

## ГЛАВА 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

### 3.1. Гидравлические насосы

#### Назначение насосов и их классификация

*Насосом* называют гидравлическую машину, которая служит для создания напорного потока жидкой среды.

Насосы применяют:

- в водоснабжении и канализации;
- при орошении полей;
- гидромеханизации земляных работ и добыче полезных ископаемых;
- для перекачки нефтепродуктов по трубам различных растворов и жидкостей на предприятиях;
- в котельных установках и двигателях внутреннего сгорания;
- в гидроприводах к станкам и машинам.

По характеру силового воздействия, а, следовательно, и по виду рабочей камеры насосы разделяют на динамические и объемные.

Динамический насос устроен так, что жидкость в нем перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. Динамические насосы различают:

- лопастные: а) центробежные;  
                  б) осевые;  
                  в) электромагнитные.
- насосы трения: а) вихревые;  
                      б) шнековые;  
                      в) дисковые;  
                      г) струйные.

Объемный насос устроен так, что жидкость в нем перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. Объемные насосы делятся на:

- возвратно-поступательные: а) поршневые и плунжерные,  
  б) диафрагменные.
- крыльчатые
- роторные: а) роторно-вращательные,  
                  б) роторно-поступательные.

Наряду с насосами находят применение специальные виды подъемных устройств. Наиболее распространенными из них являются:

- *гидравлические тараны*, в которых используется для подъема жидкости давление, получающееся при гидравлическом ударе;
- *водоструйные устройства*, в которых подсос перекачиваемой жидкости осуществляется благодаря разряжению, создаваемому струей рабочей жидкости, газа или пара. В этих устройствах всасываемая жидкость переносится рабочей струей в диффузор, где и происходит повышение давления;

– *воздушные водоподъемники*, использующие для подъема жидкости энергию сжатого воздуха.

### 3.2. Основные рабочие параметры насосов

Насос любого вида, как гидравлическая машина, характеризуется следующими параметрами: объемной подачей насоса  $Q$ ; напором  $H$ ; мощностью  $N$ , КПД  $\eta$  и высотой всасывания  $h$ .

*Объемная подача насоса  $Q$*  – объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$  или  $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ .

*Напор насоса  $H$*  – разность полных удельных энергий потока у выхода из насоса и входа в него, вычисленная в метрах столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса определяют двумя способами:

- по показаниям приборов насосной установки (напор действующего насоса);
- расчетом по элементам насосной установки (при выборе нового насоса).

Рассмотрим схему работы насоса, перекачивающего жидкость из одного резервуара в другой (рис. 85). Полная удельная энергия потока  $l_{\text{вх}}$  при входе в насос в сечении 2–2 относительно плоскости сравнения 1–1, совпадающей с уровнем жидкости в нижнем резервуаре, выразится зависимостью:

$$l_{\text{вх}} = H_1 + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}. \quad (241)$$

Аналогичная зависимость удельной энергии потока при выходе из насоса в сечении 3–3:

$$l_{\text{вых}} = H_1 + H_0 + \frac{p_{\text{н}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g}, \quad (242)$$

где  $p_{\text{вс}}, p_{\text{н}}$  – давление соответственно во всасывающей трубе насоса в сечении 2 - 2 и нагнетательной трубе в сечении 3 - 3;

$v_{\text{вс}}, v_{\text{н}}$  – средние скорости течения жидкости соответственно во всасывающей и нагнетательной трубах;

$H_1$  – возвышение входного сечения 2 - 2 над уровнем жидкости в нижнем резервуаре;

$H_0$  – расстояние по вертикали между осями вакуумметра и манометра.

