

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреевец

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

ПОСОБИЕ

**к практическим и контрольным работам
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2010

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73
А65

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 22.02.2010 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

- Андреев, Ю. А.**
А65 Объемные гидро- и пневмомашинны : пособие к практ. и контрол. работам по одному курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 45 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены необходимые общие сведения, порядок выполнения расчетов, исходные данные к вариантам задач.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

1. Основные технические показатели гидромашин

Объемная подача насоса Q – это количество жидкости, прошедшее через напорный патрубок гидромашины в единицу времени. Теоретическая подача насоса Q_T – представляет собой сумму подачи и объемных потерь насоса.

Рабочий объем насоса V_0 (для объемных насосов) – это разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема рабочей камеры за оборот или двойной ход рабочего органа насоса. Теоретическая подача жидкой среды определяется геометрическими размерами и частотой вращения n (скоростью движения) рабочих органов:

$$Q_T = V_0 \cdot n, \text{ м}^3/\text{с} \text{ (л/мин)}.$$

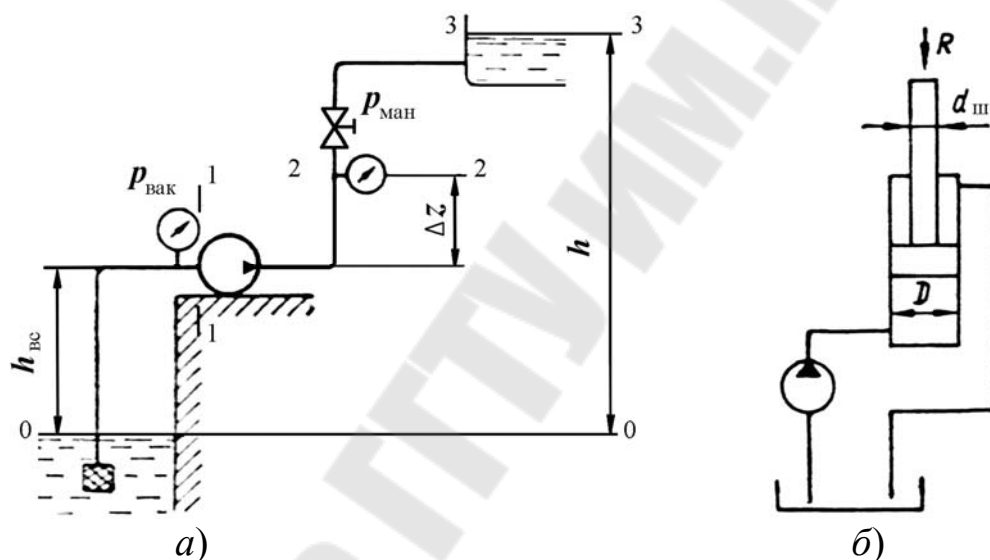


Рис. 1. – Схема насосной установки (а) и объемный гидропривод (б)

Давление насоса p – это величина, определяемая зависимостью:

$$p = p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) / 2, \text{ Па},$$

где p_2 и p_1 – давление на выходе и на входе в насос, Па;

ρ – плотность жидкой среды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

z_2 и z_1 – высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос, м;

v_2 и v_1 – скорость жидкости на выходе и на входе в насос, м/с.

Определяются из формулы расхода жидкости через сечения трубопроводов всасывающего и напорного:

$$v_1 = v_{вс} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{вс}^2}; \quad v_2 = v_{н} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{н}^2}, \text{ м/с}$$

где d_2 и d_1 – диаметры напорного и всасывающего трубопроводов, м.

Давление на входе и на выходе из насоса (рис. 1, а), в случае установки вакуумметра и манометра соответственно, определяется по этим приборам как вакуум на входе в насос $p_{\text{вак}}$ (обычно имеет знак «-») и избыточное (манометрическое) давление на выходе $p_{\text{ман}}$ (обычно имеет знак «+»).

Давление на выходе из насоса в объемном гидроприводе определяется как сумма перепада давления на гидродвигателе и потерь давления в системе. Например, для гидропривода с гидроцилиндром (рис. 1, б) давление определится по формуле:

$$p = \Delta p + \Delta p_{\text{гц}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot D^2}, \text{ Па}$$

где D и R – диаметр поршня (м) и сила, приложенная к поршню гидроцилиндра, Н;

λ и ζ – коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений;

l и d – длина и диаметр трубопровода.

Коэффициент гидравлического трения определяется в зависимости от режима движения жидкости. Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса по формуле:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu},$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Число Рейнольдса, определяющее переход от ламинарного режима к турбулентному равно 2320. Коэффициент гидравлического трения определяется по формулам:

— для ламинарного режима: $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$;

— для турбулентного режима: $\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это энергия, передаваемая насосом рабочей среде в единицу времени:

$$N_{\text{п}} = p \cdot Q, \text{ Вт.}$$

Затраченная мощность N – это энергия, потребляемая насосом (передаваемая насосу от электродвигателя), определяется по формуле:

$$N = M \cdot \omega, \text{ Вт.}$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вращения вала, с⁻¹.

Для гидромоторов выходными параметрами являются крутящий

момент $M_{\text{ГМ}}$ и частота вращения вала n , а приводится в движение гидромотор с помощью энергии жидкости, то полезная и затраченная мощности гидромотора определяются по формулам:

$$N_{\text{п}} = M_{\text{ГМ}} \cdot \omega, \quad N = \Delta p_{\text{ГМ}} \cdot Q, \text{ Вт},$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2$ – перепад давлений на гидромоторе.

Действительный расход Q гидромотора больше, чем теоретический расход $Q_{\text{т}}$, так как объемные потери гидромотора направлены в ту же сторону (на слив), что и основной поток жидкой среды. Поэтому объемный КПД гидромотора определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ГМ.об}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{т}} + q_{\text{ут}}},$$

где $q_{\text{ут}}$ – объемные потери в гидромоторе (утечки).

Следовательно, фактический расход (для гидромотора) или подача (для насоса) определяются по формулам:

$$Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_0 \cdot n}{\eta_{\text{ГМ.об}}}, \quad Q_{\text{н}} = V_0 \cdot n \cdot \eta_{\text{н.об}}, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)}:$$

где $\eta_{\text{н.об}}$ – объемный КПД насоса.

Общий КПД гидромотора представляет собой отношение:

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{M_{\text{ГМ}} \cdot \omega}{\Delta p_{\text{ГМ}} \cdot Q}.$$

Крутящий теоретический $M_{\text{т.ГМ}}$ и действительный $M_{\text{ГМ}}$ моменты на валу гидромотора определяются по формулам:

$$M_{\text{т.ГМ}} = \frac{\Delta p_{\text{ГМ}} \cdot V_0}{2 \cdot \pi} \text{ и } M_{\text{ГМ}} = \frac{\Delta p_{\text{ГМ}} \cdot V_0}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\text{мех.ГМ}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

где $\eta_{\text{мех.ГМ}}$ – механический КПД гидромотора.

Для гидроцилиндров затраченная мощность определяется как для гидромотора, а полезная мощность определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = R \cdot v_{\text{п}},$$

где R – усилие, приложенное к штоку, Н (рис. 1, б);

$v_{\text{п}}$ – скорость движения поршня, м/с.

Потери мощности в гидромашине принято подразделять на три вида и оценивать соответствующим КПД:

— гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ – характеризует потери мощности на гидравлических сопротивлениях в гидромашине;

— механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ – это величина, выражающая относительную долю механических потерь в гидромашине;

— объемный КПД $\eta_{об}$ — характеризует потери мощности при утечках жидкости в гидромашине.

КПД гидромашины представляет собой произведение всех КПД

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об}.$$

2. Поршневые насосы. Допускаемая высота всасывания

К *поршневым* насосам относят возвратно-поступательные насосы, у которых рабочие органы выполнены в виде поршней.

Поршневые насосы классифицируют:

- по числу поршней: одно-, двух-, трех- и многопоршневые;
- по организации процессов всасывания и нагнетания: одно-, двустороннего и дифференциального действия;
- по кинематике приводного механизма: вальные насосы с кривошипно-шатунным механизмом, кулачковые и прямодействующие.

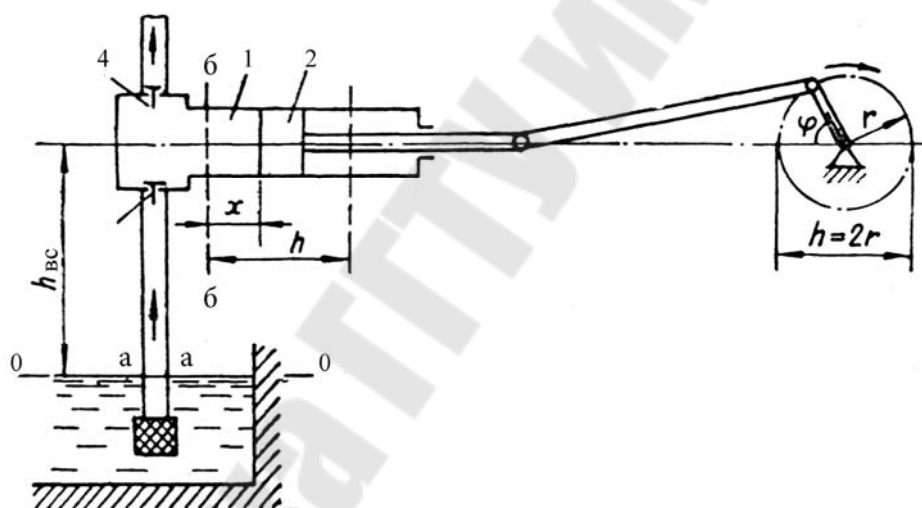


Рис. 2. — Схема однопоршневого насоса одностороннего действия

Наиболее простым является поршневой насос одностороннего действия с кривошипно-шатунным механизмом (рис. 2). В нем для вытеснения жидкости используется движение поршня в одну сторону. При движении поршня вправо объем замкнутой части цилиндра возрастает, давление понижается и становится ниже атмосферного, под его действием открывается всасывающий клапан 3 и жидкость заполняет цилиндр 1, следуя за поршнем 2. При обратном ходе поршня (справа налево) объем замкнутой части цилиндра уменьшается, давление при этом резко возрастает, открывается нагнетательный клапан 4 и жидкость, вытесняется поршнем в напорный трубопровод.

В насосе двустороннего действия (рис. 3, а) не прекращается

подача в период всасывания. Вытеснение жидкости происходит при движении поршня в обе стороны. При движении поршня вправо происходит всасывание жидкости в левую рабочую камеру и нагнетание из правой рабочей камеры, и наоборот.

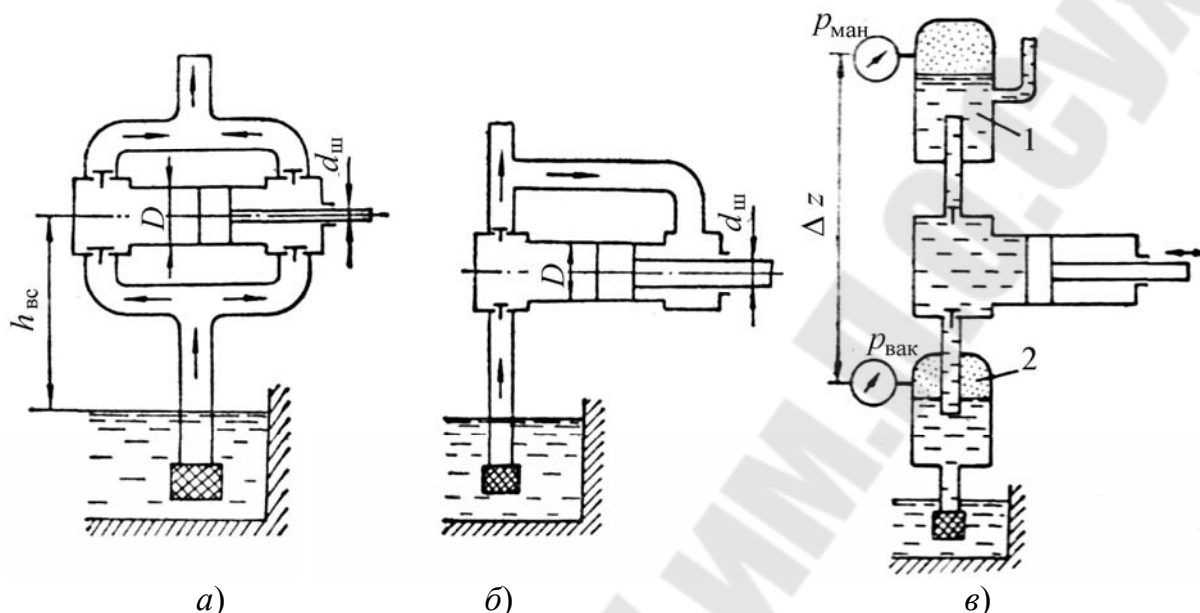


Рис. 3. - Схемы однопоршневых насосов двустороннего (а) дифференциального действия (б) и с установкой воздушных колпаков (в)

В поршневом насосе дифференциального действия (рис. 3, б) всасывающий трубопровод подводится к левой камере цилиндра насоса, а на выходе из правой камеры отсутствует нагнетательный клапан. Процесс всасывания происходит так же, как и в насосе одностороннего действия, а процесс вытеснения характерен тем, что жидкость поступает одновременно в нагнетательный трубопровод и в правую рабочую камеру. Всасывание жидкости в левую камеру сопровождается вытеснением жидкости из правой камеры. Таким образом, подача осуществляется за двойной ход поршня, а всасывание – за один его ход.

