

## 4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

### 4.1 Теоретические сведения

Гидравлическими называются машины, в которых жидкость, являясь рабочим телом, служит носителем механической энергии. К гидромашинам относятся: насосы, гидравлические двигатели (гидротурбины, гидромоторы, гидроцилиндры), гидравлические передачи (гидродинамические и объемные), судовые движители (гребные винты).

Насосом называется гидромашина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости.

В гидродвигателе происходит обратное преобразование гидравлической энергии в механическую энергию на выходном звене гидродвигателя.

Различают две основные группы насосов: динамические или лопастные, к которым относятся центробежные, пропеллерные (осевые), вихревые; объемные (насосы вытеснения), к которым относятся поршневые и роторные.

Основное различие между этими группами заключается в том, что у лопастных насосов напор (давление) и подача (расход) взаимосвязаны, а у объемных не взаимосвязаны.

#### 4.1.1 Лопастные насосы.

Основными элементами центробежного насоса являются рабочее колесо (рисунок 4.1) и полый спиральный корпус, имеющий всасывающий и нагнетательный патрубки для присоединения соответствующих трубопроводов.

Рабочее колесо состоит из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопатки, загнутые по ходу назад, создающие в основном статический напор.

Спиральный корпус - улитка предназначен для сбора жидкости с лопаток рабочего колеса и преобразования динамического напора в статический за счет увеличения живого сечения в направлении движения жидкости.

При перекачивании жидкости перед запуском насоса корпус и всасывающий трубопровод заполняются жидкостью. При вращении рабочего колеса жидкость лопатками за счет центробежной силы отбрасывается от центра к периферии. Вследствие этого у входа в насос создается вакуум, благодаря которому жидкость из трубопровода подсасывается в насос. Таким образом, при непрерывном вращении рабочего колеса происходит постоянное движение жидкости через насос.

Насосная установка состоит из центробежного насоса с приводным двигателем, всасывающего трубопровода, снабженного сетчатым фильтром и обратным клапаном, нагнетательного трубопровода, снабженного задвижкой. Кроме того, насосная установка (рисунок 4.2) оборудуется манометром, вакуумметром и расходомером, позволяющими контролировать нужный режим ее работы.

4.1.1.1 Основное уравнение центробежного насоса (основы теории рабочего колеса).

У входа в рабочее колесо происходит отклонение потока жидкости с осевого направления в радиальное (рисунок 4.1). Частицы жидкости, двигаясь по каналам колеса, совершают сложное движение: наряду с вращательным движением с переноской (окружной) скоростью ( $U$ ) они перемещаются вдоль лопаток колеса с относительной скоростью ( $W$ ). Векторная сумма переносной и относительной скоростей дает полную (абсолютную) скорость ( $C$ ). На входе и выходе одной из лопаток построены параллелограммы скоростей. Точки входа и выхода обозначены, соответственно, цифрами 1 и 4.

Для передачи потоку жидкости внешней энергии (в насосе) или наоборот, использование энергии жидкости для получения работы (в турбине) необходимо, чтобы лопасти, соприкасающиеся с потоком, вращались. Основы теории взаимодействия лопастей и обтекающей жидкости созданы Н.Е. Жуковским в 1906 г.

Л. Эйлер в 1754 г., заинтересовавшись явлениями, происходящими в водяном колесе Сегнера, установил связь между вращающим моментом и скоростями движения жидкости в рабочем колесе турбины и насоса. Это позволило ему вывести формулу теоретического напора, создаваемого рабочим колесом, названную основным уравнением центробежных насосов

$$H_T = \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}, \text{ м} \quad (4.1)$$

4.1.1.2 Основные параметры центробежного насоса.

К основным параметрам любых насосов относятся: напор ( $H$ ) (или давление ( $p$ )), расход ( $Q$ ) (или подача ( $q$ )), мощность ( $N$ ) и КПД ( $\eta$ ).

Напор насоса действующей насосной установки определяется по формуле

$$H = z_0 + \frac{p_M + p_B}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_{BC}^2}{2g}, \text{ м} \quad (4.2)$$

Напор проектируемой насосной установки равен

$$H = H_r + H_f, \text{ м} \quad (4.3)$$

Расход (подача) насоса определяется по формуле

$$Q = \psi \cdot \eta_0 \cdot Q_T = \psi \cdot \eta_0 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2r}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.4)$$

Полезная (эффективная) мощность определяется

$$N_{\text{п}} = \rho g \cdot Q \cdot H, \text{ Вт} \quad (4.5)$$

Потребляемая насосом мощность равна

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (4.6)$$

#### 4.1.1.3 Высота всасывания.

При проектировании насосных станций отметка расположения оси горизонтального насоса устанавливается в зависимости от высоты всасывания.

Допустимая высота всасывания, обеспечивающая отсутствие кавитации определяется по формуле

$$H_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{а}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - h_{\text{f}} - \Delta h, \text{ м} \quad (4.7)$$

где  $p_{\text{а}}$  и  $p_{\text{п}}$  - соответственно, атмосферное давление и давление насыщенных паров, Па;

$h_{\text{f}}$  - полные потери напора во всасывающей трубе, м;

$\Delta h = 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c}\right)^{4/3}$  - кавитационный запас напора, м.

#### 4.1.1.4 Рабочие характеристики насоса. Характеристика трубопровода.

Изготовленные на заводе насосы подвергаются нормальным испытаниям, при которых определяют напор, действительную подачу, потребляемую мощность и КПД, а также строят внешние (рабочие) характеристики.

К рабочим характеристикам относятся графики зависимости напора, потребляемой мощности и КПД от расхода (подачи) насоса при постоянном числе оборотов рабочего колеса.

Характеристикой трубопровода называется графическая зависимость потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах от расхода

$$H = H_{\text{r}} + h_{\text{f}} = H_{\text{r}} + \lambda \cdot \frac{1 + l_{\text{э}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = H_{\text{r}} + \frac{8\lambda \cdot (1 + l_{\text{э}})}{\pi^2 \cdot d^5 \cdot g} \cdot Q^2, \text{ м} \quad (4.8)$$

При построении совмещенных характеристик насоса и трубопровода получается рабочая точка А, характеризующая рабочий режим насоса:  $H_{\text{А}}$ ,  $Q_{\text{А}}$ ,  $N_{\text{А}}$ ,  $\eta_{\text{А}}$ .