Напор насоса:

$$H = l_{\text{вых}} - l_{\text{вх}} = \left( H_1 + H_0 + \frac{p_{\text{н}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g} \right) - \left( H_1 + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g} \right), \quad (243)$$

$$H = \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + H_0 + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}. \quad (244)$$

Для измерения вакуума во всасывающей трубе в сечении 2–2 установлен вакуумметр, показания которого  $p_{\text{вак}}$  равно разности между атмосферным давлением и абсолютным давлением в этом сечении:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{вс}}, \quad p_{\text{вс}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{вак}}.$$

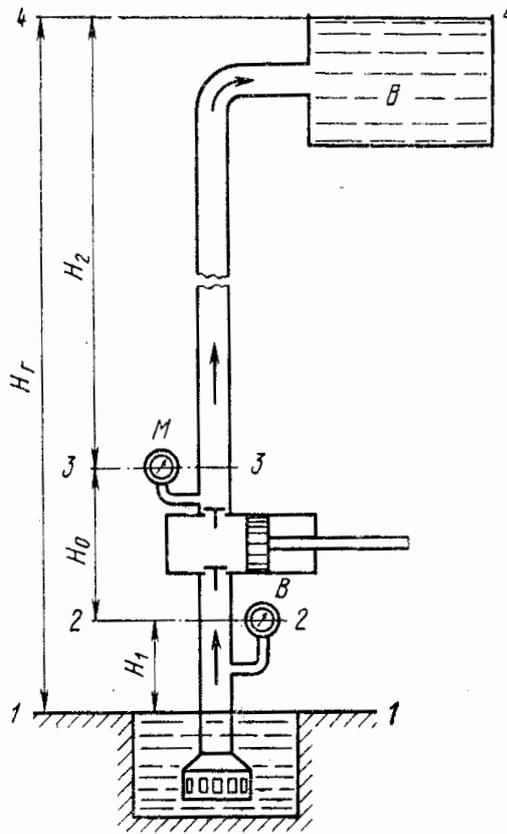


Рис. 85. К определению напора насоса

Манометр, установленный на напорной трубе, показывает избыточное давление в сечении 3–3:

$$p_{\text{м}} = p_{\text{н}} - p_{\text{ат}}, \quad p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + p_{\text{ат}}.$$

После подстановки в зависимость (243) значений  $p_{\text{вс}}$  и  $p_{\text{н}}$  получим формулу для определения напора насоса по показаниям манометра и вакуумметра:

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} + H_0 + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}. \quad (245)$$

Имея в виду, что  $\frac{p_{\text{м}}}{\rho \cdot g} = h_{\text{м}}$  и  $\frac{p_{\text{вак}}}{\rho \cdot g} = h_{\text{вак}}$ , формула для определения напора насоса по показаниям приборов примет вид:

$$H = h_{\text{м}} + h_{\text{вак}} + H_0 + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2 \cdot g}, \quad (246)$$

где  $h_{\text{м}}$ ,  $h_{\text{вак}}$  – показания соответственно манометра и вакуумметра, м.

Разностью скоростных напоров, входящих в формулы (245) и (246), ввиду ее незначительности часто пренебрегают. Приведем формулу (244) к виду, удобному для определения напора по элементам насосной установки. Для этого запишем уравнения Бернулли в общем виде для всасывающей (сечения 1 – 1 и 2 – 2) и нагнетательной (сечения 3 – 3 и 4 – 4) труб:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} + h_{вс},$$

$$z_3 + \frac{p_н}{\rho \cdot g} + \frac{v_н^2}{2 \cdot g} = z_4 + \frac{p_4}{\rho \cdot g} + \frac{v_4^2}{2 \cdot g} + h_{наг}.$$

Значение величин, входящих в уравнения:  $z_1 = 0$ ;  $z_2 = H_1$ ;  $z_3 = H_1 + H_0$ ;  $z_4 = H_1 + H_0 + H_2$ ;  $v_1 = 0$ ;  $v_4 = 0$ . Решим эти уравнения относительно  $\frac{p_н}{\rho \cdot g}$ ,  $\frac{p_{вс}}{\rho \cdot g}$ :

$$\frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - H_1 - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_{вс},$$

$$\frac{p_н}{\rho \cdot g} = \frac{p_4}{\rho \cdot g} + H_2 - \frac{v_н^2}{2 \cdot g} + h_{наг},$$

где  $h_{вс}$ ,  $h_{наг}$  – потери напора соответственно во всасывающей и нагнетательной трубах, м.