Идеальная подача насоса определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительная подача насоса меньше теоретической из-за утечек жидкости в сопряжениях деталей и уплотнениях насоса, некоторого запаздывания открытия и закрытия клапанов, выделения воздуха из жидкости под действием вакуума:

$$Q = \frac{V_0 \cdot n}{60} \cdot \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\eta_{об} < 1$ – объемный КПД.

Рабочий объем V_0 определяется по формулам:

1) для насоса одностороннего действия (рис. 2):

$$V_0 = S \cdot h, \text{ м}^3$$

где S – площадь поперечного сечения поршня, м^2 ;

$h = 2 \cdot r$ – ход поршня (r – радиус кривошипа), м ;

2) для насоса двухстороннего действия (рис. 3, а):

$$V_0 = S \cdot h + (S - S_{ш}) \cdot h = (2 \cdot S - S_{ш}) \cdot h,$$

где $S_{ш}$ – площадь сечения штока, м^2 ;

Зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа φ (рис. 2.1) приближено описывается выражением:

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi).$$

Скорость и ускорение поршня определяются по формулам:

$$v_{\text{п}} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi, \quad a_{\text{п}} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi,$$

где ω – угловая скорость кривошипа.

Во всасывающем трубопроводе поршневого насоса одностороннего действия жидкость движется с ускорением:

$$a_{\text{вс}} = a_{\text{п}} \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} \cdot \cos \varphi,$$

где $a_{\text{п}}$ – ускорение поршня;

$S_{\text{вс}}$ и $S_{\text{п}}$ – площади поперечного сечения всасывающего трубопровода и поршня.

Часть напора поршневого насоса тратится на преодоление инерционных сил и сопротивления всасывающего клапана. Максимальное ускорение и силы инерции имеют место в начальные моменты движения поршня, когда его скорость и скорость жидкости во всасывающем трубопроводе теоретически равны нулю. Кроме того, в начальные моменты движения поршня при всасывании происходит и открытие всасывающего клапана.

Допускаемая высота всасывания поршневого насоса одностороннего действия (рис. 2) определяется из уравнения Бернулли для сечений a – a и b – b относительно плоскости сравнения 0 – 0 и имеет вид:

$$h_{\text{вс}} \leq \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{ин}} - h_{\text{кл}},$$

где p_a и $p_{\text{н.п}}$ – атмосферное давление и давление насыщенных паров, Па;

$h_{\text{ин}}$ и $h_{\text{кл}}$ – инерционный напор и потери напора во всасывающем клапане.

Инерционный напор в начальный момент ($\varphi = 0$) определяется по формуле:

$$h_{\text{ин}} = a_{\text{вс}} \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{g} = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{g},$$

где $l_{\text{вс}}$ – длина всасывающего трубопровода.

Для выравнивания подачи поршневых насосов и уменьшения инерционных сил, возникающих при их работе, и для увеличения допустимой высоты всасывания применяют воздушные колпаки. Они представляют собой разновидность гидравлического аккумулятора и устанавливаются в конце всасывающего трубопровода и в начале нагнетательного, как можно ближе к насосу (рис. 3, в). В периоды рабочего цикла, когда мгновенная подача Q' насоса больше средней Q , происходит заполнение нагнетательного воздушного колпака 1 и сжатие воздуха под его сводом. Когда же $Q' < Q$, жидкость покидает полость колпака под давлением сжатого воздуха и дополняет основную подачу насоса, поступающую из цилиндра.

Во всасывающем воздушном колпаке 2 происходит обратный процесс: в период, когда мгновенный расход всасывания насоса Q' больше среднего значения Q , жидкость поступает в цилиндр насоса одновременно из всасывающего трубопровода и из воздушного. Когда же $Q' < Q$, жидкость во всасывающем трубопроводе, двигаясь по инерции, накапливается в воздушном колпаке.

При наличии всасывающего воздушного колпака допускаемая высота всасывания насоса может быть получена по формуле:

$$h_{\text{вс}} \leq \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п1}} - h_{\text{кл}} - r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} \cdot \frac{l_2}{g},$$

где $h_{\text{п1}}$ – потери напора по длине всасывающей трубы от клапана до места включения воздушного колпака;

l_2 – длина всасывающего трубопровода от места включения воздушного колпака до входного отверстия насоса.

Объем воздушного колпака определяется по формуле:

$$V_{\text{к}} = \frac{3}{2} \cdot V_{\text{ср}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{\sigma_p},$$

где V – аккумулирующий объем воздушного колпака;

$\sigma_p = 0,02 \dots 0,05$ – эмпирический коэффициент неравномерности давления (меньшие значения принимают для длинных трубопроводов).

Средний объем воздуха в воздушном колпаке обычно равен:

— для однопоршневых насосов $V_{\text{ср}} = 10 \cdot S \cdot h$,

— для двухпоршневых насосов $V_{\text{ср}} = 5 \cdot S \cdot h$.

При определении допустимой высоты всасывания любого объемного насоса из условия бескавитационной работы насоса необходимо составить уравнение Бернулли для уровня жидкости в баке и для входного сечения насоса (рис. 4):

$$\frac{p_{\text{атм}}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} + H_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} + H_{\text{вс}} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{\phi} \right),$$

После преобразования допустимая высота всасывания определится по формуле:

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{\phi} \right), \text{ м},$$

где $p_{\text{вс}}$, $\Delta h_{\text{вс}}$, $v_{\text{вс}}$ – давление, потери напора и скорость на входе в насос.

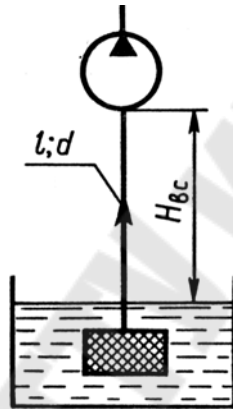


Рис. 4. - Схема установки насоса

3. Расчет основных параметров объемных гидромашин

Объемными называются гидромашинны в которых за один рабочий цикл (оборот вала) происходит изменение объемов рабочих камер.

Всякая объемная гидравлическая машина имеет рабочий орган, который состоит из нескольких взаимодействующих деталей определенной геометрической формы, образующих полость изменяемого объема – рабочую камеру. Под *рабочей камерой* насоса (или гидромотора) понимается ограниченное изолированное пространство, образованное деталями насоса с периодически увеличивающимся и уменьшающимся при работе насоса объемом и попеременно сообщающееся соответственно с всасывающими и нагнетательным каналами.

Детали, образующие полости изменяемого объема и отделяющие входную полость от выходной, являются *основными* деталями всякой объемной гидромашинны. Форма вытеснителей и способ замы-

кания вытесняемого объема определяет кинематику и конструктивный тип гидромашины.

Рабочим органом, непосредственно совершающим работу вытеснения, является вытеснитель – поршень (плунжер), пластины, зубчатое колесо, диафрагма и т. д.

В гидравлических приводах (системах) применяют преимущественно *роторные насосы*, под которыми понимают объемные насосы с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса. К ним относятся зубчатые (шестеренные), винтовые, шибберные, роторно-поршневые и другие насосы.

Особый характер процессов всасывания и вытеснения жидкой среды в роторных насосах, перенос рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания позволяет отказаться в конструкции этих насосов от всасывающих и нагнетательных клапанов.

Роторный насос, как правило, состоит из статора (неподвижного корпуса), ротора, жестко связанного с ведущим валом насоса, и вытеснителей. Рабочий процесс роторного насоса можно разделить на три этапа:

- 1) заполнение рабочих камер жидкостью из полости всасывания;
- 2) замыкание рабочих камер и перенос их из полости всасывания в полость нагнетания;
- 3) вытеснение жидкости из рабочих камер в полость нагнетания.

Конструктивные особенности роторных насосов, их рабочий процесс позволяют указать на ряд характерных свойств:

- обратимость – возможность работы насоса в режиме гидромотора;
- значительная быстроходность (частота вращения ротора может достигать 5000...7000 об/мин);
- высокая равномерность подачи, обусловленная большим количеством рабочих камер;
- сравнительно малая подача и высокое давление;
- самовсасывание – способность создавать вакуум, достаточный для подъема жидкой среды во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса (в пределах допускаемой высоты всасывания).

Объемные гидромашины могут быть *нерегулируемые* и *регулируемые*, т.е. с постоянным и с переменным рабочим объемом. Кроме того, различают *неревверсивные* и *ревверсивные* гидромашины – с постоянным и с переменным направлением вращения выходного звена.

3.1. Шестеренные гидромашины

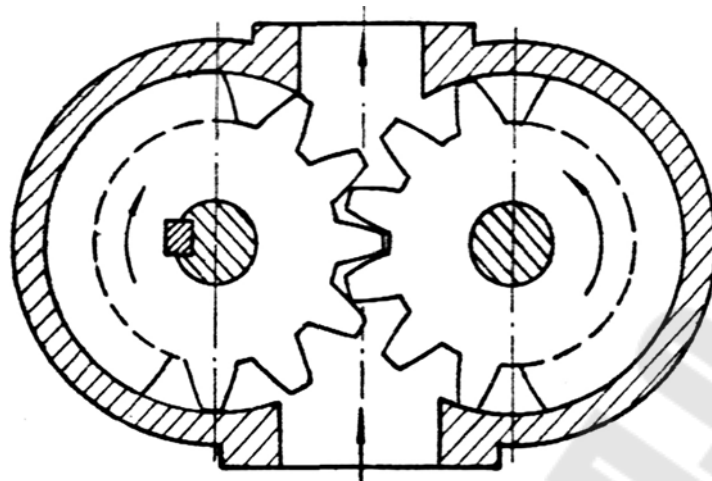


Рис. 5. – Шестеренный насос с внешним зацеплением

Шестеренные гидромашины, особенно шестеренные насосы (рис. 5), в силу простоты конструкции получили широкое распространение. *Шестеренным* называют зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент. В простейшем случае это пара шестерен, находящихся в зацеплении, установленная в плотно охватывающем корпусе (с малыми зазорами). При вращении шестерен жидкость, заполняющая их впадины, переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где при вступлении очередной пары зубьев в зацепление происходит вытеснение жидкости.

Рабочие камеры шестеренного насоса находятся между двумя соседними зубьями и корпусом.

Рабочий объем шестеренной гидромашины определяется по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_n \cdot b, \text{ м}^3$$

где $m = D_n / z$ – модуль зацепления, м;

z – число зубьев;

b – ширина шестерни, м;

D_n – диаметр начальной окружности, м.

Подача шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_{об} = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где $\eta_{об} = 0,7 \dots 0,95$ – объемный КПД шестеренного насоса.

Частота вращения вала и крутящий момент шестеренного гидромотора определяются как для любого объемного гидромотора (см. п.1).

3.2. Винтовые гидромашины

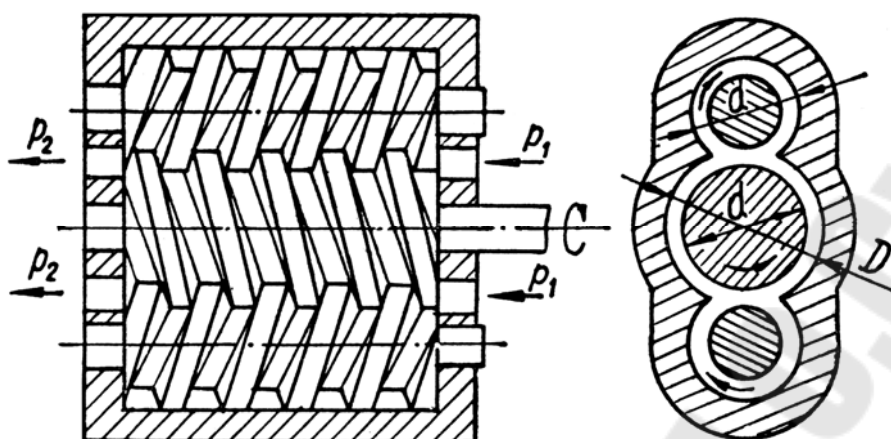


Рис. 6. – Трехвинтовой объемный насос

К *винтовым* относят роторно-вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов. Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением (рис. 6), отличающиеся высоким напором, равномерностью подачи, бесшумностью работы.