#### 4.1.2 Объемные насосы

Объемные насосы служат для подачи жидкости под давлением, отличительной особенностью которых является возвратно-поступательное или вращательное движение вытеснителя, выполненного в виде поршня, плунжера, пластины, зуба шестерни и т.п. В отличие от лопастных насосов, в объемной гид-

ромашине под непосредственным воздействием вытеснителя изменяется потенциальная энергия давления при практически неизменной кинетической энергии жидкости.

Несмотря на большое многообразие конструкций и схем объемных насосов, они комплектуются из трех основных узлов: механизма подачи (вытеснения) жидкости, механизма распределения и механизма регулирования подачи жидкости.

По характеру процесса вытеснения жидкости объемные насосы делятся на две группы: поршневые и роторные, а по способу распределения жидкости - на клапанные и бесклапанные насосы. Бесклапанные насосы принципиально обратимы, т.е. они могут работать в качестве гидромоторов.

#### 4.1.2.1 Поршневые насосы.

Поршневые насосы для подачи воды и других жидкостей представляют собой простейшие объемные машины с возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре.

По принципу действия поршневые насосы делятся на насосы однократного и многократного (двойного и более) действия. В качестве привода в этих насосах применяются кулачковые, эксцентриковые, кривошипно-шатунные механизмы и их модификации.

На рисунке 4.4 показана принципиальная схема поршневого насоса простого (однократного) действия.

Основными параметрами объемных насосов, как и лопастных, являются: напор (H) (или давление (p)), расход (Q) (или подача (q)), мощность (N) и КПД ( $\eta$ ).

Различают напор потребный, который определяется геометрической высотой подъема жидкости и потерями напора в трубопроводах (рисунок 4.8); напор возможный, который определяется прочностью насоса, числом оборотов и иногда утечками.

Расходом (подачей) насоса называется объемное количество жидкости, подаваемое насосом за единицу времени. Часто расход насоса называют его производительностью, хотя насос жидкость не производит, а только перемещает, подает к месту ее потребления.

Подача объемных насосов, в т.ч. поршневых, определяется как произведение рабочего объема насоса (q) на число рабочих ходов (n) в единицу времени. Для поршневого насоса простого действия она равна

$$Q_T = q \cdot n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.9)$$

Одной из основных особенностей поршневых насосов является неравномерная подача жидкости по времени, которая оценивается коэффициентом неравномерности подачи. Его значение равно отношению числа  $\pi$  к кратности насоса (i).

Вследствие неравномерности подачи поршневого насоса ухудшаются условия всасывания и нагнетания, а также могут возникнуть гидравлические удары.

Для уменьшения неравномерности движения жидкости на трубопроводах устанавливают воздушные колпаки как можно ближе к насосу для того, чтобы избежать инерционного напора во всасывающей и нагнетательной трубах.

Особое значение для работы поршневых насосов имеет высота всасывания. Предельная высота всасывания при отсутствии воздушного колпака определяется по формуле

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} - h_{\text{кл}} - h_{\text{ин}}, \text{ м} \quad (4.10)$$

где  $h_{\text{кл}} = \xi_{\text{кл}} \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}$  - потери напора во всасывающем клапане, м.

$h_{\text{ин}}$  - инерционный напор, м.

$$h_{\text{ин}} = l_{\text{вс}} \left( \frac{D}{d_{\text{вс}}} \right)^2 \frac{\omega^2 \cdot r}{g}, \text{ м} \quad (4.11)$$

Предельная высота всасывания с воздушным колпаком

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g} - h_{\text{кл}} - l_{\text{вс}} \left( \frac{D}{d_{\text{вс}}} \right)^2 \frac{\omega^2 \cdot r}{g} - h_f, \text{ м} \quad (4.12)$$

где  $h_f$  - потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

#### 4.1.2.2 Роторные насосы.

Роторными называются насосы объемного типа, отличающиеся от поршневых насосов тем, что в них участвует непрерывный ряд вытеснителей вращающегося ротора.

Характерной особенностью всех роторных насосов является отсутствие клапанного распределения жидкости, эта особенность позволяет роторным насосам быть обратимыми и более быстроходными, чем поршневые. По сравнению с поршневыми, роторные насосы обладают значительно большей равномерностью подачи. Другими достоинствами являются: компактность конструкции, малые размеры, небольшой вес, приходящийся на единицу развиваемой мощности, высокий КПД, надежность и долговечность в эксплуатации, способность работать при длительных перегрузках и в различных климатических условиях.

Шестеренные насосы.

Шестеренный насос чаще всего выполняется в виде пары одинаковых зубчатых колес с эвольвентным зацеплением, заключенных в плотно облегающий их корпус - статор. Ротором считается ведущая шестерня (рисунок 4.4).

При вращении шестерен, жидкость, заполнившая межзубовые впадины, переносится из камеры всасывания (В) в направлении вращения в камеру нагнетания (Н).

Рабочий объем ( $q$ ) шестеренного насоса можно определить с достаточной для практики точностью из условия, что объем зуба равен объему впадины. Тогда рабочий объем будет равен объему кольца со средним диаметром, равным диаметру начальной окружности ( $D$ )

$$q = \pi \cdot D \cdot b \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \text{ м}^3 \quad (4.13)$$

Рабочий объем равен подаче насоса – количеству жидкости, подаваемому насосом за один оборот ротора.

Теоретический расход насоса вычисляется по формуле

$$Q_T = q \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.14)$$

Текущий расход (подача) имеет пульсирующий характер. Для определения коэффициента неравномерности подачи пользуются следующей приближенной формулой

$$\delta = 1,25 \cdot \frac{\cos \alpha}{z}. \quad (4.15)$$

Теоретический крутящий момент на валу насоса

$$M_T = \frac{q \cdot p_H}{2\pi}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.16)$$

Мощность, потребляемая насосом

$$N = \frac{Q_d \cdot p_H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (4.17)$$

Аксиально-поршневые насосы.

Основной особенностью аксиально-поршневых насосов является круговое расположение цилиндров параллельно оси ротора (рисунок 4.5) с торцевым распределением жидкости.

Принцип действия насоса ясен из рисунка. Блок цилиндров 4 жестко связан с приводным валом 1. Если угол наклона диска ( $\beta$ ) будет равен нулю, то при

вращении вала поршни 3 не будут перемешаться в цилиндрах и подача насоса равна нулю. При угле ( $\beta$ ), не равном нулю, поворот блока вызовет перемещение поршней в цилиндрах, насос начнет качать жидкость.