После подстановки полученных значений  $\frac{p_н}{\rho \cdot g}$ ,  $\frac{p_{вс}}{\rho \cdot g}$  в уравнение (244) и учета размерности получим формулу для определения необходимого напора насоса по элементам насосной установки:

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\rho \cdot g} + H_1 + H_2 + H_0 + h_{наг} + h_{вс}.$$

Так как  $H_1 + H_2 + H_0 = H_2$  и  $h_{наг} + h_{вс} = h_w$ , формула примет вид

$$H = \frac{p_4 - p_1}{\rho \cdot g} + H_2 + h_w,$$

где  $H_2$  – геометрическая высота подъема жидкости, м;

$h_w$  – суммарные потери напора во всасывающей и нагнетательной трубах, м.

На практике резервуары часто бывают открытыми, т. е.  $p_4 = p_1 = p_{ат}$ , тогда:

$$H = H_2 + h_w.$$

Отсюда следует, что при открытых резервуарах напор, создаваемый насосом, расходуется на подъем жидкости и преодоление сопротивлений во всасывающей и нагнетательной трубах.

*Мощность насоса* – работа, производимая насосом в единицу времени. При объемной подаче  $Q$  и напоре  $H$  полезная мощность насоса:

$$N_n = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = p \cdot Q. \quad (247)$$

Мощность насоса:

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta} = \frac{N_n}{\eta}, \quad (248)$$

где  $\eta$  – КПД насоса.

*КПД насоса* учитывает все потери, которые возникают в нем при перекачивании жидкости. Эти потери можно разделить на три группы: гидравлические, механические и объемные.

Гидравлические потери на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (на трение, на вход в насос и на выход из него, на вихреобразование и т. д.) учитываются *гидравлическим КПД*:

$$\eta_z = \frac{H}{H + \sum h_{w \text{ нас}}}, \quad (249)$$

где  $\sum h_{w \text{ нас}}$  – суммарные потери напора в насосе, м.

Гидравлический КПД характеризует качество изготовления насоса, в частности рабочего колеса и лопаток центробежного насоса.

Механические потери мощности на трение в подшипниках и сальниках насоса, в кривошипно-шатунном механизме и др. Эти потери учитываются *механическим КПД*:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N}, \quad (250)$$

где  $N_i$  – индикаторная мощность насоса, равная разности между мощностью насоса и мощностью, затраченной на механические потери, Вт.

Механический КПД характеризует качество изготовления и рациональность конструкции подшипников, сальников и других узлов, где происходит трение деталей.

Объемные потери возникают в результате утечки жидкости из насоса через уплотнения. *Объемный КПД* насоса выражается зависимостью:

$$\eta_v = \frac{Q}{\Delta Q + Q}, \quad (252)$$

где  $\Delta Q$  – объемные потери жидкости в насосе.

Объемный КПД характеризует степень герметичности насоса и условия его работы.

*КПД насоса*:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_m \cdot \eta_v. \quad (253)$$

Значение КПД поршневых насосов колеблется в пределах 0,7 – 0,9; центробежных насосов 0,6 – 0,8. Некоторые конструкции насосов могут иметь бóльшие значения КПД.

*Необходимая мощность двигателя:*

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_{пер}} \cdot k, \quad (254)$$

где  $\eta_{пер}$  – КПД передачи;

$k$  – коэффициент запаса на случай перегрузки двигателя, принимаемый в пределах 1,1 – 1,5; в зависимости от мощности двигателя (для двигателей малой мощности принимается бóльший коэффициент запаса).

*Высота всасывания.* Необходимо различать вакуумметрическую высоту всасывания  $h_{вас}$ , характеризующую степень разрежения, возникающего у входа в насос, и геометрическую высоту установки насоса над уровнем жидкости.

Вакуумметрическая высота всасывания зависит от атмосферного давления, температуры перекачиваемой жидкости, быстроходности насоса, конструктивных особенностей и др. Обычно допустимая вакуумметрическая высота всасывания указывается в каталогах насосов при атмосферном давлении и температуре 20 °С. Если давление отличается от нормального (10 м), необходимо вводить поправку к паспортной вакуумметрической высоте:

$$h'_{вас} = h_{вас} - 10 + h_0, \quad (255)$$

где  $h_{вас}$  – допустимая вакуумметрическая высота насоса по каталогу, м;

$h_0$  – атмосферное давление на месте (где устанавливается насос), значение которого в зависимости от высоты местности принимается по следующим данным табл. 11.