Трехвинтовой насос имеет три винта, установленных на цапфах параллельно друг другу в плотно охватывающем корпусе. Средний винт – ведущий, два других винта, находящиеся с ним в зацеплении, – ведомые. Торцы всех винтов открываются с одной стороны во всасывающую полость насоса, с другой – в нагнетательную. При вращении ведущего винта жидкость, заполняющая его впадины, перемещается в осевом направлении от всасывающей полости к нагнетательной. Роль гребенки, удерживающей жидкость от вращения вместе с ведущим винтом, играют два других винта-замыкателя.

При повороте ведущего винта насоса на один оборот жидкость, заполняющая пазы всех винтов, перемещается вдоль их осей на расстояние одного шага винта τ . Площадь поперечного сечения каналов, образованных винтовыми пазами, равна разности площади сечения S расточки корпуса и площади сечения S_B винтов. Рабочий объем винтового насоса определяется по формуле:

$$V_0 = (S - S_B) \cdot \tau.$$

Рабочий объем можно вычислить по следующим соотношениям:
— для насоса с двумя одинаковыми винтами:

$$V_0 = (S - S_B) \cdot \tau = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot \tau,$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры винта;

— для насоса с тремя одинаковыми винтами:

$$V_0 = (S - S_B) \cdot \tau = 1,243 \cdot d^2 \cdot \tau,$$

где d – внутренний диаметр ведущего винта или наружный диаметр ведомого винта.

Шаг винта, как правило, находится из соотношения:

$$\tau = \frac{10}{3} \cdot d.$$

Подача насоса определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,9$ – объемный КПД винтового насоса.

3.3. Пластинчатые гидромашины

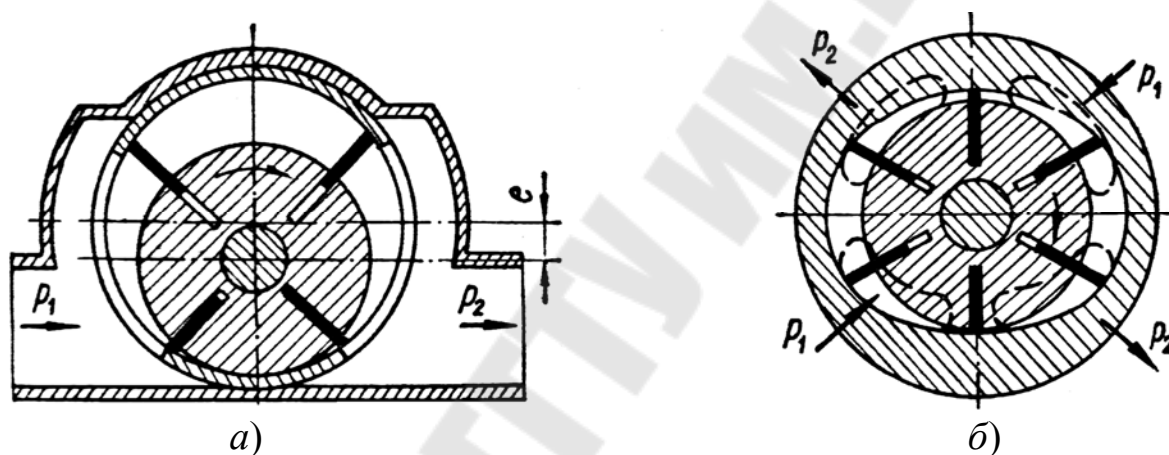


Рис. 7. – Пластинчатые насосы:
а) одинарного действия; б) двойного действия.

Пластинчатая гидромашина это – роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин, совершающих вращательное и возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движения.

Эти машины являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Устройство простейшего пластинчатого насоса однократного действия (рис. 7, а): в цилиндрической расточке корпуса насоса – статоре эксцентрично вращается цилиндрический ротор, имеющий радиальные пазы, в которых установлены пластины-вытеснители. При вращении ротора пластины прижимаются к внутренней поверхности статора центробежными силами либо специальными пружинами. Объем, заключенный между соседними пластинами, по мере враще-

ния ротора изменяется по величине. В зоне всасывания увеличивающийся объем между пластинами заполняется жидкостью. В зоне нагнетания этот объем уменьшается и жидкость из него вытесняется в напорную линию.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия приблизительно можно определить по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b,$$

где e – эксцентриситет; b – ширина пластины; R – радиус статора; z – число пластин; δ – толщина пластины.

В пластинчатом насосе двукратного действия (рис. 7, б) подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Ротор в таком насосе установлен концентрично статору ($e = 0$), внутренняя поверхность которого имеет специальный профиль, близкий к эллиптическому. Предусматриваются два всасывающих и два нагнетательных окна, расположенные диаметрально противоположно.

Рабочий объем насоса двукратного действия:

$$V_0 = 2 \cdot b \cdot [\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2) \cdot z \cdot \delta],$$

где R_1 и R_2 – большая и малая полуоси профиля поверхности статора.

Подача пластинчатого насоса может быть вычислена по общей формуле с учетом объемного КПД $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,98$.

Рабочий объем и подачу пластинчатого насоса однократного действия можно регулировать путем изменения эксцентриситета e .

Показатели пластинчатых гидромоторов – частота вращения вала и крутящий момент определяются как для любого объемного гидромотора (см. п.1).

3.4. Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневой насос – это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора перпендикулярна к осям рабочих органов или составляет с ними угол более 45° .

В теле ротора **1** (рис. 8) предусмотрено несколько радиальных цилиндров, в которых установлены поршни **2**. Ось вращения ротора смещена на величину e относительно оси обоймы **3** статора. Поршни всегда прижимаются к обойме центробежными силами, а также пружинами, находящимися в цилиндрах ротора.

При вращении ротора поршни совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора. При этом рабочие

камеры (цилиндры) поочередно сообщаются с всасывающей полостью, когда поршни отходят от центра распределительного вала, и с нагнетательной полостью, когда они движутся к центру вала, вытесняя жидкость в напорную линию.

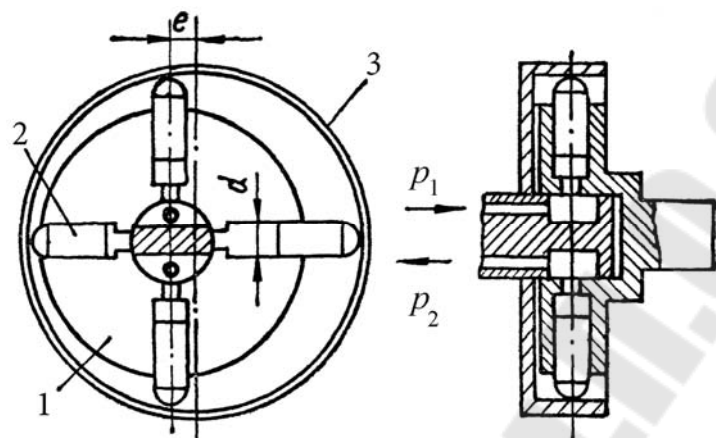


Рис. 8. – Схема радиально-поршневого насоса

Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z,$$

где d – диаметр цилиндра;
 e – эксцентриситет;
 z – количество цилиндров.

Подача радиально-поршневого насоса или расход мотора могут быть вычислены по общим формулам с учетом объемного КПД $\eta_{об} = 0,7...0,9$.

Радиально-поршневые гидромашины многократного действия часто применяются в качестве высокомоментных гидромоторов. Частота вращения вала и крутящий момент определяются как для любого объемного гидромотора (см. п.1).

3.5. Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45° .

В роторе *1* (рис. 9, *a*) параллельно оси его вращения равномерно по окружности диаметра D выполнено несколько сквозных цилиндрических отверстий, которые с одной стороны закрыты подвижными поршнями *2*, а с другой – диском *3*, который выполняет функции распределительного золотника.

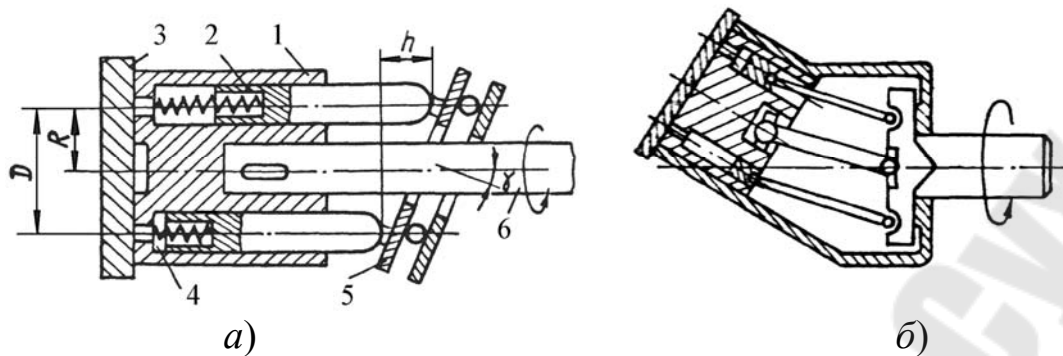


Рис. 9. – Схемы аксиально-поршневых гидромашин:
 а) с наклонным диском; б) с наклонным блоком.

Поршни 2 своими выступающими сферическими торцами с помощью пружин 4 постоянно прижаты к наклонному диску 5, установленному в корпусе насоса на упорном подшипнике под углом γ к оси ротора, который приводится во вращение валом 6. При вращении вала поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора, причем за один оборот ротора каждый поршень совершает один всасывающий и один нагнетательный ход. Распределительный диск 3 при этом не вращается. Имеющиеся в нем два дугообразных окна соединены: одно со всасывающим, другое с нагнетательным каналами насоса. Рабочий объем насоса определяется по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z,$$

где d – диаметр поршня; z – количество поршней;

D – диаметр окружности, на котором расположены оси поршней в блоке.

Подача аксиально-поршневого насоса может быть вычислена по общей формуле с учетом объемного КПД $\eta_{об} = 0,95 \dots 0,98$.

В технике широко применяют аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком (рис. 9, б). Некоторые типы аксиально-поршневых насосов допускают регулирование рабочего объема и подачи насоса изменением угла γ .

Аксиально-поршневые гидромашины получили значительное распространение в качестве регулируемых и нерегулируемых гидромоторов, частота вращения вала и крутящий момент определяются как для любого объемного гидромотора (см. п. 1).

3.6. Характеристики роторных гидромашин

Характеристикой роторного насоса, как и всех объемных насосов, называют графическую зависимость основных технических пока-

зателей (объемной подачи, КПД и прочих) от давления при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

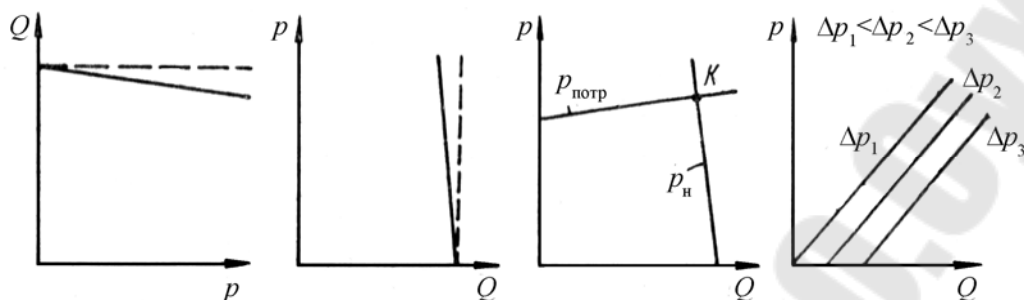


Рис. 10. – Характеристики роторных насосов

Характеристика роторного насоса – зависимость $Q = f(p)$ – ниспадающая кривая (рис. 10, а), так как с ростом давления увеличиваются утечки жидкости через зазоры. В ряде случаев характеристику роторного насоса представляют в виде зависимости p, N, η от Q .