Рабочий объем (подача) ( $q$ ) аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = f \cdot z \cdot S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ м}^3 \quad (4.18)$$

Теоретический расход

$$Q_T = q \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} z \cdot n \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.19)$$

Особые конструкции насосов.

К этой группе относятся воздушные водоподъемники (эрлифты), гидравлические тараны, струйные насосы и др.

Эрлифтами называются воздушные водоподъемники, использующие энергию воздуха, сжатого или всасываемого. Они бывают нагнетательными (напорными) и всасывающими (вакуумными). В водоподъемную трубу через форсунку подается сжатый воздух от компрессора. Внутри трубы образуется воздушная смесь, более легкая, чем вода, окружающая трубу. Подъем воздушной эмульсии осуществляется за счет закона сообщающихся сосудов и благодаря подъемному действию всплывающих пузырьков воздуха. Всасывающий эрлифт отличается тем, что водовоздушная эмульсия в трубе образуется при помощи вакуум-насоса, создающего разрежение внутри трубы. Эрлифты применяют для подъема воды из скважин.

Гидравлический таран - простейшая водоподъемная машина, в которой используется энергия, искусственно созданного, гидравлического удара. Создателем теории гидротарана является Н.Е.Жуковский. Гидротаран непосредственно использует энергию движущейся жидкости и сочетает в себе одновременно двигатель и насос. Он состоит из ударного клапана, воздушного колпака с нагнетательным клапаном, питательной (подводящей) трубы и нагнетательного трубопровода. Простота конструкции и автоматичность работы позволили широко использовать гидротараны в сельскохозяйственном водоснабжении.

Струйные насосы (рисунок 2.5), в которых для отсасывания и подачи жидкостей (а также газов и паров) используется кинетическая энергия струи вспомогательной рабочей жидкости, например, воды. Струйные насосы применяют для отсасывания (эжекторы), нагнетания (инжекторы), подъема (гидроэлеваторы), а также для смешивания жидкостей (струйные смесители). Струйные насосы для подачи воды той же жидкостью называются водоструйными насосами. Их преимущества - простота конструкции, отсутствие подвижных частей и надежность в работе. Недостаток - низкий КПД. Поэтому они приме-

няются большей частью как вспомогательные устройства для отсасывания жидкости или воздуха, например в крупных лопастных насосах.

#### 4.1.3 Гидродвигатели.

Гидродвигателем называют гидромашину, преобразующую гидравлическую энергию потока в механическую энергию на выходном звене гидродвигателя.

Гидродвигатели, как и насосы, делятся на объемные и лопастные (гидравлические турбины).

##### 4.1.3.1 Объемные гидродвигатели.

По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на гидромоторы и гидроцилиндры.

Гидромотор создает крутящий момент и сообщает ведомому валу непрерывное вращение (рисунок 4.7).

Рассмотренные выше роторные насосы практически могут быть применены в качестве гидромоторов, если к ним подавать жидкость под давлением от насоса.

Действительный крутящий момент гидромотора меньше теоретического из-за механических потерь

$$M_M = M_T \cdot \eta_m = \frac{q_m \cdot \Delta p_m}{2\pi} \cdot \eta_m, \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (4.20)$$

Частота вращения вала гидромотора

$$n_m = \frac{60 \cdot Q_m \cdot \eta_0}{q_m}, \quad \text{об/мин.} \quad (4.21)$$

Полезная мощность, реализуемая на валу гидромотора

$$N_{\Pi} = M_M \cdot \omega_m = M_M \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30}, \quad \text{Вт.} \quad (4.22)$$

Гидроцилиндры - это гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена. Выходным (подвижным) могут быть как шток, так и корпус гидроцилиндра (рисунок 4.6). В гидроцилиндре шток с поршнем создает силу и совершает возвратно-поступательное движение со скоростью  $v_{\Pi}$ . Усилие на штоке определяется по формуле

$$T_{\Pi} = \Delta p_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = \Delta p_{\Pi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}, \quad \text{Н}; \quad T_{\text{ш}} = \Delta p_{\Pi} \cdot F_{\text{ш}} = \Delta p_{\Pi} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\Pi}^2 - D_{\text{ш}}^2), \quad \text{Н} \quad (4.23)$$

Скорость перемещения поршня со штоком



$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{F_{\text{п}}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}, \text{ м/с}; \quad v_{\text{ш}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - D_{\text{ш}}^2)}, \text{ м/с}. \quad (4.24)$$

Полезная мощность, реализуемая на штоке гидроцилиндра

$$N_{\text{п}} = T \cdot v, \text{ Вт} \quad (4.25)$$

Лопастные гидродвигатели.

Гидравлической (водяной) турбиной называется гидродвигатель, преобразующий энергию воды в механическую энергию вращения вала турбины.

Из энергетического смысла уравнения Бернулли следует, что сумма первых двух слагаемых представляет удельную потенциальную энергию (УПЭ), а третье - удельную кинетическую энергию (УКЭ).

В зависимости от действия (УКЭ) или (УПЭ) различают два больших класса турбин:

1) Активные турбины, использующие кинетическую энергию свободной струи при атмосферном давлении.

Лопастные рабочего колеса турбины выполнены в виде ковшей, поэтому их называют ковшовыми. Подвод воды к ковшам осуществляется при помощи сопла, представляющего собой конический сходящийся насадок. Работа активных турбин основана на взаимодействии ковшей и натекающих на них струй воды.

Сила активного давления струи на подвижные ковши при максимальном КПД ( $u=0,5 \cdot v$ , где  $u$  – окружная скорость вращения турбины, м/с;  $v$  – скорость струи жидкости, м/с) равна

$$P_a = 2 \cdot \rho \cdot \omega_0 \cdot (v - u)^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega_0 \cdot v^2, \text{ Н} \quad (4.26)$$

Крутящий момент на валу активной турбины

$$M = P_a \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.27)$$

Полезная мощность, реализуемая на валу турбины

$$N_{\text{п}} = M \cdot \omega = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ Вт} \quad (4.28)$$

Мощность активных турбин достигает 50 тыс. кВт. Для повышения числа оборотов, крутящего момента и, следовательно, мощности применяют турбины с 2...4 соплами.

2) Реактивные турбины, работающие главным образом за счет энергии давления воды.

Реактивные турбины работают в сплошном потоке воды, поэтому энергия одновременно передается всем лопастям. Кроме того, поток, встречая на своем пути, криволинейные лопасти, отклоняется ими от первоначального направления движения и оказывает на них активное давление.