Таблица 11

Высота местности над уровнем моря, м	0	100	200	400	600	800	1000	1500	2000
Атмосферное давление, МПа	0,103	0,102	0,101	0,098	0,096	0,094	0,092	0,086	0,084

Связь между вакуумметрической и геодезической высотами может быть установлена из уравнения Бернулли для сечений 0 – 0, совпадающего с уровнем жидкости в резервуаре (рис. 86), и 1 – 1 на входе в насос, относительно плоскости сравнения совпадающей с сечением 0 – 0.

$$\frac{p_a}{\rho \cdot g} = h_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} + h_w. \quad (256)$$

Откуда

$$h_{вс} = \frac{p_a - p_{вс}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_w. \quad (257)$$

Так как  $p_a - p_{вс} = p_{вак}$  и  $\frac{p_{вак}}{\rho \cdot g} = h_{вак}$ ,

$$h_{вс} = \frac{p_{вак}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_w. \quad (258)$$

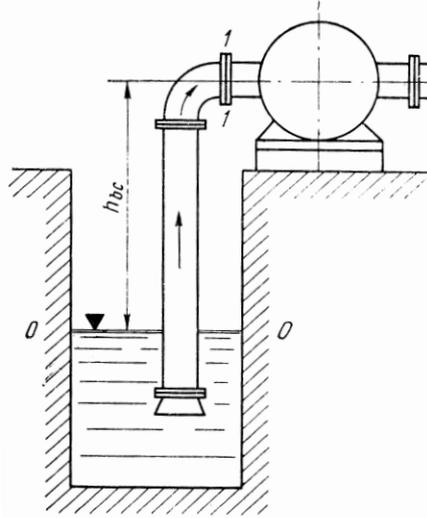


Рис. 86. К определению высоты всасывания

Для обеспечения нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление на входе в насос  $p_{вс}$  было всегда больше давления парообразования  $p_n$  перекачиваемой жидкости. Если это условие не выполняется, то образующиеся в корпусе насоса пары жидкости прерывают его нормальную работу.

При перекачки насосом воды, имеющей температуру более  $20^\circ\text{C}$ , высоту установки насоса определяют по формуле:

$$h_{вс} = \frac{p_{вак}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - h_w - h_n, \quad (259)$$

где  $h_n$  - давление насыщенного пара, зависит от температуры воды, значения давления приведены в табл. 12.

Таблица 12

Температура воды, $^\circ\text{C}$	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление насыщенного пара, МПа	0,0043	0,0075	0,0125	0,0202	0,0317	0,0482	0,0714	0,1033

При перекачке горячей воды высота установки насоса, вычисленная по формуле (259), может получиться отрицательной. Это значит, что резервуар, из которого забирается жидкость, должен быть расположен выше насоса.

Допустимая высота всасывания насоса в значительной степени зависит от его быстроходности. Практические данные показывают, что допустимая высота всасывания, например, для поршневых насосов при изменении температуры от  $0$  до  $40^\circ\text{C}$  и частоты вращения  $50$  до  $180 \text{ мин}^{-1}$  колеблется в пределах от  $7$  до  $1$

м. Номинальный режим насоса – это режим работы, обеспечивающий заданные технические показатели.

*Подпор насоса* - высота расположения свободной поверхности жидкости в открытом резервуаре, из которого осуществляется всасывание, отсчитанная от центра входного отверстия насоса.

*Высота самовсасывания* – высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом).

*Рабочая камера объемного насоса* – ограниченное пространство, попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса.

### 3.3. Поршневые насосы

#### 3.3.1. Классификация поршневых насосов

Поршневые насосы являются объемными. Принцип действия поршневого насоса основан на перемещении жидкости путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. К поршневым насосам относят и плунжерные, разница между ними заключается в конструкции вытеснителя и уплотнительных устройств. Поршневые насосы классифицируют:

- по числу циклов нагнетания и всасывания;
- числу поршней или плунжеров;
- устройству поршня;
- расположению цилиндров;
- способу соединения поршня с двигателем.

По числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход различают насосы: - одностороннего;

- двустороннего;
- дифференциального действия.

По устройству поршня:

- поршневые;
- плунжерные.

По расположению цилиндров:

- горизонтальные;
- вертикальные.

По способу соединения поршня с двигателем:

- приводные;
- прямодействующие.