Характеристикой гидромотора называют зависимость частоты вращения вала n от расхода Q при постоянном перепаде давлений (рис. 10, з). Для каждого значения перепада давлений характеристика представляет собой практически прямую линию. При $\Delta p_{\text{гм}} = 0$ гидромотор работает в режиме холостого хода и характеристика проходит через начало координат. При повышении давления нагнетания увеличиваются утечки в гидромоторе и их компенсация осуществляется при определенной частоте вращения вала.

Контрольные задания

Задача № 1. При испытании насоса на масле И-20 (плотность $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 0,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) измерены: вакуум на входе $p_{\text{вак}} = 20 \text{ кПа}$, избыточное давление на выходе из насоса $p_{\text{ман}}$, момент на валу M , частота вращения $n = 1500 \text{ об/мин}$, расстояние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и центром манометра $\Delta z = 0$ (рис. 1, а), подача насоса Q . Определить КПД насоса, если диаметры всасывающего и напорного трубопроводов $d_{\text{вс}} = 25 \text{ мм}$, $d_{\text{н}} = 16 \text{ мм}$.

Таблица 1

Исходные данные к задаче №1

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	40	20	25	64	45	56	63	80	32	30
M , Н·м	50	40	71,5	139	43	105	123	69	33,5	25
$p_{\text{ман}}$, МПа	10	16		12,5			6,3			

Задача № 2. Объемный насос с рабочим объемом V_0 , объемным КПД $\eta_{об}$; общим КПД η и потребляемой мощностью N , подает рабочую жидкость в гидроцилиндр диаметром D . К штоку приложено усилие R (рис. 1, б). С какой частотой вращается вал насоса, если потери давления в системе составляют 10% давления в гидроцилиндре.

Таблица 2

Исходные данные к задаче №2

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_0, \text{см}^3$	22	8	12,5	16	20	25	32	45	56	63
$\eta_{об}/\eta$	0,91/0,7	0,74/0,56	0,77/0,63	0,81/0,7	0,85/0,75	0,88/0,8	0,95/0,89	0,8/0,73	0,86/0,75	0,96/0,9
$N, \text{кВт}$	5	4,1	5,8	5,65	8,9	8,45	18,2	15,1	19,6	23
$R, \text{кН}$	12,5	19,2	31	49,2	77	93	120	7,7	23,7	58,6
$D, \text{мм}$	40	50,	63	80	63	100	125	40	70	110

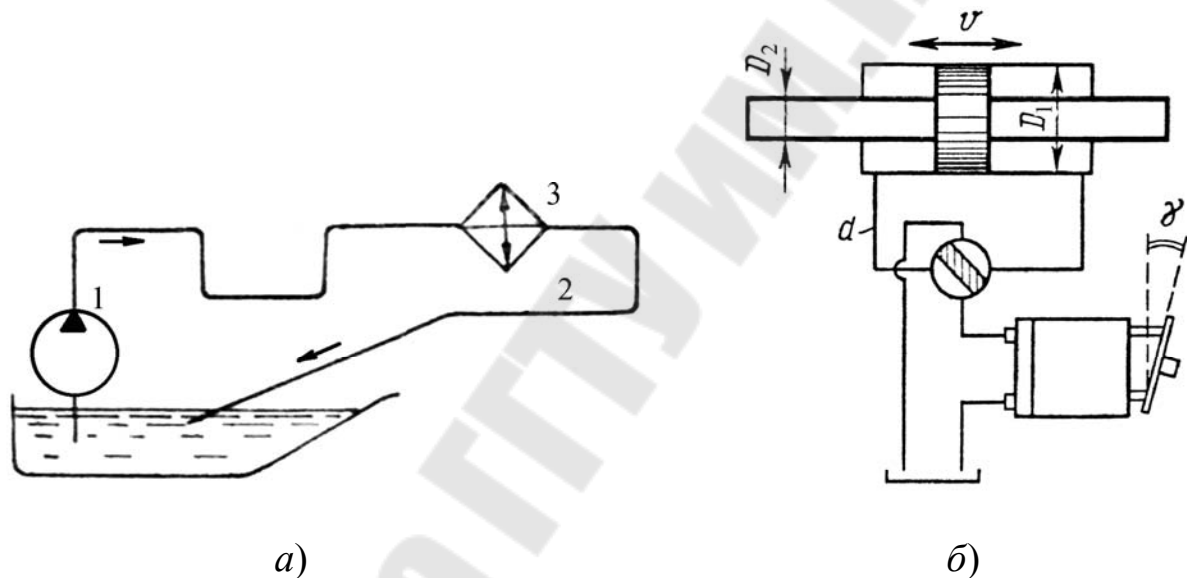


Рис. 11. – Схемы к задачам

Задача № 3. В системе смазки двигателя внутреннего сгорания шестеренный насос нагнетает масло по трубопроводу в теплообменник 3, из которого жидкость, сливается в бак по трубопроводу 2 (рис. 11, а). Определить необходимое давление насоса, пренебрегая потерями давления во всасывающей трубе, если подача Q , размеры напорного трубопровода $l_1, d_1=10$ мм, сливного – $l_2, d_2=16$ мм, кинематическая вязкость масла в трубопроводе 1 $\nu_1=8$ мм²/с, в трубопроводе 2 – $\nu_2=11$ мм²/с, плотность масла ρ . Трубопровод 1 имеет пять колен ($\zeta_k=0,3$), трубопровод 2 – три колена. Теплообменник 3 рассматривать как местное сопротивление с коэффициентом $\zeta=2$, коэффициент сопротивления входа в трубу 1 $\zeta_{вх}=0,5$, коэффициент сопротивления выхода из трубы 2 $\zeta_{вых}=1$.

Таблица 3

Исходные данные к задаче №3

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	15	22	25	33	46	55	60	81	93	120
ρ , кг/м ³	895		900		860		910		850	
l_1/l_2	1,8/1,1		0,6/0,5		2,1/2,0		1,5/1,1		2,6/2,2	

Задача № 4. Определить давление объемного насоса, мощность которого N , при частоте вращения $n = 1440$ об/мин, если его рабочий объем V_0 , общий КПД η , объемный КПД $\eta_{об}$.

Таблица 4

Исходные данные к задаче №4

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_0 , см ³	16	20	25	32	45	56	63	80	90	125
$\eta_{об}/\eta$	0,81/0,7	0,85/0,75	0,88/0,8	0,95/0,89	0,8/0,73	0,86/0,75	0,96/0,9	0,88/0,83	0,96/0,9	0,97/0,91
N , кВт	5,65	8,9	8,45	26,8	15,1	19,6	50	26	48	102,3

Задача № 5. При работе гидроцилиндра (рис. 1, б) с диаметром поршня $D = 200$ мм, его расход рабочей жидкости Q , давление в поршневой полости p , противодействие в сливной полости $p_{пр} = 0,1$ МПа.

Определить полезную и потребляемую мощности гидроцилиндра, если механический КПД $\eta_{мех} = 0,95$, объемный КПД $\eta_{об} = 1$, гидравлический КПД $\eta_r = 1$. Диаметр штока $d = 80$ мм.

Таблица 5

Исходные данные к задаче №5

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	5,3	8,9	14,4	19,4	25,5	33	45,6	56	73,9	90
p , МПа	12,5	14	6,3	10	16	12,5	20	14	16	32

Задача № 6. Поршень гидроцилиндра диаметром D поднимается вверх со скоростью v_p , преодолевая усилие R (рис. 1, б). Определить подачу и давление насоса, а также полезную мощность гидроцилиндра, если механический и объемный КПД цилиндра $\eta_{мех} = 0,98$, $\eta_{об} = 1$. Масса поршня со штоком m . Давлением жидкости в штоковой полости гидроцилиндра пренебречь.

Таблица 6

Исходные данные к задаче №6

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	12,5	19,2	31	49,2	77	93	120	7,7	23,7	58,6
D , мм	40	50	63	80	100	110	125	40	70	110
m , кг	100	200	300	400	600	700	650	50	75	150
v , см/с	1	3	1,5	0,5	2,5	2	1	1,5	2,5	3

Задача № 7. Гидромотор развивает крутящий момент M при частоте вращения n . Определить расход, давление и мощность потока жидкости на входе в гидромотор, если его рабочий объем V_0 , механический КПД $\eta_{\text{гм.мех}}$, объемный КПД $\eta_{\text{гм.об}}$, а давление жидкости на сливе $p = 80$ кПа.

Таблица 7

Исходные данные к задаче №7

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
M , Н·м	22	44	115	179	370	600	940	1500	2380	3780
n , об/мин	480	378	300	240	750	480	480	300	300	240
V_0 , см ³	16	32	80	125	100	160	250	400	630	1000
$\eta_{\text{мех}}/\eta_{\text{об}}$	0,88/0,96	0,89/0,98	0,92/0,98	0,92/0,98	0,95/0,95					

Задача № 8. Определить КПД гидромотора, если давление жидкости на входе p_1 , расход Q , частота вращения вала n , крутящий момент M , давление на сливе $p_2 = 0,05$ МПа, рабочий объем V_0 .

Таблица 8

Исходные данные к задаче №8

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_1 , МПа	6,3	12,5	8	6,3	8	20				
Q , л/мин	10,8	20	40	77	154	29	59	106	142	203
V_0 , см ³	11,2	20	40	80	140	11,6	28	56	112	160
n , об/мин	960					2400	2000	1800	1200	1200
M , Н·м	9,6	36	45	68	136	35	84	168	336	480

Задача № 9. Гидравлическая система состоит из насоса и гидромотора, соединенных гидролиниями. Заданы следующие параметры: объемный КПД насоса $\eta_{\text{н.об}}=0,96$; частоты вращения насоса и мотора равны n ; действительный момент на валу мотора $M_{\text{гм}}$. Гидромеханический КПД гидромотора $\eta_{\text{гм.мех}}=0,94$, перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{\text{гм}}$. Рассчитать: теоретический момент на гидромоторе, его рабочий объем и мощность, а также необходимую подачу насоса.

Таблица 9

Исходные данные к задаче №9

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
M , Н·м	1500	2600	3500	29	100	71,5	43	210	12,5	69
n , об/мин	80	60	40	2950	1440	2240	1000	1440	2000	1500
$\Delta p_{\text{гм}}$, МПа	9,5	11	8	16	10	20	12,5	9	4,5	13,5

Задача № 10. Построить график изменения скорости перемещения поршня силового гидроцилиндра в зависимости от угла γ наклона шайбы регулируемого аксиально-поршневого насоса (рис. 11, б). Пределы изменения угла $\gamma = 0 \dots 30^\circ$. Параметры гидроцилиндра: диаметр поршня

D_1 , диаметр штока $D_2 = 0,6 \cdot D_1$. Параметры насоса: число поршней $z = 7$, $n = 800$ об/мин, диаметр поршней d , диаметр окружности центров поршней $D = 2,7 \cdot d$. Объемные потери не учитывать.

Таблица 10

Исходные данные к задаче №10

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D_1 , мм	95	135	175	225	275	112	210	255	325	235
d , мм	20	25	30	35	40	22	34	38	45	36

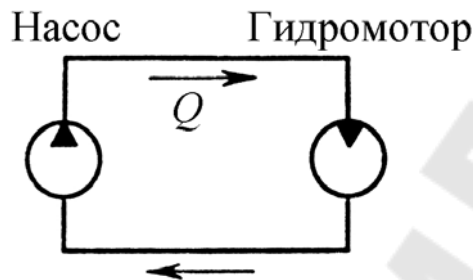


Рис. 12. – Схема к задаче № 11

Задача № 11. В объемном гидроприводе насос соединен с гидромотором двумя трубами длиной l и диаметром d (рис.12). Определить мощность, теряемую в трубопроводе и перепад давления на гидромоторе, если полезная мощность насоса $N_{п}$, а расход жидкости Q . Рабочая жидкость – трансформаторное масло.

