкой 7 крепится стакан 8 в корпусе. Неподвижные соединения уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения 5 и 9.

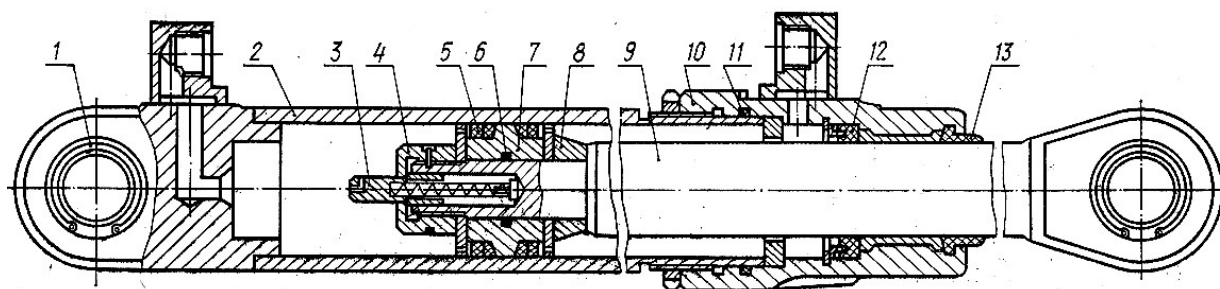


Рис. 2.27. Гидроцилиндр экскаватора ЭО-2621:

1 – проушина; 2 – цилиндр; 3 – демпфер; 4 – гайка; 5, 6, 11, 12 – уплотнения;  
7 – поршень; 8 – упор; 9 – шток; 10 – передняя крышка; 13 – грязесъемник

## 2.12. Поворотные гидродвигатели

Поворотным гидродвигателем (квадрантом) называется объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного вала ограничен (до  $360^{\circ}$ ). Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры, так как вал поворотного гидродвигателя



может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев. Поворотные гидродвигатели практически являются безынерционными гидродвигателями, их применяют при давлениях до 20 МПа.

Поворотные гидродвигатели (рис. 2.29) по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые (шиберные), поршневые, мембранные.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяются на одно-, двух- и трехпластинчатые. Однопластинчатый поворотный гидродвигатель (см. рис. 2.29, а) состоит из корпуса 1 и пластины (шибера) 2, жестко соединенной с валом. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры А и Б, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Шибер может выполняться в виде детали фигурного профиля (см. рис. 2.29, в).