По количеству поршней или плунжеров:

- однопоршневые;
- двухпоршневые;
- трехпоршневые;
- многопоршневые.

На рис. 87 изображена схема *однопоршневого насоса одностороннего действия*. При движении поршня насоса слева направо в цилиндре образуется разрежение, благодаря которому жидкость под действием разности давлений на

поверхности заборного колодца и в цилиндре насоса поднимается по всасывающей трубе, открывается всасывающий клапан и поступает в насос, заполняя пространство, освобожденное поршнем. При обратном движении поршня давление в цилиндре возрастает, всасывающий клапан закрывается, нагнетательный клапан открывается, и жидкость вытесняется в нагнетательную трубу. Таким образом, за один оборот вала двигателя (двойной ход поршня) в насосе происходит один раз всасывание и один раз нагнетание.

Недостатком поршневого насоса одностороннего действия является его неравномерная работа. При всасывании жидкость в сеть не поступает, и двигатель работает почти без нагрузки. Такая неравномерность в работе приводит к его преждевременному износу.

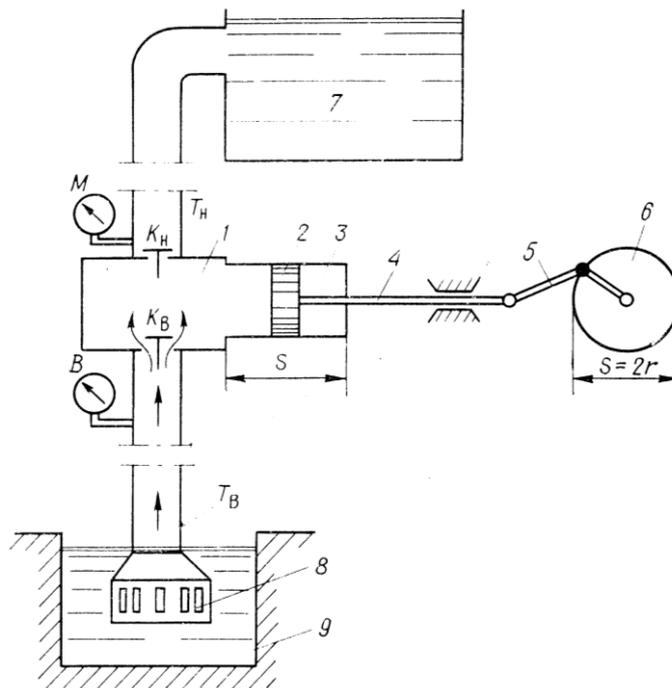


Рис. 87. Однопоршневой насос одностороннего действия:

- 1 – рабочая камера; 2 – поршень; 3 – цилиндр; 4 – шток поршня;  
 5 – кривошипно-шатунный механизм; 6 – двигатель; 7, 9 – емкость;  
 8 – приемный патрубок с сеткой;  $B$  – вакуумметр;  $M$  – манометр;  
 $T_e$  – всасывающий трубопровод;  $T_n$  – нагнетательный трубопровод.

При движении поршня вправо в цилиндр насоса поступает жидкость в объеме

$$V = \omega \cdot S,$$

где  $\omega$  – площадь поперечного сечения поршня,  $\text{м}^2$ ;

$S$  – ход поршня, м.

При движении поршня влево этот объем жидкости будет вытеснен в нагнетательную трубу. За  $n$  оборотов двигателя в минуту в нагнетательную линию поступит объем жидкости

$$Q_m = \omega \cdot S \cdot n.$$

Таким образом, теоретическая подача насоса в секунду:

$$Q_m = \frac{\omega \cdot S \cdot n}{60}. \quad (260)$$

Действительная подача будет несколько меньшей. Так как при работе насоса возникают утечки жидкости через клапаны, сальники и другие уплотняющие устройства. Действительная подача поршневого насоса одностороннего действия:

$$Q = Q_m \cdot \eta_v = \frac{\omega \cdot S \cdot n}{60} \cdot \eta_v. \quad (261)$$

Значение объемного КПД поршневых насосов  $\eta_v = 0,9 \div 0,99$ .