Таблица 11

Исходные данные к задаче №11

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N_{п}$, кВт	5	6	7,5	10	12	14	5	10	8	10
Q , л/с	0,5	0,62	0,75	0,98	1,24	1,4	0,5	1,0	0,76	1,06
l , м	36	40	44	50	56	60	30	52	44	54
d , мм	18	20	22	25	28	30	18	25	22	26

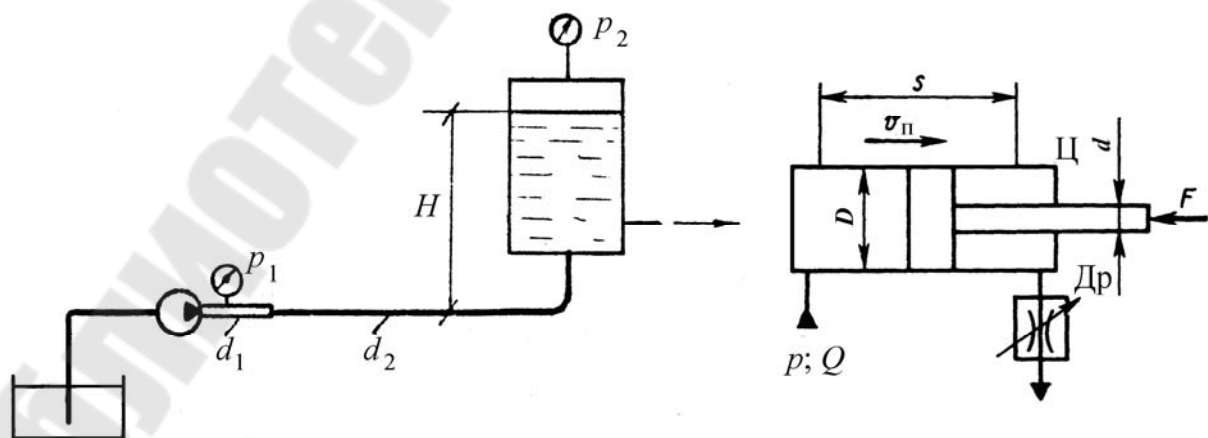


Рис. 13. – Схемы к задачам

Задача № 12. Насос подает жидкость в напорный бак (рис. 13, а), в котором установился постоянный уровень жидкости на высоте H и постоянное давление p_2 . Манометр, установленный на выходе из насоса на трубе диаметром d_1 , показывает давление p_1 . Определить подачу насоса, если диаметр трубы, подводящей жидкость к баку d_2 , коэффициент сопротивления этой трубы равен ζ . Принять режим движения жидкости – турбулентный.

Таблица 12

Исходные данные к задаче №12

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H , м	2,0	1,5	1,0	2,0	1,0	2,0	1,5	1,0	2,0	1,0
p_2 , МПа	0,2	0,1	0,8	0,3	0,5	0,2	0,1	0,8	0,3	0,5
p_1 , МПа	0,25	0,5	1,2	0,38	1,0	0,25	0,5	1,2	0,38	1,0
d_1 , мм	75	75	50	100	100	75	75	50	100	100
d_2 , мм	50	50	40	75	50	50	50	40	75	50
ζ	0,5	0,8	0,5	0,75	0,5	0,5	0,8	0,5	0,75	0,5
р. ж.	И-20		И-30			масло АУ		масло Т-22		

Задача № 13. Шток силового цилиндра \mathcal{C} нагружен силой F (рис. 13, б) и под действием давления p перемещается вправо, совершая рабочий ход S за время t . Рабочая жидкость при этом из штоковой полости цилиндра сливается через дроссель $\mathcal{D}p$. Диаметры поршня и штока равны D и d . Определить необходимое давление p рабочей жидкости в левой части цилиндра и потребную подачу Q . Потери давления на дросселе $\Delta p_{\mathcal{D}p} = 250$ кПа. Механический и объемный КПД цилиндра $\eta_{\text{мех}} = 0,9$; $\eta_{\text{об}} = 0,97$.

Таблица 13

Исходные данные к задаче №13

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	30	25	20	15	10	15	20	25	30	35
S , мм	500	560	450	400	360	320	360	400	450	500
t , с	20	25	18	15	13	10	15	25	30	35
D , мм	160	125	100	80	63	80	100	125	160	200
d , мм	50	40	32	40	25	40	40	50	63	50

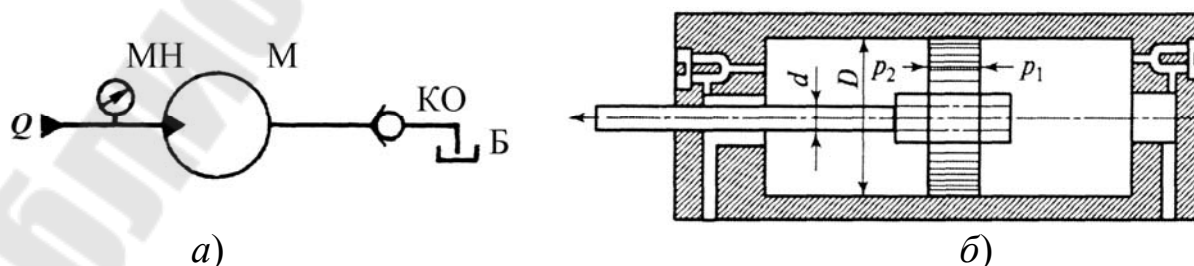


Рис. 14. – Схемы к задачам

Задача № 14. Вал гидромотора M , рабочий объем которого V_0 , нагружен крутящим моментом $M_{ГМ}$. К двигателю подводится поток рабочей жидкости (рис. 14, а) расходом Q . Гидромеханический и объемный КПД двигателя $\eta_{ГМех}$, $\eta_{об} = 0,96$. Определить частоту вращения вала гидромотора и показание манометра $MН$, установленного непосредственно перед двигателем, если потери давления в обратном клапане $КО$ составляют $\Delta p_{КО} = 15$ кПа. Длина сливной линии $l_{сл}$, диаметр $d_{сл}$. Эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,05$ мм.

Таблица 14

Исходные данные к задаче №14

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
жидкость	трансформаторное	турбинное Т-30	АМГ-10	масло АУ	И-12	И-20	И-30	И-50	турбинное Т-57	трансформаторное
Q , л/мин	18	20	22	24	26	28	30	35	40	50
V_0 , см ³	100	80	40	50	63	40	50	40	80	160
$M_{ГМ}$, Н·м	50	45	40	35	30	25	20	15	10	10
$\eta_{ГМех}$	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,9	0,8	0,81	0,82	0,83
$l_{сл}$, м	3,0	3,2	3,3	3,1	2,9	2,8	2,7	2,5	2,4	2,2
$d_{сл}$, мм	10	10	12	12	12	12	16	16	16	20

Задача № 15. Определить давление p_1 , которое нужно приложить к поршню силового цилиндра (рис. 14, б) для создания силы F вдоль штока. Силы трения поршня в цилиндре и штока в сальнике равны 10 % от полного давления на поршень. Избыточное давление на левую сторону поршня $p_2 = 9,81$ Н/см²; диаметр поршня D ; диаметр штока d .

Таблица 15

Исходные данные к задаче №15

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	7850	12100	19200	23700	31000	39200	48500	12300	30600	76900
D , мм	100	50	63	70	80	90	100	40	63	100
d , мм	30	25	32	20	40	40	50	20	32	50

Задача № 16. Определить допускаемую высоту всасывания поршневого насоса двухстороннего действия при частоте вращения n , если диаметр цилиндра $D = 220$ мм, диаметр штока $d_{шт} = 50$ мм, ход поршня h , объемный КПД $\eta_{об} = 0,9$, сопротивление всасывающего клапана $h_{кл} = 0,7$ м, температура воды t . Всасывающая труба длиной $l = 8$ м и диаметром $d = 150$ мм имеет три колена ($\zeta_k = 0,3$), задвижку ($\zeta_3 = 4,5$) и приемный клапан ($\zeta_{кл} = 2,5$). Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,03$. Как изменится допустимая высота всасывания насоса в после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка l_1 и l_2 .

Таблица 16

Исходные данные к задаче №16

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n , об/мин	60	30	20	40	80	50	100	90	70	110
h , мм	240	450	120	360	160	280	500	140	320	400
t , °С	20		40		60		40		20	
l_1/l_2 , м	7/1					6/2				

Задача № 17. Определить допускаемую частоту вращения кривошипа поршневого насоса (рис. 3, *a*), который откачивает воду с температурой t из колодца глубиной $h_{вс}$, если диаметр цилиндра $D = 200$ мм, диаметр штока $d_{шт} = 80$ мм, ход поршня h , объемный КПД $\eta_{об} = 0,95$, потери напора на всасывающем клапане $h_{кл} = 0,6$ м. Всасывающая труба длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 140$ мм имеет суммарный коэффициент сопротивления $(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta) = 15$. Как изменится допускаемая частота вращения кривошипа после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка l_1 и l_2 .

Таблица 17

Исходные данные к задаче №17

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$h_{вс}$, м	3,8	3,0	3,2	3,4	2,6	4,0	4,2	5,4	5,8	6,0
h , мм	250	450	120	360	160	280	500	140	320	400
t , °С	20		40		10		40		20	
l_1/l_2 , м	9/1					7/2				

Задача № 18. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 3, *a*) с диаметром цилиндра D , ходом поршня h и диаметром штока $d_{шт}$ заполняет бак вместимостью W за время t . Определить объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа $n = 50$ об/мин.

Таблица 18

Исходные данные к задаче №18

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	280	160	220	400	320	140	500	100	250	360
h , мм	200	100	160	320	180	90	200	100	180	220
$d_{шт}$, мм	120	63	100	200	125	63	250	50	80	160
W , л	1600	180	1050	3200	2200	110	3000	220	1200	5500
t , мин	1,5	1,0	2,0	1,0	1,8	0,9	1,0	3,3	1,5	2,8

Задача №19. Определить допустимую высоту всасывания масла насосом (рис. 15, *a*) при подаче Q из условия безкавитационной работы насоса, считая, что абсолютное давление перед входом в насосе должно быть $p \geq 30$ кПа. Размеры трубопровода: длина l и диаметр d .

Плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 2 \text{ Ст}$. Атмосферное давление 750 мм рт. ст. Сопротивление входного фильтра не учитывать.

Таблица 19

Исходные данные к задаче №19

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	24	20	33	10	16	32	12,5	40	45	25
l , м	2	3	4	2,5	2,0	1,0	2	3	4	1,5
d , мм	20	20	25	16	16	16	20	16	12	20

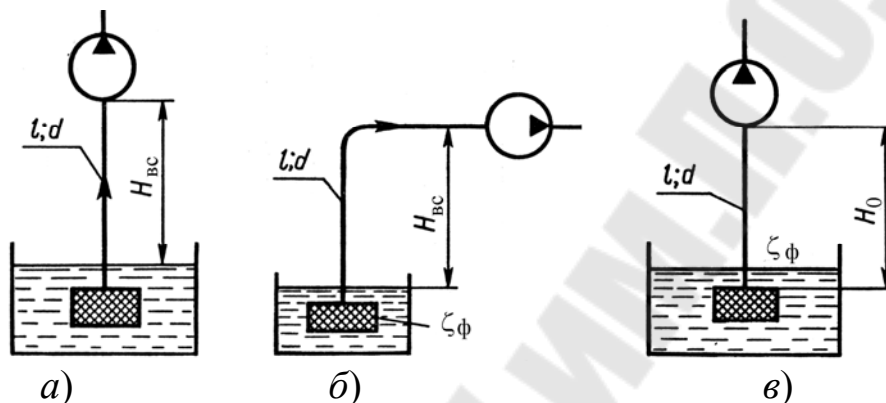


Рис. 15. – Схемы к задачам

Задача №20. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 3, а) подает воду с расходом Q на высоту $H = 40 \text{ м}$ по трубопроводу длиной l и диаметром d . Определить диаметры цилиндра и штока D и $d_{\text{шт}}$, ход поршня h и мощность насоса, если частота вращения кривошипа $n = 50 \text{ об/мин}$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 90\%$, полный КПД $\eta = 80\%$. Заданы соотношения h/D и $d_{\text{шт}}/D$. Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 25$.

Таблица 20

Исходные данные к задаче №20

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/с	10	8	12	14	16	18	20	6	9	13
l , м	80	85	90	75	70	95	100	55	60	80
d , мм	100	125	100	160	125	200	160	50	63	80
h/D	1,5							2		
$d_{\text{шт}}/D$	0,2							0,4		

Задача № 21. Определить инерционный напор поршневого насоса двухстороннего действия, если подача насоса Q , диаметр штока $d_{\text{шт}}$, ход поршня h , объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$, частота вращения n . Всаивающая труба длиной $l = 10 \text{ м}$ и диаметром $d = 125 \text{ мм}$.

Как изменится инерционный напор после установки воздушного

колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка l_1 и l_2 .