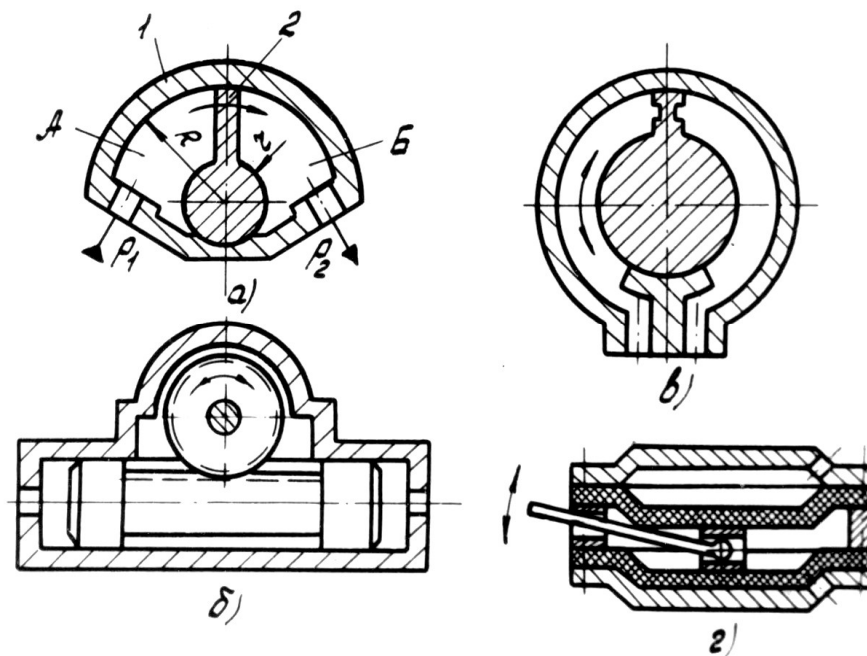


Рис. 2.29. Типы поворотных гидродвигателей:  
а – пластинчатый (шиберный); 1 – корпус; 2 – пластина (шибер);  
б – поршневой; в – фигурно-шиберный; з – мембранный

Для осуществления поворотного движения жидкость попеременно подают в рабочие камеры А и Б.

Крутящий момент на валу однопластинчатого поворотного гидродвигателя определяется по формуле

$$M = F\ell = \Delta p S \ell = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2), \quad (2.43)$$

где  $M$  – крутящий момент, Н·м;  $F$  – сила давления на пластину,  $F = \Delta p S$ ;  $\Delta p$  – перепад давления, Па,  $\Delta p = p_1 - p_2$ , здесь  $p_1$  – давление на входе,  $p_2$  – давление на выходе;  $S$  – рабочая площадь пластины, м<sup>2</sup>,

$S = (R - r)b$ , здесь  $R$  и  $r$  – большой и малый радиусы,  $b$  – ширина пластины;  $\ell$  – плечо силы давления, м,  $\ell = (R + r) / 2$ .

Угловую скорость поворота вала однопластинчатого гидродвигателя определяют по формуле

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}, \quad (2.44)$$

где  $\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$  (рад/с);  $Q$  – расход жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Крутящий момент у двух- и трехпластинчатых поворотных гидродвигателей больше по сравнению с однопластинчатыми, однако угол поворота и угловая скорость при этом же расходе жидкости у них меньше:

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)Z}; \quad (2.45)$$

$$M = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2) Z, \quad (2.46)$$

где  $Z$  – число пластин.

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

На рис. 2.30 показана конструкция однопластинчатого поворотного гидродвигателя. В корпусе 1 поворотного гидродвигателя расположена пластина 2, закрепленная на валу 6. Пластина и вал уплотняются резиновыми кольцами 3, 5. Подвод и отвод жидкости в поворотный гидродвигатель осуществляется через два штуцера 4.