Мощность, реализуемая на валу турбины

$$N = \rho g \cdot H \cdot Q \cdot \eta_T, \text{ Вт} \quad (4.29)$$

Реактивные турбины охватывают весьма широкий диапазон как по напорам ( $H = 1,5 \dots 350$  м), так и по расходам воды ( $Q$ ) и мощностям. В настоящее время применяют осевые (пропеллерные) и радиально-осевые турбины.

#### 4.1.4 Объемный гидропривод.

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение рабочих органов механизмов и машин с помощью рабочей жидкости под давлением (рисунок 4.6 и рисунок 4.7).

Гидропривод состоит из гидropередачи, устройств управления и вспомогательных устройств.

Гидropередачей называется силовая часть гидропривода, состоящая из насоса и гидродвигателя, соединенных друг с другом магистральной гидролинией. В состав магистральной гидролинии входят всасывающая ( $B$ ), напорная ( $H$ ), напорно-сливные ( $HC$ ) и сливная гидролинии (трубопроводы).

Устройства управления (распределители и регуляторы) служат для управления потоком жидкости.

Вспомогательные устройства (кондиционеры, фильтры, баки и др.) предназначены обеспечивать нормальную работу гидропривода.

Классификация гидропривода:

- 1) По типу приводного двигателя (дизель - гидропривод, электрогидропривод).
- 2) По характеру движения выходного звена (возвратно-поступательного действия - рисунок 4.6, вращательного - рисунок 4.7).
- 3) По возможности регулирования (регулируемый и нерегулируемый).
- 4) По способу регулирования (дрессельный и объемный).

Достоинства гидропривода:

- 1) Высокая энергоемкость (выходная мощность на единицу веса) насосов и гидромоторов.
- 2) Высокое быстродействие насосов и гидромоторов (малая инерционность).
- 3) Бесступенчатое регулирование скоростей в широком диапазоне (1:1000) и простота преобразования вращательного движения в другие виды движения и реверсивность.
- 4) Независимость расположения элементов гидропривода, что создает удобства в общей компоновке машин.
- 5) Простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок.

6) Возможность передачи больших сил и мощностей на выходных звеньях гидродвигателей при малых усилиях в органах управления.

7) Высокая надежность и долговечность.

Недостатки гидропривода:

1) Влияние температуры внешней среды на нагрев жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных средств охлаждения и тепловой защиты.

2) Более низкое значение КПД по сравнению с механическими передачами из-за дополнительных объемных и гидравлических потерь.

3) Высокое требование к физическим и эксплуатационным свойствам рабочей жидкости и необходимость постоянной ее фильтрации для удаления загрязнений.

Основные параметры гидропривода:

К основным параметрам гидропривода, как и объемных насосов, относятся:

- рабочее давление ( $p$ );
- расход жидкости ( $Q$ );
- мощность полезная и затраченная ( $N$ );
- КПД ( $\eta$ ).

Рабочее давление определяет выходные силовые параметры гидродвигателя: усилие на штоке гидроцилиндра ( $T$ ) и крутящий момент на валу гидромотора ( $M_M$ ), а расход - скоростные параметры: скорость поршня со штоком ( $v_{п}$ ) и угловую скорость вращения вала гидромотора ( $\omega_M$ ).

Практическое использование гидропривода.

Применение гидропривода и средств гидроавтоматики является одним из современных направлений развития всех отраслей машиностроения. Широкое применение гидропривода, является одним из наиболее эффективных путей повышения производительности строительных, дорожных, горных, мелиоративных и сельскохозяйственных машин.

Возросшие в последние годы темпы создания и серийного производства новых машин с гидроприводом являются наглядным подтверждением научно-технического прогресса.

Гидродинамические передачи (гидромурфты и гидротрансформаторы) следует изучить по учебникам и учебным пособиям (см. список литературы, например [3, 5, 6, 7]).

## 4.2 Контрольные вопросы

- 1) Гидравлические машины, их классификация и область применения.
- 2) Насосы. Назначение, классификация, область применения.
- 3) Гидравлические турбины. Классификация. Мощность гидравлических установок.
- 4) Гидропривод. Устройство, область применения.

### 4.3 Расчетные задания

#### 4.3.1 Задача №1.

Определить напор насоса действующей насосной установки и полезную мощность насоса, если производительность насоса  $Q$ , диаметр всасывающего трубопровода  $d_B$ , диаметр нагнетательного  $d_H$ , показание манометра  $p_M$ , показание вакуумметра  $p_B$ , вертикальное расстояние между точками присоединения приборов  $z_0=0,5$  м. Насос перекачивает нефть с плотностью  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>.

Исходные данные приведены в таблице 4.1, схема - на рисунке 4.1.

Таблица 4.1

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q$ , л/с	150	25	30	35	40	45	50	55	27	38
$d_B$ , мм	300	150	175	150	175	150	175	150	125	150
$d_H$ , мм	250	100	150	125	100	100	125	100	75	125
$p_M$ , МПа	0,75	2,0	1,9	1,7	1,5	1,6	1,2	1,8	1,9	2,0
$p_B$ , кПа	35	21	25	30	33	38	40	45	42	22

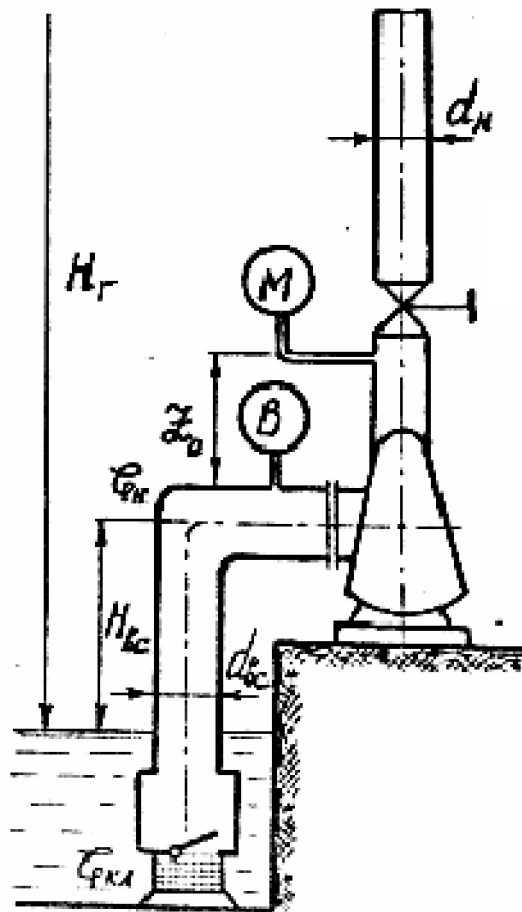


Рисунок 4.1

#### 4.3.2 Задача №2.

Шестеренный насос с диаметром внешней окружности  $D_e$ , шириной  $b$ , числом зубьев  $z$ , работающий при частоте вращения  $n$  и при давлении  $p_H$  нагнетает масло в силовой гидроцилиндр, диаметр поршня которого равен  $D_{II}$  (рисунок 4.4). Полный КПД насоса  $\eta$ , объемный  $\eta_{об}=0,92$ , а полный КПД электродвигателя  $\eta_{эл}=0,9$ . Определить рабочий объем  $q$ , среднюю подачу насоса  $Q$ , степень неравномерности подачи  $\delta$ , теоретический крутящий момент на валу насоса  $M_T$ , мощность электродвигателя  $N$ , и скорость перемещения поршня гидроцилиндра. Утечками масла пренебречь.