Таблица 21

Исходные данные к задаче №21

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n , об/мин	40	30	20	40	25	35	45	55	50	60
Q , л/мин	765	420	140	475	200	285	255	405	230	235
h , мм	240	200	120	220	160	180	140	200	160	180
$d_{шт}$, мм	110	160	100	140	90	125	80	110	100	90
l_1/l_2 , м	8,5/1,5					9/1				

Задача № 22. При испытании насоса одностороннего действия (рис. 4), диаметр цилиндра которого $D = 220$ мм, ход поршня $h = 280$ мм, измерены: частота вращения n , среднее показание манометра и вакуумметра $p_{ман}$ и $p_{вак}$, вертикальное расстояние между центром манометра и точкой подключения вакуумметра Δz , время t наполнения водой мерного бака объемом W , крутящий момент M .

Определить объемный и полный КПД насоса.

Таблица 22

Исходные данные к задаче №22

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n , об/мин	60	70	80	90	95	100	110	75	65	60
$p_{ман}$, МПа	0,23	0,25	0,27	0,29	0,31	0,33	0,35	0,21	0,19	0,2
$p_{вак}$, кПа	40	45	50	55	60	65	70	40	30	35
Δz , м	0,8	0,7	0,9	0,6	1,0	0,75	0,85	0,65	0,95	0,55
W , л	600	700	800	900	650	750	850	550	500	600
t , с	63	60	65	63	57	66	75	55	50	45
M , Н·м	670	650	630	700	710	750	800	680	730	610

Задача №23. Определить максимальный расход бензина Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса бензоколонки из условия отсутствия кавитации перед входом в насос (рис. 15, б), если высота всасывания $H_{вс}$, размеры трубопровода: длина l и диаметр d ; предельное давление бензина принять $p_{н.п} = 40$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{ф} = 2$; коэффициент сопротивления трения $\lambda_T = 0,03$; $h_0 = 750$ мм рт. ст.; плотность бензина $\rho_б = 750$ кг/м³.

Таблица 23

Исходные данные к задаче №23

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_{вс}$, м	4,0	4,5	3,5	5,0	3,0	4,0	3,5	4,5	5,0	3,0
l , м	6	7	5	8	6	5	7	8	6	7
d , мм	25	20	16	32	12	32	25	20	32	20

Задача № 24. Поршневой насос одностороннего действия с рабочим объемом V_0 , подает воду на высоту h по трубопроводу длиной l и диаметром d . Определить подачу и давление насоса, если частота вращения $n = 60$ об/мин, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 24$, а характеристика насоса выражается уравнением $Q = \frac{V_0 \cdot n}{60} - 0,03 \cdot \frac{p}{\rho \cdot g}$,

где p – давление насоса. Как необходимо изменить частоту вращения вала насоса, чтобы уменьшить его подачу на 30 %.

Примечание: Фактический напор и подача определяются по точке пересечения рабочей характеристики насоса $Q = f(p)$ и характеристики установки.

Таблица 24

Исходные данные к задаче №24

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_0 , л	7,2	7,4	7,6	8,0	8,2	7,0	8,4	6,8	8,6	7,2
h , м	25					20				
l , м	420	450	470	400	380	360	490	340	510	320
d , мм	100	125	100	160	125	100	160	100	125	100

Задача №25. Определить минимально возможный диаметр всасывающего трубопровода (рис. 15, а), если подача насоса Q ; высота всасывания H_0 ; длина трубопровода; коэффициент сопротивления входного фильтра $\zeta_{\text{ф}} = 5$; максимально допустимый вакуум перед входом в насос $p_{\text{вак}} = 0,08$ МПа; рабочая жидкость масло И – 30 с плотностью $\rho = 890$ кг/м³, и кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Режим течения считать ламинарным.

Таблица 25

Исходные данные к задаче №25

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	60	56	63	80	51	66	70	74	56	63
H_0 , м	2,5	2,0	3,0	3,5	2,5	2,0	3,0	2,5	3,5	2,0
l , м	6	7	8	9	10	9	8	7	6	5

Задача № 26. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 3, а) с диаметром цилиндра D , ходом поршня $h = 630$ мм и диаметром штока $d_{\text{ш}}$ заполняет бак вместимостью W за время t . Определить объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа $n = 100$ об/мин.

Как изменится объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа будет больше на 10 %.

Исходные данные к задаче №26

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	280	160	220	400	320	140	500	100	250	360
$d_{ш}$, мм	120	63	100	200	125	45	250	32	80	160
W , л	160	750	1700	2600	2200	630	3000	500	1400	2400
t , с	1,5	20,0	25,0	12,0	3,0	0,9	4,0	1,3	1,5	2,8

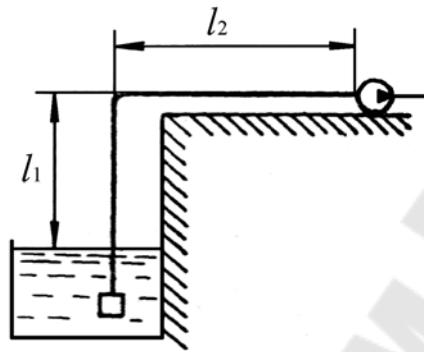


Рис. 16. – Схема к задаче

Задача № 27. Определить наибольшее допускаемое расстояние l_2 от колодца до насоса, который при частоте вращения $n = 1500$ об/мин имеет подачу Q , если температура воды $t = 20$ °С, высота всасывания $H_{вс}$, длина вертикального участка трубопровода $l_1 = 8,2$ м, диаметр трубопровода $d = 25$ мм, шероховатость $\Delta = 0,2$ мм, коэффициент сопротивления всасывающего клапана $\zeta_{кл} = 5$, коэффициент сопротивления колена $\zeta_k = 0,3$ (рис. 16). Рабочая жидкость – масло И-20.

Таблица 27

Исходные данные к задаче №27

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	20,4	23,1	26,6	35,0	35,7	35,7	35,0	26,6	23,1	20,4
$H_{вс}$, м	9,2	10,0	10,3	11,0	11,4	12,0	12,5	13,0	13,2	13,8
l_1 , м	9,5	11,0	11,6	12,1	12,8	13,2	13,7	14,2	14,6	15,1

Задача № 28. Построить зависимость подачи шестеренного от частоты вращения для трех значений противодействия ($p_1 = 0$; $p_2 = 10$ МПа; $p_3 = 20$ МПа), а также зависимость подачи от давления при $n = 1440$ об/мин, принимая утечки пропорциональными противодействию (коэффициент пропорциональности $k = 0,5 \cdot 10^{-8}$ л/(с·Па)). Ширина шестерни b , диаметр окружности головок $D_r = 48$ мм, число зубьев $z = 10$.

Примечание: Диаметр окружности выступов определяется по формуле $D_r = m \cdot (z + 2)$, м.

Таблица 28

Исходные данные к задаче №28

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b , мм	31,85	29	26	25	35	38	40	33	22	20

Задача № 29. Шестеренный насос развивает давление p_n при частоте вращения $n = 1200$ об/мин. Определить потребляемую им мощность, если ширина шестерни $b = 30$ мм, диаметр начальной окружности $D_n = 60$ мм, число зубьев $z = 8$, КПД насоса $\eta = 0,72$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,85$.

Таблица 29

Исходные данные к задаче №29

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_n , МПа	6,5	5,8	7,0	7,3	8,0	8,4	9,1	9,5	10,0	11,0

Задача №30. Определить основные геометрические размеры шестеренного насоса (диаметр начальной окружности, диаметр окружности выступов, ширину шестерни) и мощность насоса по следующим исходным данным: подача насоса Q и давление $p_n = 16$ МПа при частоте вращения $n = 1440$ об/мин, КПД насоса $\eta = 0,85$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,9$, число зубьев $z = 16$, модуль зацепления $m = 4$ мм.

Примечание: Диаметр окружности выступов определяется по формуле $D_v = m \cdot (z + 2)$, м.

Таблица 30

Исходные данные к задаче №30

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	120	110	100	130	140	90	80	150	70	60

Задача №31. Определить крутящий момент и частоту вращения вала шестеренного гидромотора при расходе рабочей жидкости Q , если давление на входе в гидромотор p_1 , а давление на выходе $p_2 = 0,5$ МПа. Ширина шестерни $b = 32$ мм, модуль зацепления $m = 4$ мм, число зубьев $z = 20$, механический КПД $\eta_{мех} = 0,8$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,9$.

Таблица 31

Исходные данные к задаче №31

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/с	0,8	0,7	0,6	0,9	1,0	1,1	1,0	0,9	1,2	0,6
p_1 , МПа	10,5	9,5	10,0	11,0	9,0	10,5	10,0	11,0	9,0	9,5

Задача №32. Определить мощность трехвинтового насоса при частоте вращения $n = 2900$ об/мин, если развиваемое им давление p , наружный диаметр ведомого винта $d_n = 62$ мм, КПД насоса $\eta = 0,78$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,8$.

Таблица 32

Исходные данные к задаче №32

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0

Задача № 33. Определить давление развиваемое трехвинтовым насосом (с двумя одинаковыми винтами) и наружный диаметр винта D (рис. б), если мощность насоса $N_n = 85$ кВт при частоте вращения $n = 2000$ об/мин, внутренний диаметр винта $d = 66$ мм, подача насоса Q , КПД насоса $\eta = 0,8$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,82$.

Таблица 33

Исходные данные к задаче №33

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/с	20	22	24	26	28	30	33	35	37	39

Задача №34. Аксиально-поршневой насос должен создавать подачу Q и давление $p_n = 22$ МПа при частоте вращения $n = 1440$ об/мин. Рассчитать основные геометрические параметры насоса – диаметр цилиндра d , ход поршня h , диаметр, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров D . А так же мощность насоса, если число цилиндров $z = 7$, угол наклона диска $\gamma = 20^\circ$, механический КПД $\eta_{мех} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,95$, ход поршня $h = 2 \cdot d$.

Таблица 34

Исходные данные к задаче №34

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/с	3,5	3,3	3,1	2,9	2,7	2,5	2,3	3,7	2,1	3,9

Задача №35. Определить угол наклона диска γ аксиально-поршневого гидромотора, при котором частота вращения его вала $n = 1200$ об/мин, если расход рабочей жидкости $Q = 3$ л/с, перепад давлений $\Delta p_{гм}$, количество цилиндров $z = 7$, диаметр цилиндра $d = 30$ мм, диаметр окружности, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров $D = 160$ мм, механический КПД $\eta_{мех} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,98$.

Каким будет при этом крутящий момент на валу гидромотора?

Таблица 35

Исходные данные к задаче №35

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta p_{гм}$, МПа	12	11	10	11,5	10,5	9,5	12,5	9,0	13,0	8,5

Задача № 36. Определить максимальный угол наклона блока цилиндров γ аксиально-поршневого насоса (рис. 9, б) и мощность привода электродвигателя, если частота вращения вала электродвигателя

теля $n = 1500$ об/мин. Подача Q рабочей жидкости регулируется от 15 до 100 л/мин, номинальное давление насоса p_n , количество цилиндров $z = 7$, диаметр цилиндра $d = 20$ мм, диаметр окружности, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров $D = 80$ мм, КПД насоса $\eta = 88\%$, объемный КПД $\eta_{об} = 95\%$.

Таблица 36

Исходные данные к задаче №36

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_n , МПа	16,0	14,0	12,5	11,0	17,5	12,0	15,0	10,5	10,0	9,5

Задача № 37. Определить расход рабочей жидкости Q и давление на входе p_1 в радиально-поршневой гидромотор, при котором крутящий момент на его валу равен $M = 1,5$ кН·м, а частота вращения его вала $n = 120$ об/мин, если давление на выходе $p_2 = 0,2$ МПа. Рабочий объем гидромотора V_0 , механический КПД $\eta_{мех} = 0,94$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,96$.

Таблица 37

Исходные данные к задаче №37

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_0 , см ³	1000	630	400	500	785	850	450	560	930	660

Задача №38. Определить диаметр цилиндров радиально-поршневого насоса (рис. 8), если создаваемое им давление $p_n = 12,5$ МПа при частоте вращения $n = 960$ об/мин, количество поршней $z = 18$, эксцентриситет $e = 11$ мм, КПД насоса $\eta = 0,85$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,9$. Жидкость от насоса подается на вход гидроцилиндра, поршень которого движется со скоростью $v_{п.}$ Диаметр поршня гидроцилиндра $D_{п.} = 100$ мм. Объемными потерями при движении жидкости от насоса к гидроцилиндру пренебречь.

