

определяется состоянием газа в сосуде ( $P_1, T_1, \rho_1$ ) и совершенно не зависит от противодавления той среды, куда происходит истечение.

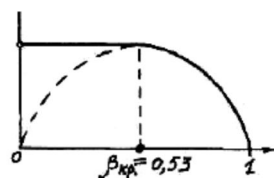


Рис. 3.1

глава третья

## ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМ

### 3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. На рис.3.1 показана структурная схема гидропривода.

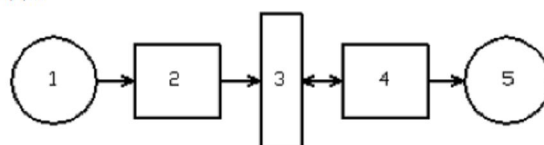


Рис.3.1

Приводной двигатель 1 вырабатывает механическую энергию и является входным звеном гидропривода. Источником питания 2 гидроприводов служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости. Иногда в схему гидросистемы включают аккумуляторы энергии, эпизодически становящиеся источником питания. В пневмоприводах источником питания служат компрессоры.

Гидравлическая (пневматическая) энергия (давление, расход) через основную гидрелинию (трубопроводы, гибкие шланги) передается в исполнительное устройство 4, в котором гидравлическая (пневматическая) энергия потока рабочего агента снова преобразуется в механическую энергию (усилие на штоке или момент на валу), используемую

для преодоления нагрузки 5. Выходным звеном в гидропневмоприводах является нагрузка на валу (штоке) исполнительного устройства 4.


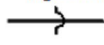
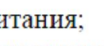
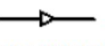
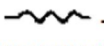
В качестве исполнительных устройств применяются различные гидро- и пневмодвигатели:

- силовые гидроцилиндры (пневмоцилиндры) для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений и поворотных перемещений (моментные цилиндры);

- гидро- и пневмомоторы непрерывного вращательного движения.

В гидросистему включаются: устройства 3 управления параметрами потока жидкости (давление, расход, направление), т.е. режимом работы; дополнительные и вспомогательные устройства для обеспечения нормального функционирования системы в заданных условиях (предохранительные клапаны, аккумуляторы, емкости, фильтры, кондиционеры, гидромагистраль, уплотнения).

Кроме основной гидролинии, в системе используются также вспомогательные гидролинии для осуществления различных функций управления и регулирования. Приняты следующие схемные обозначения гидролиний:

— - основная; — - линия регулирования и управления;  
----- дренажная линия для отвода утечек в бак;  пересечение линий;  - линии не пересекаются;  - источник гидропитания;  - источник пневмопитания;  - гибкие шланги.

Гидроприводы широко применяются в современном машиностроении. Они позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации.

Основным преимуществом гидропривода перед другими приводами (электрическим и пневматическим) является то, что гидроприводы имеют наибольшую величину отношения максимально развиваемого усилия (момента) на гидродвигателе к массе подвижных частей самого гидродвигателя и нагрузки. С увеличением этого отношения быстродействие привода существенно увеличивается при больших выходных мощностях. Время разгона и торможения не превышает нескольких сотых долей секунды.

Существенным преимуществом гидроприводов является возможность получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах исполнительных силовых двигателей, достигающих значений (0,5-1,8)кг/кВт. В современных гидроприводах минимальная величина веса имеет место при давлениях(25-35)МПа. При малых давлениях вес системы увеличивается за счет размеров гидродвигателя и гидроаппаратуры, при больших же давлениях - за счет увеличения толщины стенок.

Гидроприводы при хорошей плавности движения обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, реверсирование рабочих движений и осуществление больших передаточных отношений.

Гидропривод обладает высокой механической жесткостью, что объясняется относительно большим значением модуля объемной упругости жидкости.

Эти преимущества приводят к тому, что гидроприводы имеют простую конструкцию, высокий КПД (0,95-0,98), возможность выбора определенного соотношения скоростей прямого и обратного ходов, высокую надежность, хорошие компоновочные возможности, самосмазываемость, условия для автоматизации и т.д.

К недостаткам гидропривода можно отнести: зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости; потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости; жесткие требования к точности изготовления; взрыво- и пожароопасность; растворимость воздуха, жидкости и проникновение влаги, которые нарушают работу гидропривода и автоматических устройств; необходимость применения фильтров тонкой очистки, повышающих стоимость гидропривода.