Исходные данные приведены в таблице 4.2, схема - на рисунке 4.2.

Таблица 4.2

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D_e$ , мм	42	55	55	72	72	78	78	84	72	55
$b$ , м	18	21	30	14	21,5	26	37	46	22	30
$z$	10	8	8	10	10	10	10	10	10	8
$n$ , об/мин	1460	1450	1450	1920	1920	1450	1450	1460	1460	1460
$p_H$ , МПа	10	10	10	12	12	14	14	14	12	10
$D_{II}$ , мм	50	80	110	80	90	120	125	140	110	90
$\eta$	0,81	0,81	0,81	0,83	0,83	0,85	0,85	0,85	0,83	0,81

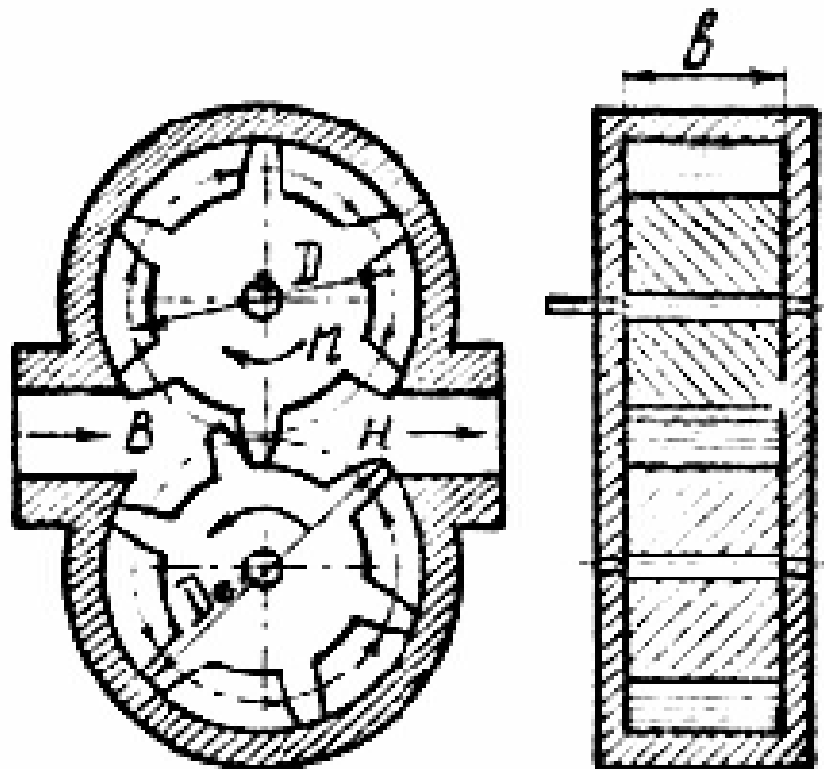


Рисунок 4.2

### 4.3.3 Задача №3.

Построить графики изменения скорости перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от угла  $\beta$  наклона шайбы регулируемого аксиально-поршневого насоса при рабочем и холостом (обратном) ходе поршня. Пределы изменения угла  $\beta=0...30^\circ$ . Параметры насоса: число поршней  $z=7$ , диаметр поршней  $d$ , диаметр осей блока цилиндров  $D$ , число оборотов ротора  $n$ .

Параметры гидроцилиндра: диаметр поршня  $D_{п}$ , диаметр штока  $D_{ш}$  (рисунок 4.4). Утечками пренебречь.

Исходные данные приведены в таблице 4.3, схема - на рисунке 4.3.

Таблица 4.3

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n$ , об/мин	1440	1450	1460	1200	1100	1000	960	950	940	930
$d$ , мм	20	20	20	25	25	25	32	32	32	32
$D$ , мм	44	44	44	54	54	54	70	70	70	70
$D_{п}$ , мм	100	110	125	125	140	140	160	160	180	180
$D_{ш}$ , мм	63	70	90	80	90	100	100	110	125	110