Таблица 38

Исходные данные к задаче №38

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$v_{п.}$, м/с	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,9

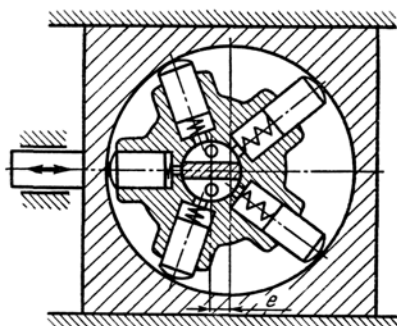


Рис. 17. – Схема к задаче

Задача № 39. При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору (рис. 17), частоту вращения его ротора можно изменять за счет перемещения статора, следовательно, изменения величины эксцентриситета « e ». Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным моментом M , если известно: максимальное давление на входе в гидромотор $p_{\max} = 20$ МПа, расход подводимой рабочей жидкости $Q = 15$ л/мин, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,92$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$.

Таблица 39

Исходные данные к задаче №39

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	300	350	250	400	333	285	375	225	440	500

Задача №40. Определить теоретическую подачу радиально-поршневого насоса и приводную и полезную мощности, если его действительная подача 102 л/мин, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,96$, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,94$, рабочее давление $p_{\text{н}}$, частота вращения вала насоса $n = 1470$ об/мин.

Задавшись числом поршней (5) определить диаметр одного поршня, если максимальный ход поршня $h = 2 \cdot e = 1,2$ см.

Таблица 40

Исходные данные к задаче №40

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_{\text{н}}, \text{МПа}$	20	18	16	14	12	10	11	13	15	17

Задача № 41. Определить мощность пластинчатого насоса однократного действия, Если вакуум на входе $p_{\text{вак}} = 30$ кПа, манометрическое давление развиваемое насосом $p_{\text{ман}} = 1,5$ МПа, радиус статора $R = 30$ мм, число пластин $z = 8$, толщина пластин $\delta = 2$ мм, ширина пластины $b = 30$ мм, эксцентриситет $e = 3$ мм, частота вращения $n = 1000$ об/мин, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,65$, КПД насоса $\eta = 0,55$. Диаметры всасывающей и напорной гидролиний одинаковы.

Таблица 41

Исходные данные к задаче №41

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$b, \text{мм}$	30	40	50	60	20	55	45	35	25	65

Задача № 42. Пластинчатый насос однократного действия имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора $D = 100$ мм, толщина пластин $\delta = 3$ мм, ширина пластин $b = 40$ мм, эксцентриситет $e = 10$ мм, количество пластин $z = 5$. Определить мощность, потребляемую насосом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин и давлении на выходе из

насоса p . Механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,88$.

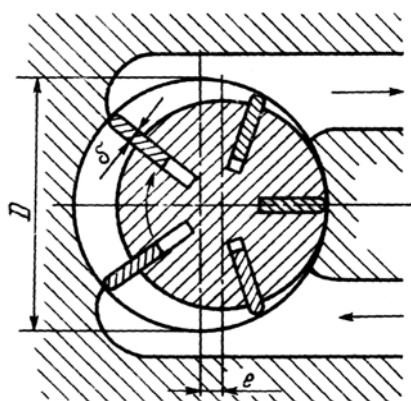


Рис. 18. – Схема к задаче

Таблица 42

Исходные данные к задаче №42

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	5	4,25	4,5	4,0	5,5	6,0	6,3	3,5	3,0	2,5

Задача № 43. Определить ширину пластин пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 7, б) и мощность приводного электродвигателя при частоте вращения $n = 1500$ об/мин и давлении на выходе из насоса $p = 10$ МПа. КПД насоса $\eta = 0,75$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,85$. Большая полуось профиля поверхности статора $R_1 = 50$ мм, малая полуось профиля поверхности статора $R_2 = 40$ мм, толщина пластин $\delta = 2$ мм, количество пластин $z = 6$, рабочий объем $V_0 = 160$ см³.

Таблица 43

Исходные данные к задаче №43

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_0 , см ³	160	100	150	190	140	130	170	210	110	180

Задача № 44. Определить основные размеры шестеренного насоса (диаметр начальной окружности, модуль зацепления, ширину шестерни, рабочий объем) и приводную мощность, если известно, что действительная подача Q ; давление нагнетания $p = 2$ МПа; частота вращения $n = 1450$ об/мин; число зубьев $z = 14$; объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,92$.

Примечание: модуль зацепления определяется по эмпирической формуле $m = 0,5 \cdot \sqrt{Q_T}$, диаметр начальной окружности $D_H = m \cdot z$.

Таблица 44

Исходные данные к задаче №44

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , л/мин	120	160	110	70	150	140	100	130	90	80

Задача № 45. Определить основные размеры аксиального роторно-поршневого насоса (рабочий объем, диаметр поршня, диаметр, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров D , наружный диаметр блока цилиндров $D_6 = D + 1,6 \cdot d$) и мощность насоса, если известно, что действительная подача равна 141 л/мин; давление нагнетания p_n ; частота вращения $n = 1460$ об/мин; число поршней $z = 7$; объемный и механический КПД $\eta_{об} = 0,92$; $\eta_{м} = 0,9$; максимальный угол наклона диска $\gamma = 18^\circ$.

Таблица 45

Исходные данные к задаче №45

Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_n , МПа	20,0	16,0	12,5	14,0	18,0	10,0	11,5	17,5	15,0	19,0

Задача № 46. Для заданного типоразмера роторной радиально-поршневой гидромашины, необходимо: 1) найти в справочной литературе данную объемную гидромашину; 2) привести рисунок внешнего вида гидромашины; 3) привести рисунок конструкции гидромашины и схемы управления (если регулируемая гидромашина) и описать устройство; 4) описать принцип работы этой гидромашины; 5) привести основные технические параметры гидромашины и область ее применения.

Таблица 46

Исходные данные к задаче №46

Вариант	Обозначение объемной гидромашины
1	Нерегулируемый высокомоментный гидромотор МР-Ф-100/250-I
2	Нерегулируемый высокомоментный гидромотор МРФ-100/25 М1
3	Нерегулируемый гидромотор многократного действия МР-0,16/10
4	Гидромотор многократного действия со ступенчатым регулированием МР-Ф-80-16/100
5	Секционный высокомоментный гидромотор ВГД-210
6	Высокомоментный гидромотор МР-16
7	Высокомоментный гидромотор ДП508
8	Нерегулируемый многорядный насос НР 518
9	Регулируемый насос с электрогидравлическим управлением НРМ 250А/200
10	Регулируемый насос с ручным управлением НРР 450/100
11	Регулируемый насос со следящим управлением НРС 500А/200
12	Регулируемый насос управлением по давлению НРД 250А/200
13	Нерегулируемый насос НР-Ф 2,5/500
14	Радиально-кулачковый (эксцентриковый) насос Н-400Е
15	Эксцентриковый насос НП-500

Задача № 47. Для заданного типоразмера роторной аксиально-поршневой гидромашины, необходимо: 1) найти в справочной литературе данную объемную гидромашину; 2) привести рисунок внешнего вида гидромашины; 3) привести рисунок конструкции гидромашины и схемы управления (если регулируемая гидромашина) и описать устройство; 4) описать принцип работы этой гидромашины; 5) привести основные технические параметры гидромашины и область ее применения.

Таблица 47

Исходные данные к задаче №47

Вариант	Обозначение объемной гидромашины
1	Регулируемый насос с гидравлическим управлением 2Г15-14А
2	Регулируемый однопоточный насос с регулятором мощности НАД74-90/320
3	Регулируемый однопоточный насос с ручным управлением НАР74-224/320
4	Регулируемый однопоточный насос со следящим управлением НАС74-450/320
5	Регулируемый однопоточный насос с электрогидравлическим управлением НАМФ74-90/320
6	Регулируемый насос с электрогидравлическим управлением 2Г13-35АС
7	Регулируемый насос с ручным управлением Г13-36А
8	Регулируемый насос с электрогидравлическим управлением НАПЭ 140-20
9	Регулируемый насос со следящим управлением 1НАСФ 63/22
10	Регулируемый насос со следящим управлением 1РНАС 250/32
11	Регулируемый насос IID № 5-50
12	Регулируемый насос с ручным управлением НАР 0,004/16
13	Нерегулируемый насос НА-0,016/32
14	Нерегулируемый насос НПА16/32-01
15	Нерегулируемый насос-мотор МН 250-100
16	Нерегулируемый насос-мотор РМНА 63/35
17	Нерегулируемый насос-мотор 210.20.15.21 Б
18	Низкомоментный нерегулируемый гидромотор Г15-23
19	Низкомоментный нерегулируемый гидромотор ПМ №5-50
20	Нерегулируемый гидромотор 310.12
21	Регулируемый гидромотор 303.2.55.001.100.0
22	Универсальный регулятор скорости нераздельный УРС-5АБ-1
23	Гидроусилитель крутящего момента МГ18-1
24	Комбинированный насос 3Г14-23
25	Комбинированный насос НК $\frac{0,016}{0,125} / \frac{32}{2,5}$

Задача № 48. Для заданного типоразмера шестеренной гидромашины, необходимо: 1) найти в справочной литературе данную объемную гидромашину; 2) привести рисунок внешнего вида гидромашины; 3) привести рисунок конструкции гидромашины и схемы управления (если регулируемая гидромашинка) и описать устройство; 4) описать принцип работы этой гидромашины; 5) привести основные технические параметры гидромашины и область ее применения.

Таблица 48

Исходные данные к задаче №48

Вариант	Обозначение объемной гидромашины
1	Насос с внешним зацеплением Г11-11
2	Насос с внешним зацеплением Г11-22
3	Насос с внешним зацеплением НШ-32
4	Насос с внешним зацеплением НШ-67
5	Насос-мотор 2НМШ 0,09
6	Винтовой насос МВН-1,5
7	Героторный гидромотор МГП80

Задача № 49. Для заданного типоразмера пластинчатой гидромашины, необходимо: 1) найти в справочной литературе данную объемную гидромашину; 2) привести рисунок внешнего вида гидромашины; 3) привести рисунок конструкции гидромашины и схемы управления (если регулируемая гидромашинка) и описать устройство; 4) описать принцип работы этой гидромашины; 5) привести основные технические параметры гидромашины и область ее применения.

Таблица 49

Исходные данные к задаче №49

Вариант	Обозначение объемной гидромашины
1	Насос двойного действия Г12-21
2	Двухпоточный насос 5Г12-21
3	Насос двойного действия БГ12-22
4	Насос двойного действия БГ12-41
5	Двухпоточный насос 18БГ12-24
6	Регулируемый насос НПЛР20/16
7	Насос с регулятором давления Г12-53А

Задача № 50. Для заданного типоразмера гидроцилиндра, необходимо: 1) найти в справочной литературе данную объемную гидромашину; 2) привести рисунок внешнего вида гидромашины; 3) привести рисунок конструкции гидромашины и описать устройство; 4) описать принцип работы этой гидромашины; 5) привести основные технические параметры гидромашины и область ее применения.