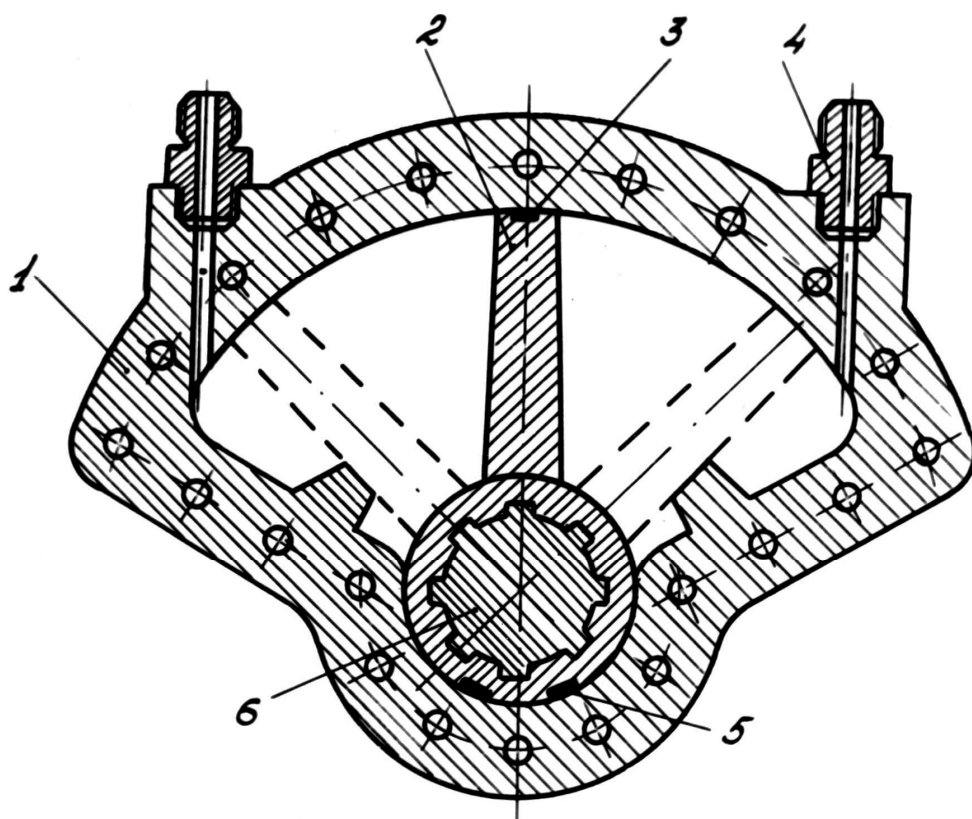


Рис. 2.30. Гидродвигатель поворотного действия:  
1 – корпус; 2 – пластина; 3, 5 – уплотнение; 4 – штуцер; 6 – вал

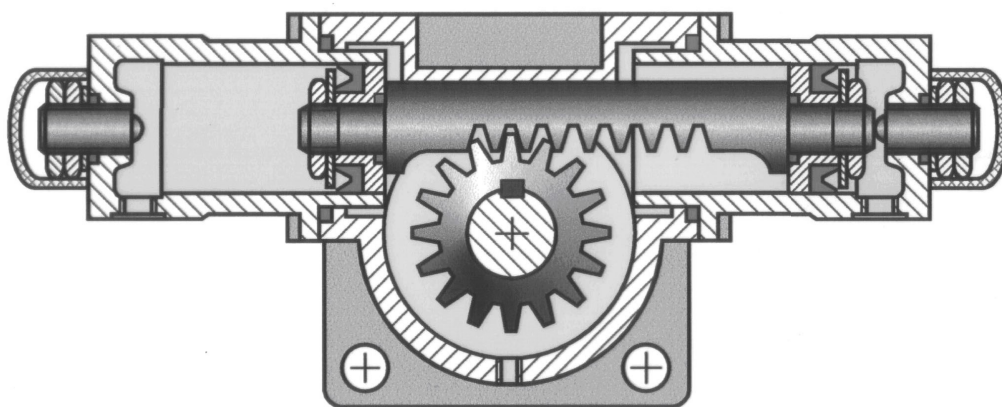


Рис. 2.31. Гидродвигатель поворотного действия поршневого типа

В поршневом (рис. 2.31) и мембранном (см. рис. 2.29, з) поворотных гидродвигателях вращательное движение осуществляется с помощью дополнительных устройств: реечной передачи (рейки с зубчатым колесом) в поршневом и коромысла со втулкой в мембранном гидродвигателях.

### *Вопросы для самоконтроля*

1. Дайте определение гидромашины.
2. В чем основное отличие гидронасоса от гидродвигателя?

3. В чем основное отличие гидроцилиндра от гидромотора?
4. В чем заключается принцип действия объемных насосов?
5. Какие бывают гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена?
6. Из каких основных элементов состоят роторные насосы?
7. Что понимается под рабочим объемом насоса  $q_n$ ?
8. От каких параметров зависит рабочий объем шестеренного насоса?
9. От каких параметров зависит рабочий объем пластинчатого насоса?
10. От каких параметров зависит рабочий объем аксиально-поршневого насоса?
11. В чем отличие низкомоментных гидромоторов от высокомоментных?
12. Что понимается под номинальным давлением гидромашины?
13. Основные параметры гидромашин.
14. Как определяется полный КПД гидромашины?