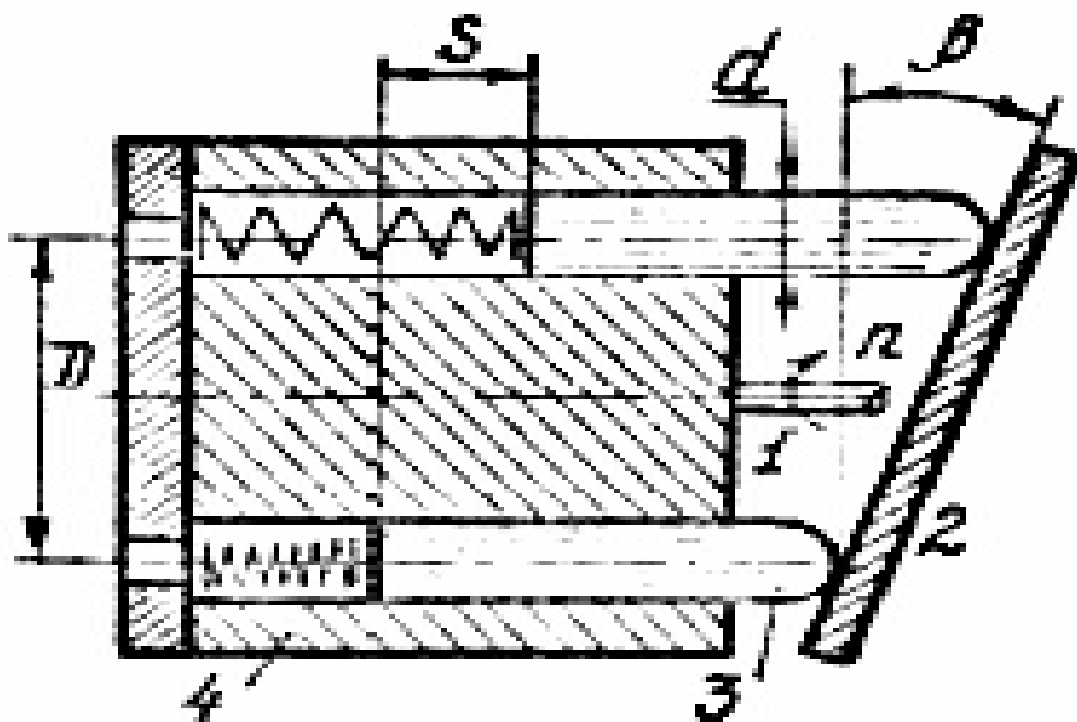


Рисунок 4.3

#### 4.3.4 Задача №4.

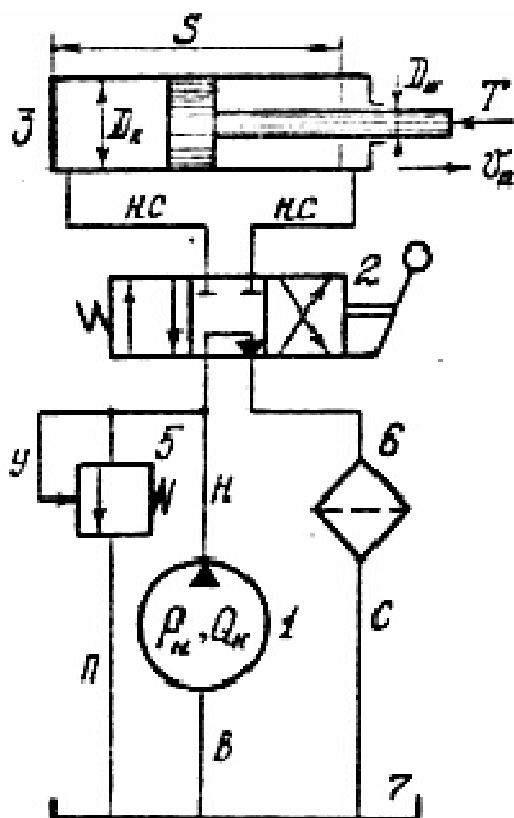
Определить полезную мощность насоса объемного гидропривода, если усилие на штоке  $T$ , скорость поршня  $v_{п}$ , диаметр поршня  $D_{п}$ , диаметр штока  $D_{ш}$ . Механический КПД гидроцилиндра  $\eta_{мц}=0,96$ , объемный  $\eta_{оц}=0,97$ .

Общая длина трубопроводов  $l$ , диаметр  $d$ , суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\Sigma\xi$ . Плотность рабочей жидкости  $\rho$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ .

Исходные данные приведены в таблице 4.4, схема - на рисунке 4.4.

Таблица 4.4

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T$ , кН	45	90	135	86	160	150	200	115	230	300
$v_{п}$ , м/с	0,15	0,11	0,08	0,14	0,13	0,19	0,21	0,17	0,13	0,17
$D_{п}$ , мм	80	110	125	100	125	125	140	100	140	160
$D_{ш}$ , мм	50	70	80	63	56	90	90	45	100	110
$l$ , м	10	15	18	20	22	12	14	16	24	26
$d$ , мм	15	15	16	16	22	28	36	22	26	34
$\Sigma\xi$	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	865	870	875	880	885	835	840	845	850	855
$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017



- 1 – насос нерегулируемый;
- 2 – распределитель трехпозиционный золотниковый;
- 3 – гидроцилиндр;
- 4 – гидромотор реверсивный;
- 5 – клапан предохранительный;
- 6 – фильтр;
- 7 – бак масляный.

Рисунок 4.4

#### 4.3.5 Задача №5.

В объемном гидроприводе возвратно-поступательного действия известны величины: диаметры поршня  $D_{п}$  и штока гидроцилиндра  $D_{ш}$ , ход штока  $S$ , время совершения рабочего хода  $t$ , усилие на штоке  $T$ , сила трения в уплотнениях поршня и штока  $P_{тр}$ , общая длина трубопроводов  $l$ , диаметр  $d$ , потери давления в распределителях  $\Delta p_p$ , в фильтре  $\Delta p_f$ , плотность рабочей жидкости  $\rho$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ .

Определить:

- 1) Скорость поршня при рабочем ходе.
- 2) Подачу насоса при рабочем ходе поршня.
- 3) Скорость поршня при холостом (обратном) ходе.
- 4) Потери давления в гидросистеме.
- 5) Давление нагнетания, создаваемое насосом.
- 6) КПД гидропривода, приняв полный КПД насоса  $\eta_n$ .

Исходные данные приведены в таблице 4.5, схема - на рисунке 4.4.

Таблица 4.5

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T$ , кН	45	90	135	86	160	150	200	115	230	300
$D_{п}$ , мм	80	110	125	100	125	125	140	100	140	160
$D_{ш}$ , мм	50	70	80	63	56	90	90	45	100	110
$S$ , м	0,56	0,8	1,0	0,63	0,71	1,25	0,9	0,71	1,12	1,4
$t$ , с	3,7	7,3	12	4,5	5,5	6,6	4,3	4,2	8,6	8,2
$P_{тр}$ , кН	1,8	3,6	5,4	3,4	8	7,5	10	4,6	11,5	15
$l$ , м	10	15	18	20	22	12	14	16	24	26
$d$ , мм	15	15	16	16	22	28	36	22	26	34
$\Delta p_p$ , МПа	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9
$\Delta p_f$ , МПа	0,2	0,25	0,2	0,25	0,3	0,32	0,35	0,25	0,3	0,35
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	865	870	875	880	885	835	840	845	850	855
$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017
$\eta_n$	0,81	0,81	0,83	0,83	0,85	0,85	0,85	0,903	0,905	0,91



Методические указания к решению задачи №5.