Исходные данные к задаче №50

Вариант	Обозначение объемной гидромашины
1	С односторонним штоком по ОСТ2 Г21-1-86
2	С двусторонним штоком по ОСТ2 Г21-1-86
3	Поршневой гидроцилиндр типа ГЦО
4	Поршневой гидроцилиндр по ОСТ2 Г29-1-77
5	Гидроцилиндр с двусторонним штоком типа 73.001
6	Гидроцилиндр поршневой БУ-0600-00
7	Гидроцилиндр с подачей жидкости через шток 3А423-11-001
8	Поршневой гидроцилиндр с регулируемым ходом типа Ц55
9	Плунжерный гидроцилиндр типа 34-1-5-4
10	Плунжерный гидроцилиндр типа 4030-4613010-Б1
11	Телескопический гидроцилиндр 53Б-8603010

Рекомендуемая литература

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для ВУЗов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод». - М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учебное пособие для вузов. / Под ред. В.В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.
4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Под общ. ред. Б.Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Единицы, применяемые наравне с единицами СИ и временно допускаемые к применению

Величина	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Сила (вес)	килограмм-сила	кгс	9,806 Н
Давление	килограмм-силы на квадратный сантиметр	кгс/см ²	98066,5 Па (точно)
	(техническая атмосфера)	(ат)	~10 ⁵ Па
	миллиметр водного столба	мм вод. ст.	9,806 Па
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.	133,3 Па
Кинематическая вязкость	стокс	Ст	10 ⁻⁴ м ² /с
Динамическая вязкость	пуаз	П	0,1 Па·с
Объём	литр	л	10 ⁻³ м ³
Температура	градус Цельсия	°С	$T = (t^{\circ}\text{C} + 273,16) \text{ K}$
Плоский угол	градус	...°	$\pi/180$ рад

Приложение 2

Характеристики некоторых жидкостей при давлении 0,1 МПа

Жидкость	Температура $t, ^{\circ}\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельный вес $\gamma, \text{Н/м}^3$	Относительная плотность δ
1	2	3	4	5
Автол 10	20	920	9025	0,92
Алкоголь (безводный)	20	795	7799	0,795
Аммиак	-34	684	6710	0,684
Анилин	15	1004	9849	1,004
Ацетон	20	792	7770	0,792
Бензин:				
авиационный	20	739—780	7250—7652	0,739—0,780
автомобильный	20	712—761	6980—7470	0,712—0,761
Бензол чистый каменно-угольный	20	876—880	8590—8630	0,876—0,88

Продолжение приложения 2

1	2	3	4	5
Битум				
дорожно-сланцевый	20	1000—1100	9810—10790	1,0—1,1
нефтяной	20	960—990	9420—9710	0,96—0,99
Вода:				
дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
морская	20	1020—1030	10006—10104	1,02—1,03
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26
Гудрон	15	930—950	9123—9320	0,93—0,95
Деготь каменноугольный	20	1030	10100	1,03
Дизельное топливо	20	831—861	8150—8450	0,831—0,861
Керосин (ГОСТ 4753-68)	20	790—860	7770—8240	0,79—0,86
Мазут	15	890—940	8731—9221	0,89—0,94
Масло:				
автотракторное АК-11	20	925—930	9070—9120	0,925—0,93
вазелиновое	20	860—890	8437—8731	0,86—0,89
велосит Л	20	860—880	8437—8633	0,86—0,88
веретённое АУ (ГОСТ 6794-75)	50	888—896	8711—8790	0,888—0,896
деревянное	15	920	9025	0,92
для гидравлических систем АМГ-30 (ГОСТ 6794-75)	50	850	8340	0,85
Масло промышленное общего назначения без присадок (ГОСТ 20799-75)				
И-5А	50	890	8731	0,89
И-8А	50	900	8829	0,90
И-12А	50	880	8633	0,88
И-20А	50	885	8682	0,885
И-25А; И-30А	50	890	8731	0,89
И-40А	50	895	8780	0,895
И-50А; И-70А	50	910	8927	0,91
И-100А	50	920	9025	0,92
Масло:				
касторовое	20	960	9418	0,96
кокосовое	15	930	9123	0,93
креозотовое	20	1040—1100	10200—10800	1,04—1,1

Окончание приложения 2

1	2	3	4	5
льняное	20	910—940	8930—9220	0,91—0,94
машинное	20	898	8809	0,898
минеральное	20	877—892	8600—8750	0,877—0,892
оливковое	15	920	9025	0,92
парафиновое	18	925	9074	0,925
подсолнечное	20	925	9074	0,925
соляровое	20	885—902	8680—8850	0,885—0,902
сурепное	15	920	9025	0,92
терпентиновое	15	870	8535	0,87
трансформаторное	50	886	8692	0,886
турбинное 22; 30; 46; (ГОСТ 32-74)	50	900	8829	0,90
хлопковое	20	920—930	9025—9123	0,92—0,93
цилиндровое	20	886—916	8692—8986	0,886—0,916
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760—900	7456—8829	0,76—0,90
Патока	0	1450	14224	1,45
Пиво	15	1040	10202	1,04
Ртуть	20	13546	132886	13,546
Серная кислота (87 %)	15	1800	17658	1,8
Сероуглерод	20	1260—1290	12360—12650	1,26—1,29
Скипидар	18	870	8535	0,87
Смола:				
сырая каменноуголь- ная низкотемператур- ная	20	950—1100	9320—10791	0,95—1,1
флотационная	20	1010—1030	9910—10100	1,01—1,03
Спирт:				
метиловый	15	810	7946	0,81
этиловый безводный	20	789	7740	0,789
Хлористый натрий (рас- твор с 26 % NaCl)	20	1110	10389	1,11
Чугун расплавленный	1200	7000	68670	7,0
Эфир этиловый	20	715—719	7014—7053	0,715—0,719
Яичный белок	20	1038	10183	1,038

Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
1	2	3
Анилин	20	0,0430
Бензин	18	0,0065
Бензол	20	0,007
Глицерин:		
50%-ный водный раствор	20	0,0598
86%-ный водный раствор	20	1,0590
безводный	20	8,7000
Дизельные топлива (ГОСТ 305-82)	20	0,018—0,060
Керосин	18	0,025
Мазут топочный (ГОСТ 10585-75)	80	0,438—1,18
Масло:		
авиационное МС, МК, (ГОСТ 21743-76)	100	0,14—0,22
веретённое АУ (ГОСТ 1642-75)	20	0,49
индустриальное (ГОСТ 20799-75):		
И-5А	50	0,04—0,05
И-8А	50	0,06—0,08
И-12А	50	0,10—0,14
И-25А	50	0,24—0,27
И-30А	50	0,28—0,33
И-40А	50	0,35—0,45
И-70А	50	0,65—0,75
И-100А	50	0,90—1,18
касторовое	20	10,02
турбинное (ГОСТ 32-74; 9972-74):		
ТП-30	50	0,28—0,32
ТП-46	50	0,44—0,48
цилиндровое:		
11 (ГОСТ 380185-75)	100	0,09—0,13
24 (ГОСТ 380185-75)	100	0,20—0,28
38 (ГОСТ 6411-76)	100	0,32—0,50
52 (ГОСТ 6411-76)	100	0,50—0,70

Окончание приложения 3

1	2	3
Молоко цельное	20	0,0174
Нефть:		
лёгкая	18	0,250
тяжёлая	18	1,400
Патока	18	600
Ртуть	15	0,0011
Сероуглерод	20	0,0029
Скипидар	16	0,0183
Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Хлористый натрий (раствор с 26 % NaCl)	20	0,0153
Эфир	20	0,0039

Приложение 4

Кинематическая вязкость некоторых масел при разных температурах

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с, при температуре t , °С					
	100	50	10	0	-5	-10
Авиационное (ГОСТ 21743-76):						
ИС-20С	0,21	1,52	30,8	81,6	143,5	258,5
МС-20	0,21	1,51	29,6	85,4	153,6	323,0
МК-22	0,22	1,76	38,8	85,5	294,5	1095
Автотракторное АК-15	0,50	1,24	40,8	155,2	450,0	1047
Веретённое АУ (ГОСТ 1642-75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
Для гидравлических систем АМГ-10 (ГОСТ 6794-75)	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
Индустриальное (ГОСТ 20799-75):						
И-20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
И-45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,5	59,9
И-50 (машинное СУ)	0,085	0,50	8,33	22,9	41,7	83,8
Трансформаторное с присадкой ионол	0,03	0,09	0,50	0,89	1,24	1,77
Турбинное (ГОСТ 32-74; 9972-74):						
ТП-22	0,06	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
ТП-22 (из сернистых нефтей)	0,05	0,21	1,72	3,75	5,68	25,3
ТП-30УТ	0,06	0,42	3,59	8,63	14,4	33,1

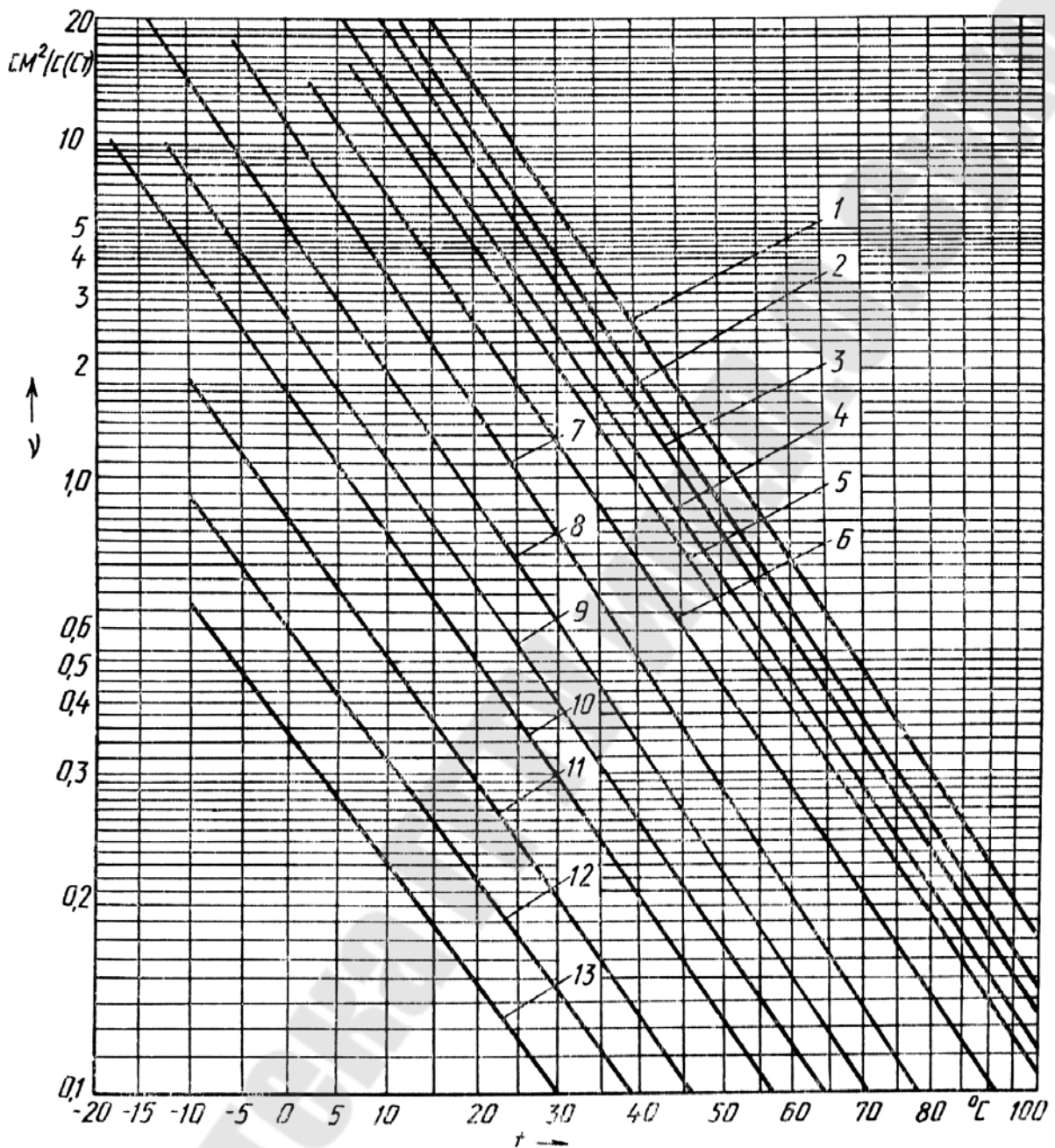


Рис. 19. – Зависимость кинематической вязкости жидкости от температуры: 1 – автол 18; 2 – дизельное Л; 3 – цилиндровое 11; 4 – автол 10; 5 – моторное Т; 6 – моторное М; 7 – промышленное 30 (машинное Л); 8 – турбинное Л; 9 – сепараторное; 10 – промышленное 12 (веретённое 2); 11 – трансформаторное; 12 – соляровое; 13 – велосит.

Зависимость давления насыщенных паров от температуры для некоторых жидкостей

Жидкость	$p_{н.п}$, кПа, при температуре, °С					
	20	40	60	80	100	120
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103	199
Бензин Б-70	16,3	83,2	55,8	103	—	—
Керосин Т-1	3,94	5,75	7,47	12,1	20,3	35
Спирт	8	20	49,3	—	—	—
Масла:						
индустриальное И-20	—	—	0,14	0,30	0,40	0,60
индустриальное И-50	—	—	—	—	0,14	0,30
АМГ-10	—	—	0,40	0,80	1,80	3,10

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Основные технические показатели гидромашин.....	3
2. Поршневые насосы. Допускаемая высота всасывания.....	6
3. Расчет основных параметров объемных гидромашин.....	10
3.1. Шестеренные гидромашинны.....	12
3.2. Винтовые гидромашинны.....	13
3.3. Пластинчатые гидромашинны.....	14
3.4. Радиально-поршневые гидромашинны.....	15
3.5. Аксиально-поршневые гидромашинны.....	16
3.6. Характеристики роторных гидромашин.....	17
Контрольные задания.....	18
Рекомендуемая литература.....	38
Приложения.....	39
Содержание.....	45

Андреевца Юлиа Ахатовна

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

Пособие

**к практическим и контрольным работам
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 21.09.10.

Рег. № 23Е.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>