При правильном конструировании и эксплуатации гидроприводов отмеченные недостатки могут быть сведены к минимуму.

Гидроприводы эффективно применяются в металлорежущих станках с возвратно-поступательным движением рабочего органа, в высокоавтоматизированных многоцелевых станках, в агрегатных станках и автоматических линиях, в механизмах подачи и автоматической смены инструмента, в транспортных устройствах, в дорожно-строительных машинах, в мощных манипуляторах и роботах, в системах рулевого управления и т.д.

Пневмоприводы применяются, когда требуются быстрые перемещения, и незаменимы, когда применение гидроприводов с масляной рабочей средой недопустимо по требованиям пожарной безопасности.

К основным преимуществам пневмоустройств относятся: надежность и долговечность, быстрота срабатывания, простота и экономичность, обусловленные одноканальным питанием пневмомеханизмов (отработавший воздух выпускается в атмосферу).

Недостатки пневмоприводов обусловлены высокой сжимаемостью воздуха. Воздух при сжатии накапливает энергию, которая при определенных условиях может вызвать ударные нагрузки. Пневмосистемы не обеспечивают плавности и точности хода.

Гидроприводы и пневмоприводы оснащены специальной гидропневматической аппаратурой, которая создает возможность компоновки большого числа различных систем в широком диапазоне функциональных возможностей.

Широкое распространение получили как дискретные, так и аналоговые гидравлические и пневматические вычислительные устройства, которые по быстродействию, размерам и весу намного уступают электрическим. Однако гидравлические вычислительные устройства и элементы пневмоники имеют такие преимущества, как взрывобезопасность, нечувствительность к электромагнитным полям, возможность работы при сравнительно высоких температурах и в объектах с высоким уровнем вибраций, низкая стоимость и т.д.

Средства гидропневмоавтоматики находят все более широкое применение во взрывоопасных технологических процессах химических предприятий.

### 3.2. Насосы

Насосом называется машина, преобразующая механическую энергию в гидравлическую энергию потока жидкости.

В гидроприводах применяют главным образом объемные насосы, в которых происходит заполнение камер в результате их расширения (всасывание), а затем принудительное вытеснение жидкости из этих камер посредством уменьшения их объемов (нагнетание). В качестве вытеснителей применяют поршни, плунжеры, пластины, шестерни и т.д. При работе насоса 1 (рис.3.2) на входе (сечение  $a-a$ ) уменьшается давление и жидкость из бака 2 по всасывающему трубопроводу 3 поступает в насос, где происходит повышение энергии потока за счет энергии приводного двигателя с одновременным преобразованием механической энергии в гидравлическую.

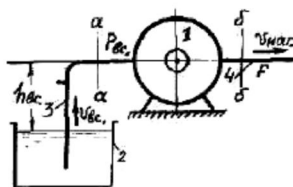


Рис.3.2

Далее жидкость по нагнетательному трубопроводу 4 поступает к потребителю. На выходе насоса (сечение б-б) давление  $P_{наг}$  больше, чем на входе -  $P_{вс}$ . По характеру процесса вытеснения жидкости объемные насосы делятся на поршневые и роторные. В поршневых насосах вытеснение жидкости происходит из неподвижных камер вытеснителями - поршнями, совершающими возвратно-поступательное движение. В роторных насосах рабочие камеры перемещаются вместе с ротором и переносят жидкость из приемной полости в нагнетательную.

Рассмотрим основные параметры насосов. П о д а ч а н а с о с а - это расход на выходе насоса. Подача характеризуется рабочим объемом - суммарным изменением объема рабочих камер за один оборот (один цикл). При отсутствии утечек и пренебрежении сжимаемостью подача жидкости за один оборот равна рабочему объему насоса

$$q_n = V_k Z, \quad (3.1)$$

где  $V_k$  - геометрический объем рабочей камеры;  $Z$  - число рабочих камер насоса.

Тогда теоретическая подача за  $n_n$  оборотов в минуту будет

$$Q_{нт} = q_n n_n. \quad (3.2)$$

Конструктивно насосы выполняются с постоянной и регулируемой подачей. В регулируемых насосах подача регулируется за счет изменения рабочего объема при помощи специальных устройств.

Приняты следующие условные обозначения насосов и компрессоров (рис.3.3):

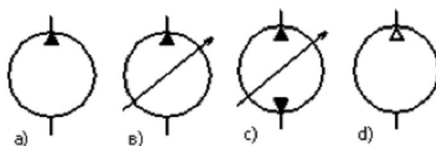


Рис.3.3.