*Однопоршневой насос двустороннего действия* (рис. 88) имеет две рабочие камеры  $A$  и  $B$ , два всасывающих  $K_B$  и два нагнетательных  $K_H$  клапана. При движении поршня слева направо жидкость по действием образующегося разрежения поступает в камеру  $A$ . В то же время из камеры  $B$  жидкость вытесняется в нагнетательную трубу  $T_H$ . При обратном ходе поршня в камере  $B$  будет происходить всасывание, а в камере  $A$  – нагнетание.

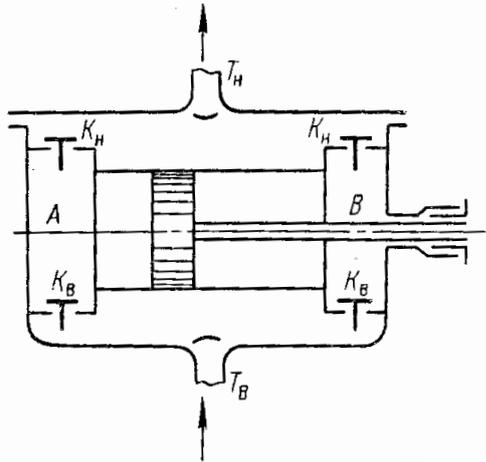


Рис. 88. Однопоршневой насос двустороннего действия

В насосе двустороннего действия за один оборот вала двигателя происходит два раза всасывание и два раза нагнетание. Это в значительной степени повышает равномерность работы насоса и двигателя.

При работе насоса за один оборот вала из камеры  $A$  в нагнетательную трубу поступит объем жидкости

$$V_1 = \omega \cdot S,$$

а из камеры  $B$  объем

$$V_2 = (\omega - \omega_{ш}) \cdot S,$$

где  $\omega_{ш}$  – площадь сечения штока.

Теоретическая объемная подача

$$Q_m = \frac{(V_1 + V_2) \cdot n}{60} = \frac{(\omega - \omega_{ш}) \cdot S \cdot n}{60}, \quad (262)$$

$$Q = \frac{(\omega - \omega_{ш}) S \cdot n}{60} \eta_v. \quad (263)$$

*Трехпоршневой насос* представляет собой соединение трех насосов одностороннего действия, приводимых в движение от общего коленчатого вала (рис. 89), кривошипы которого смещены относительно друг друга на  $120^\circ$ .

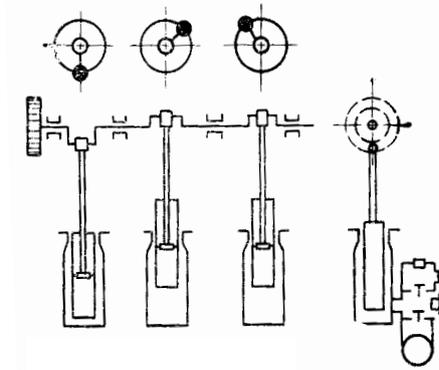


Рис. 89. Трехпоршневой насос

Подача насоса

$$Q = 3 \cdot \frac{\omega \cdot S \cdot n}{60} \eta_v. \quad (264)$$

*Дифференциальный плунжерный насос* (рис. 90) в отличие от насоса поршневого одностороннего действия имеет вспомогательную камеру  $B$ , соединенную с рабочей камерой  $A$  трубой  $K$ .

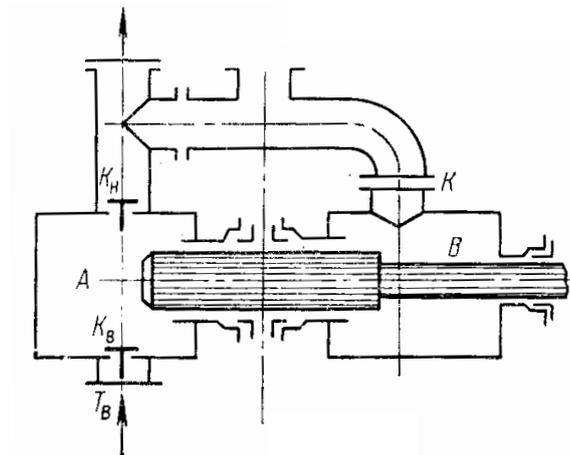


Рис. 90. Дифференциальный плунжерный насос

При движении плунжера справа налево в камере  $A$  происходит нагнетание. Часть вытесненной из камеры  $A$  жидкости поступает через нагнетательный клапан  $K_n$  и трубу  $K$  в камеру  $B$ , заполняя ее, а оставшаяся часть жидкости поступает в нагнетательную трубу  $T_n$ .