Скорость поршня при рабочем ходе определяется по формуле

$$v_{\text{п}} = \frac{S}{t}, \quad \text{м/с.} \quad (4.30)$$

Подача насоса при рабочей ходе поршня при отсутствии утечек через уплотнения гидроцилиндра

$$Q_{\text{н}} = v_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} = v_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.31)$$

где  $D_{\text{п}}^2$  - площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Скорость поршня при холостом (обратном) ходе

$$v_{\text{х}} = \frac{Q_{\text{н}}}{F_{\text{ш}}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - D_{\text{ш}}^2)}, \text{ м/с.} \quad (4.32)$$

Потери давления в гидросистеме

$$\Delta p = \rho g \cdot h_l + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{ф}} = \rho g \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot 10^6 + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{ф}}, \text{ МПа} \quad (4.33)$$

где  $v$  - скорость масла в трубопроводе,  $\text{м/с}$ ;

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot D^2}$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

Для определения гидравлического коэффициента трения вычисляется число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu \cdot 10^{-4}}, \quad (4.34)$$

где  $d$  - диаметр трубопровода в  $\text{м}$ .

Если  $\text{Re} \leq \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$ , то

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.44)$$

Если  $Re > Re_{кр} = 2320$ , то

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.35)$$

Давление нагнетания, создаваемое насосом

$$p_H = \frac{T + P_{ТР}}{F_H \cdot 10^3} + \Delta p, \text{ Па} \quad (4.44)$$

Полный КПД гидропривода

$$\eta_{гп} = \frac{N_H}{N} \quad (4.36)$$

Полезная мощность, реализуемая на штоке силового гидроцилиндра

$$N_H = T \cdot v_H, \text{ Вт} \quad (4.37)$$

Потребляемая мощность, т.е. мощность подведенная к валу насоса

$$N = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_H}, \text{ кВт.} \quad (4.38)$$

#### 4.3.6 Задача №6.

В объемном гидроприводе вращательного действия известны величины: рабочий объем гидромотора  $q_m$ , механический КПД  $\eta_m$ , объемный КПД  $\eta_o$ , крутящий момент на валу гидромотора  $M_m$ , подача насоса  $Q_m$ , общая длина трубопроводов  $l$ , диаметр  $d$ , потери давления в распределителе  $\Delta p_p$ , в фильтре  $\Delta p_f$ , плотность рабочей жидкости  $\rho$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ .

Определить:

- 1) Перепад давления на гидромоторе  $\Delta p_m$ .
- 2) Число оборотов вала гидромотора  $n_m$ .
- 3) Потери давления в гидросистеме  $\Delta p$ .
- 4) Давление нагнетания, создаваемое насосом  $p_n$ .
- 5) КПД гидропривода, приняв полный КПД насоса  $\eta_n$ .

Исходные данные приведены в таблице 4.6, схема - на рисунке 4.5.

Таблица 4.6

Исходные данные	Значения для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_m$ , см <sup>3</sup> /об	11,6	28,1	28,1	28,1	63	107	225	54,8	107	225
$\eta_m$	0,95	0,948	0,948	0,948	0,92	0,045	0,944	0,946	0,945	0,944
$\eta_o$	0,955	0,96	0,96	0,96	0,935	0,97	0,975	0,965	0,97	0,975
$M_m$ , Н·м	17,6	42,8	51,4	51,4	58	226	476	133	259	544
$l$ , м	10	15	18	20	22	12	14	16	24	26
$d$ , мм	15	15	16	16	22	28	36	22	26	34
$\Delta p_p$ , МПа	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9
$\Delta p_f$ , МПа	0,2	0,25	0,2	0,25	0,3	0,32	0,35	0,25	0,3	0,35
$Q_m$ , л/мин	43,7	63	55,7	67,3	95,2	139,2	197,4	79,3	123,9	208,4
$\nu$ , см <sup>2</sup> /с	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,05	0,014	0,015	0,016	0,017
$\eta_n$	0,81	0,81	0,83	0,83	0,85	0,85	0,85	0,903	0,904	0,905

Методические указания к решению задачи №6.

Период давления на гидромоторе равен

$$\Delta p_M = \frac{2\pi \cdot M_M}{q_M \cdot \eta_M}, \text{ МПа.} \quad (4.39)$$

Число оборотов вала гидромотора равно

$$n_M = \frac{Q_H \cdot \eta}{q_M} 10^3, \text{ об/мин.} \quad (4.40)$$

Потери давления в гидросистеме по формуле (4.33) равны

$$\Delta p = \rho g \cdot \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot 10^6 + \Delta p_P + \Delta p_\Phi, \text{ МПа}$$

где  $v$  - скорость масла в трубопроводе, м/с;

$$v = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot D^2}, \text{ м/с}$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

Гидравлический коэффициент трения вычисляется по методике, изложенной в задаче 4.9

Давление нагнетания, создаваемое насосом

$$p_H = \Delta p_M + \Delta p, \text{ МПа} \quad (4.41)$$

Полный КПД гидропривода по формуле (4.36)

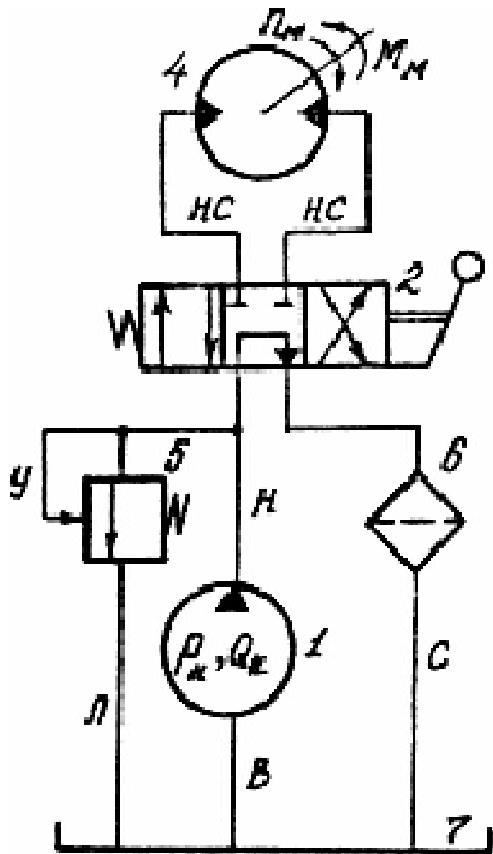
$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{п}}}{N}$$

Полезная мощность, реализуемая на валу гидромотора

$$N = M_M \cdot \frac{\pi \cdot n_M}{30} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.} \quad (4.42)$$

Потребляемая мощность, т.е. мощность, подведенная к валу насоса по формуле (4.38)

$$N = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_H}, \text{ кВт.}$$



- 1 – насос нерегулируемый;
- 2 – распределитель трехпозиционный золотниковый;
- 3 - гидроцилиндр;
- 4 – гидромотор реверсивный;
- 5 – клапан предохранительный;
- 6 – фильтр;
- 7 – бак масляный.