а) нерегулируемый (общее обозначение); б) регулируемый с односторонней подачей; в) регулируемый с двусторонней подачей; г) компрессор.

Д а в л е н и е , р а з в и в а е м о е н а с о с о м . Каждая единица веса жидкости, прошедшая через работающий насос, приобретает дополнительную энергию за счет работы приводного двигателя. Согласно уравнению Бернулли, эта энергия в единицах давления будет (рис.3.2)

$$P_H = (Z_6 - Z_a)\rho g + (P_{наз} - P_{ес}) + \rho \frac{V_{наз}^2 - V_{ес}^2}{2}. \quad (3.3)$$

Сумма первых двух слагаемых - статическое давление насоса, а последнее слагаемое - динамическое давление.

Так как в гидроприводах давления в системе высокие, то при расчетах разностью  $(Z_6 - Z_a)$  и динамическим давлением пренебрегают. Тогда давление, развиваемое насосом, представляет собой разность давлений на входе и выходе

$$P_H = P_{наз} - P_{ес}. \quad (3.4)$$

В ы с о т а в с а с ы в а н и я - это расстояние по вертикали  $h_{вс}$  от входного сечения насоса до поверхности жидкости в емкости 2 (рис.3.2). Высота всасывания должна быть такой, чтобы у входа в насос не возникла кавитация. Поэтому в гидроприводах питающую емкость устанавливают выше уровня входа в насос, т.е. создают подпор, что обеспечивает бескавитационную работу насоса. Во всасывающей камере насоса должно быть обеспечено такое давление, чтобы преодолеть гидравлические потери и инерцию жидкости без разрыва потока. Исходя из этого, возможная наибольшая допустимая высота всасывания будет

$$\Delta h = \frac{P_{ес}}{\rho g} + \frac{V_{ес}^2}{2g} - \frac{P_n}{\rho g},$$

где  $P_{вс}$  - абсолютное давление на входе в насос;  $V_{вс}$  - скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса;  $P_n$  - давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

М о щ н о с т ь н а с о с а определяется энергией, сообщаемой жидкости приводным двигателем.

Теоретическая мощность при данном перепаде давления выражается через теоретическую подачу насоса (3.2):

$$N_{нт} = Q_{нт} P_H \quad (3.5)$$

Полезной мощностью называется мощность, сообщаемая жидкости на выходе из насоса:

$$N_{пр} = Q_H P_H, \quad (3.6)$$

где  $Q_H$  - действительный расход на выходе насоса.

Мощность на валу приводного двигателя равна

$$N_{пр} = M_H \omega_H, \quad (3.7)$$

где  $M_H$  - момент на валу насоса;  $\omega_H$  - угловая скорость вращения вала насоса.

Кпд насоса, полный коэффициент полезного действия насоса  $\eta$  определяется отношением полезной мощности насоса к приводной мощности

$$\eta = \frac{N_H}{N_{пр}} \quad (3.8)$$

Кпд насоса зависит от объемных механических и гидравлических потерь, каждая из которых характеризуется соответствующим коэффициентом полезного действия

$$\eta_H = \eta_0 \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех}, \quad (3.9)$$

где  $\eta_0$   $\eta_z$   $\eta_{мех}$  - соответственно объемный, гидравлический и механический кпд насоса.

Объемные потери в насосе ( $\Delta Q_H$ ) возникают в результате утечек через неплотности в элементах насоса, а также из-за неполного заполнения рабочих камер

$$\Delta Q_H = Q_{нт} - Q_H \quad \text{или} \quad Q_H = \eta_0 Q_{нт}.$$

Тогда

$$\eta_0 = \frac{Q_H}{Q_{нт}} = \frac{Q_H}{Q_H + \Delta Q_H} \quad (3.10)$$

При гидравлических потерях давления в насосе  $\Delta P_H$  имеем

$$\eta_z = \frac{P_H}{P_H + \Delta P_H} \quad (3.11)$$

Механические потери обусловлены контактным трением при движении элементов насоса и учитываются механическим кпд  $\eta_{мех}$ . Характерные графики изменения  $\eta_0$   $\eta_{мех}$   $\eta_H$  в зависимости от выходного давления насоса и частоты вращения показаны на рис.3.4 а,б.