При обратном ходе плунжера жидкость из камеры  $B$  будет вытесняться в нагнетательную трубу, а в камере  $A$  в это время будет происходить всасывание через всасывающую трубу  $T_в$  и клапан  $K_в$ .

Таким образом, за один оборот вала двигателя в насосе происходит один раз всасывание и два раза нагнетание, что значительно улучшает равномерность подачи дифференциального насоса по сравнению с насосом одностороннего действия.

При работе дифференциального насоса поступивший в камеру  $A$  объем жидкости  $V_1 = \omega \cdot S$ , выталкивается в нагнетательную трубу в два приема: при движении плунжера вправо в объеме  $V_1 = (\omega - \omega_{ш}) \cdot S$ , при движении плунжера влево в объеме  $V_2 = \omega_{ш} \cdot S$ . За один оборот вала (двойной ход плунжера) в нагнетательную трубу поступит жидкости

$$V = (\omega - \omega_{ш}) \cdot S + \omega_{ш} \cdot S.$$

Тогда действительная подача насоса

$$Q = \frac{\omega \cdot S \cdot n}{60} \eta_v. \quad (265)$$

### 3.3.2. Характеристика подачи поршневых насосов

Одной из отличительных особенностей поршневых насосов является неравномерная подача жидкости за время двойного хода поршня.

При кривошипно-шатунном приводе скорость движения поршня изменяется по закону синуса:

$$v = \omega_{ш} \cdot r \cdot \sin \varphi, \quad (266)$$

а мгновенная подача

$$Q_n = \omega \cdot v = \omega \cdot \omega_{ш} \cdot r \cdot \sin \varphi, \quad (267)$$

где  $\omega_{ш}$  – угловая скорость вращения кривошипа,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;

$r$  – радиус кривошипа, м.

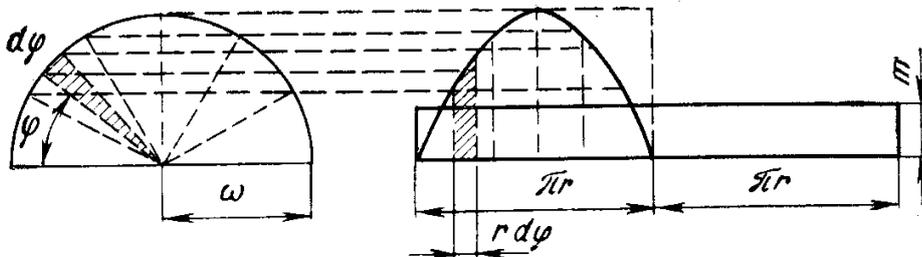


Рис. 91. График подачи однопоршневого насоса одностороннего действия

Насос одностороннего действия имеет коэффициент неравномерности подачи равный  $\sigma = \pi = 3,14$ . Это значит, что у насоса одностороннего действия максимальная подача больше средней в  $\pi$  раз (рис. 91).

Насос двустороннего действия имеет за один оборот вала двигателя две подачи – при движении поршня вправо и влево. Если пренебречь площадью штока, то эти подачи будут одинаковыми по величине и диаграмма подачи насоса изобразится в виде двух одинаковых синусоид (рис. 92).

$$\sigma = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{\omega}{\frac{2\omega}{\pi}} = \frac{\pi}{2} = 1,57 \quad (268)$$

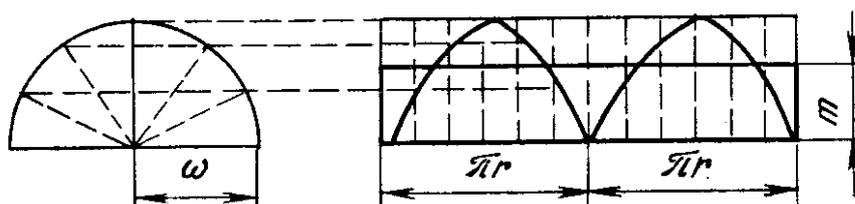


Рис. 92. График подачи однопоршневого насоса двустороннего действия

Для трехпоршневого насоса график подачи показан на рис. 93. Коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{\omega}{\frac{3\omega}{\pi}} = \frac{\pi}{3} = 1,047. \quad (269)$$

У дифференциальных насосов процесс всасывания происходит только при ходе поршня в одном направлении, поэтому неравномерность всасывания характеризуется таким же коэффициентом, как и у насоса однопоршневого одностороннего действия.