Рисунок 4.5

## 5 СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 1 - Средние значения модуля упругости E разных тел

Жидкость	$E \cdot 10^9$ , Па	Твердые тела	$E \cdot 10^9$ , Па
Вода пресная	2,06	Сталь углеродистая	206
Нефть	1,35	Сталь легированная	216
Керосин	1,28	Чугун черный	152
Бензин	1,305	Чугун белый	134
Дизтопливо	1,32	Латунь, бронза	118
Масло	1,72	Дюралюминий	70
Ртуть	32,27	Алюминий	68

Таблица 2 - Средние значения плотности  $\rho$ , объемного веса  $\gamma$  и кинематического коэффициент вязкости  $\nu$  жидкости

Жидкость	t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\gamma$ , Н/ м <sup>3</sup>	$\nu \cdot 10^{-4}$ , м <sup>2</sup> /с
Вода пресная	4	1000	9810	0,0157
Вода морская	4	1025	10055	0,0157
Нефть	15	850	8338	0,25
Керосин	15	800	7848	0,025
Бензин	15	740	7259	0,0093
Диз.топливо	20	846	8299	0,28
Масло	50	850	8339	0,10
Мазут	15	920	9025	20,0
Глицерин	15	1270	11772	9,7
Ртуть	20	13546	132886	0,0016
Чугун	1200	7000	68670	0,0109

Таблица 3 - Давление насыщенного пара воды  $p_n$

t, °C	$p_n$ , МПа	t, °C	$p_n$ , МПа	t, °C	$p_n$ , МПа	t, °C	$p_n$ , МПа
0	0,0006	25	0,0032	60	0,0202	90	0,0714
5	0,0009	30	0,0043	70	0,0317	100	0,1033
10	0,0012	40	0,0075	75	0,0392	120	0,237
20	0,0024	50	0,0126	80	0,0482	150	0,485

Таблица 4 - Характеристики центробежных насосов

Марка насоса	Параметры, единицы измерения	Числовые значения				
1,5К-6	Q, л/с	0	1,6	3,0	3,9	4,5
	H, м	20	20,3	17,4	14,5	12
	$\eta$ , %	0	44	55,5	53	47
2К-6	Q, л/с	0	2,0	5,5	8,3	10
	H, м	33,7	34,5	30,8	24,0	19,0
	$\eta$ , %	0	45,0	64,0	63,5	58,0
2К-9	Q, л/с	0	3,0	5,5	6,1	7,0
	H, м	20,0	21,0	18,5	17,5	16,0
	$\eta$ , %	0	56,0	68,0	66,0	60,0
3К-6	Q, л/с	0	4,0	8,3	16,7	19,5
	H, м	62,0	64,0	62,0	50,0	44,5
	$\eta$ , %	0	35,0	54,4	66,3	63
3К-9	Q, л/с	0	4,0	8,3	12,5	15
	H, м	34,0	35,2	34,8	31,0	27,0
	$\eta$ , %	0	40,0	62,0	71,0	71,5
4К-8	Q, л/с	0	10,0	19,4	25,0	33,4
	H, м	62,0	63,0	59,0	54,9	43,0
	$\eta$ , %	0	48,0	65,5	71,0	66,0
4К-12	Q, л/с	0	10,0	18,0	25,0	33,4
	H, м	37,0	39,0	37,7	34,6	28,0
	$\eta$ , %	0	53,0	72,0	78,0	74,5

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Альтшуль, А.Д. Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие. / А.Д.Альтшуль, В.И.Калицун, Ф.Г.Майрановский и др.- М.: Стройиздат, 1976. – 256 с.
- 2 Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. / Т.М.Башта. - М.: Машиностроение, 1973.
- 3 Брацлавский, Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин / Х.Л.Брацлавский. - М.: "Машиностроение", 1976. - 149.
- 4 Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Я.М.Вильнер, Я.Т.Ковалёв, Б.Б.Некрасов. - Минск: Высшая школа, 1985.
- 5 Гидравлика: учеб. пособие для ВУЗов / А.Д.Тян, М.К.Скаков, Ю.К.Назаров, В.А.Петров. - Алма-Ата: Рауан, 1992. – 240 с.
- 6 Гидравлика, гидромшины и гидроприводы: учеб. для вузов / Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. - 2-е изд. перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с. - Библиогр.: с. 418.
- 7 Гидравлика, гидромшины и гидропневмопривод: учеб. пособие для вузов / под ред. С. П. Стесина. - М.: Академия, 2005. - 335 с. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 332.
- 8 Гидравлика и гидропривод: учеб. пособие / Н.С.Гудилин, Е.М.Кривенко, Б.С.Маховиков, И.Л.Пастоев; Ред. И.Л.Пастоев. - 3-е изд., стереотип. - М.: МГГУ, 2001. - 519 с.: ил. - (Высшее горное образование). - Библиогр.: с. 518.
- 9 Лепешкин, А.В. Гидравлика и гидропневмопривод / А.В.Лепешкин, А.А.Михайлин, А.А.Шейпак. - 3-е изд., стереотип., в 2-х ч. - М.: МГИУ, 2005. - 350 с.: рис. - Библиогр.: с. 349-350.
- 10 Ловкис, З.В. Гидравлика и гидравлические машины. / З.В.Ловкис, Э.В.Бердышев. – М.: Колос, 1995.
- 11 Механика жидкости и газа: учеб. пособие / Ред. В.С.Швыдкой. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: ИКЦ "Академкнига", 2003. - 462 с.: рис., табл. - Библиогр.: с.458.
- 12 Пастоев, И.Л. Гидропневмопривод: учеб. пособие для вузов / И.Л.Пастоев, Н.И.Берлизев, В.Ф.Еленкин. - 2-е изд. - М.: МГГУ, 2000.
- 13 Примеры гидравлических расчетов: Учеб. Пособие / Под ред. А.И. Богомолова - 2-е изд., перераб. - М.: Транспорт, 1977. – 526 с.
- 14 Сборник задач по машиностроительной гидравлике. / Под ред. И.И. Куколевского и Л.П. Подвидза. – М.: Машиностроение, 2002.
- 15 Сугуров, Ш.Б. Гидравлика (на казахском языке). / Ш.Б.Сугуров - Алматы, 1988. -198 с.
- 16 Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод / А.А.Шейпак. - Часть 1(2), Москва, МГИУ, 2006.