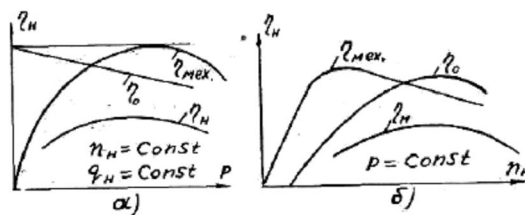


Рис.3.4.

Характеристики насосов. Насосы объемного типа имеют одинаковые расходные характеристики, которые представляют зависимость подачи от частоты вращения насоса или нагрузки (рис.3.5).

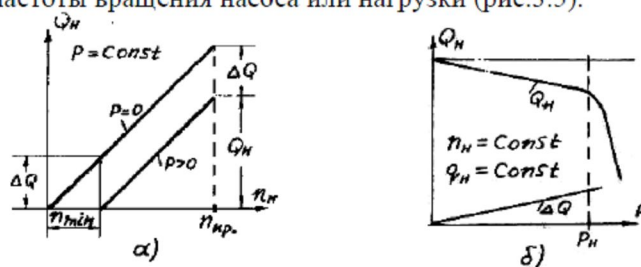


Рис.3.5

Компенсация утечек  $\Delta Q$  происходит при минимальной частоте вращения  $n_{min}$ , когда насос работает с нагрузкой ( $p>0$ ). При холостом ходе ( $p=0$ ) график проходит через начало координат (рис. 3.5 а). Наклон графика обусловлен величиной утечек, а перегиб характеристики - открытием предохранительного клапана (рис.3.5 б).

### 3.3. Поршневые насосы

Поршневые насосы являются типичным представителем объемных гидромашин и служат прототипом современных совершенных насосов, работающих в гидроприводах при высоких давлениях (свыше 20 МПа). Поршневые компрессоры по принципу работы аналогичны поршневым насосам. Поршневые насосы делятся по кратности действия на однократные и многократные. Эти насосы реализуют приводную мощность через шатунно-кривошипные и кулачковые механизмы.

Поршень 1 насоса однократного действия с шатунно-кривошипным механизмом (рис.3.6) за один оборот вала 11 совершает один двойной ход. Ход поршня равен двум радиусам кривошипа  $10(S=2R)$ . При ходе поршня влево под давлением жидкости открывается нагнетательный клапан 4, а всасывающий клапан 6 закрывается. Жидкость поступает в нагнетательный трубопровод 7. При обратном ходе в полости цилиндра 2 образуется разрежение, всасывающий клапан 5 открывается (нагнетательный закрывается под давлением жидкости в трубопроводе 7) и жидкость по всасывающему трубопроводу 6 поступает в цилиндр, шток 3 соединен с поршнем через ползун 8. При достаточно большой длине шатуна 9 по сравнению с кривошипом 10 скорость поршня относительно цилиндра будет

$$U = \omega R \sin \varphi = \frac{\pi n L}{60} \sin \varphi \quad (3.12)$$

где  $\varphi$  - угол поворота кривошипа;  $\omega$  - угловая скорость приводного двигателя;  $n$  - число оборотов вала двигателя в минуту;  $L$  - длина поршня.

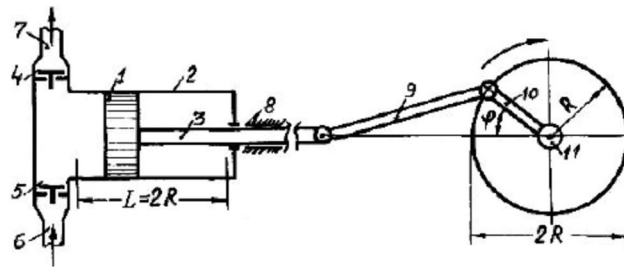


Рис.3.6.

Мгновенная подача насоса с площадью поршня  $A$

$$q = US = S \omega R \sin \varphi$$

меняется по синусоиде от  $q=0$  при  $\varphi=0$  до  $q_{max}$  при  $\varphi=90^\circ$  (рис.3.7)

$$q_{max} = F \cdot \omega \cdot R = F \frac{\pi n L}{60} \quad (3.13)$$

Теоретический объем жидкости, вытесненный насосом за один цикл (один оборот кривошипа), равен рабочему объему насоса

$$q_{HT} = SL.$$

Тогда подача насоса однократного действия с учетом объемных потерь будет

$$Q_1 = \eta_0 \frac{ALn}{60} \quad (3.14)$$

Эта же подача является средней ( $Q_1 = Q_{cp}$ ), как если бы всю подачу за один цикл распределить равномерно.

Коэффициентом неравномерности подачи называют отношение

$$\delta = \frac{q_{max}}{Q_{cp}} \quad (3.15)$$

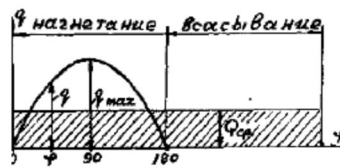


Рис.3.7

Для насоса однократного действия (без учета объемного КПД) из (3.13) и (3.14) получим

$$\delta_1 = \pi = 3,14$$



Для получения более равномерной подачи применяют насосы многократного действия. На схеме (рис.3.8) показан одноцилиндровый насос двойного действия, который нагнетает жидкость при движении поршня в обе стороны.

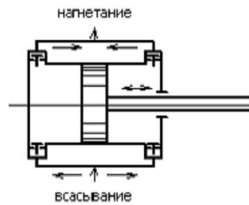


Рис.3.8

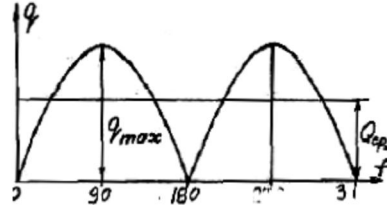


Рис.3.9

Когда в одной полости цилиндра имеет место процесс нагнетания, то в другой полости происходит процесс всасывания (рис.3.9). Подача насоса двойного действия равна

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{(2S - S_{шт})Ln}{60},$$

где  $S_{шт}$  - площадь сечения штока.

Если пренебречь площадью сечения штока, то подача насоса двойного действия будет

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{30}. \quad (3.16)$$

В этих насосах равномерность подачи в два раза больше насоса однократного действия

$$\delta_{II} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Насосы трехкратного действия - это три насоса однократного действия, работающие от общего вала с кривошипами, установленными под  $120^\circ$ . Подача будет

$$Q_{III} = 3Q_I = \eta_0 \frac{SLn}{20}. \quad (3.17)$$

При этом коэффициент неравномерности равен

$$\delta_{III} = \frac{\pi}{3} = 1,047.$$

При объединении двух насосов двойного действия со сдвигом кривошипов на  $180^\circ$  получим насос четырехкратного действия с подачей (без учета площади сечения штока)

$$Q_{IV} = 2Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{15}. \quad (3.18)$$

и коэффициентом неравномерности

$$\delta_{IV} = \frac{\pi\sqrt{2}}{4} = 1,11.$$

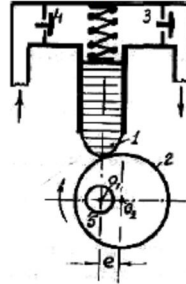


Рис. 3.10.

Для обеспечения компактности поршневых насосов применяют эксцентриковые (кулачковые) приводные механизмы (рис.3.10). При этом эксцентрики могут располагаться по оси приводного вала (коленчатый вал) в параллельных плоскостях со сдвигом по фазе на угол  $360/Z$  ( $Z$  - число цилиндров). В других конструкциях цилиндры располагаются в одной плоскости вокруг одного эксцентрика звездообразно. Поршень I (рис.3.10) прижимается к эксцентричному кулачку. Всасывание и нагнетание происходит через соответствующие клапаны 3 и 4. На валу 5 число кулачков может быть от трех до 11(столько же поршней и цилиндров). Ось вала 5  $O_1$  и геометрическая ось кулачка  $O_2$  смещены на величину эксцентриситета  $e$ . Следовательно, каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение с величиной хода, равной  $2e$ . Формулы для расчета подачи насосов с шатунно-кривошипным механизмом пригодны и для насосов с кулачковым механизмом. Рассмотренные насосы относятся к клапанным, которые имеют следующие недостатки: запаздывание клапанов, вследствие чего ограничивается число оборотов насоса и, стало быть, подача; подача жидкости происходит только в одном направлении (неревверсивность); невозможность использования их в качестве гидромоторов.

#### 3.4. Роторные радиально-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы изготавливаются многоцилиндровыми с бесклапанным распределением жидкости, являются обратимыми и могут работать в качестве гидромоторов.