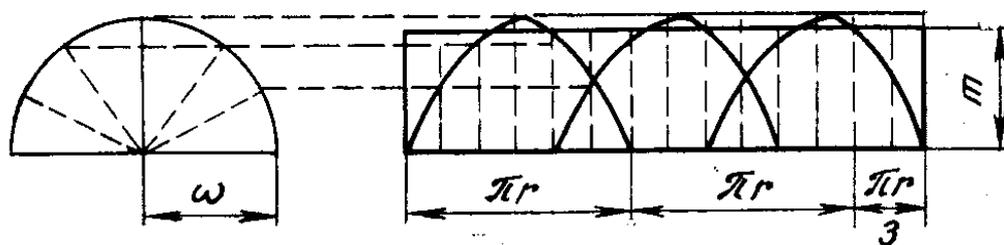


Рис. 93. График подачи трехпоршневого насоса

### 3.3.3. Воздушные колпаки

Во избежание появления больших инерционных сил движение жидкости должно быть приближено к равномерному. Для этого поршневые насосы снабжаются воздушными колпаками 1 и 2, установленными на всасывающей и нагнетательной трубах (рис. 94).

*Принцип действия воздушных колпаков.*

Перед пуском насоса всасывающая труба и часть всасывающего воздушного колпака заполняются водой. Затем перекрывается кран, служащий для сообщения колпака с атмосферой. При движении поршня вправо насос засасывает жидкость через клапан  $K_в$  непосредственно из колпака по очень короткой всасывающей трубе  $D$ . При этом в колпаке  $1$  появляется разрежение, приемный клапан  $3$  открывается и жидкость поступает в колпак. Движение жидкости остается неустановившимся только на коротком расстоянии  $l_2$  от горизонта жидкости во всасывающем колпаке до поршня насоса.

У поршневого насоса без всасывающего колпака наблюдается неравномерное движение по всей длине всасывающей трубы, что вызывает увеличение инерционных сил жидкости. Воздушный колпак уменьшает сопротивление во всасывающей трубе, так как на участке от ее начала до воздушного колпака движение жидкости происходит с более или менее постоянной скоростью. Поэтому насосы с воздушными колпаками имеют большую высоту всасывания.

Объем воздушной части всасывающих воздушного колпака:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot l_2 \cdot S \cdot l_1.$$

Напорный колпак служит аккумулятором, сглаживающим неравномерность поступления жидкости в нагнетательную трубу. При нагнетании часть жидкости поступает в напорный трубопровод, а другая часть в воздушный колпак, в котором она сжимает воздух. При всасывании избыток давления вытесняет жидкость из колпака в напорный трубопровод.

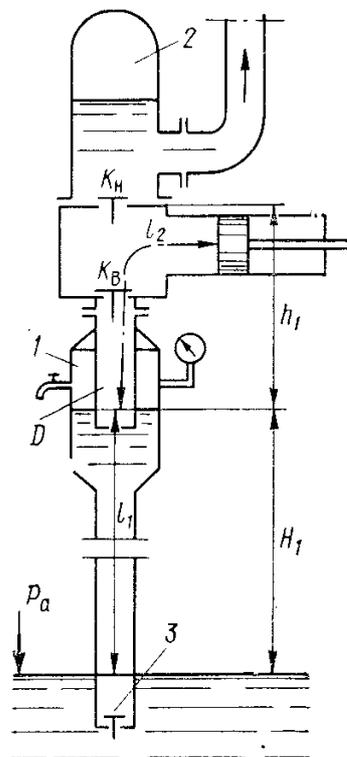


Рис. 94. Воздушный колпак:

- 1 – всасывающий воздушный колпак; 2 – напорный воздушный колпак;  
3 – приемный клапан

Размеры воздушных колпаков зависят от степени неравномерности подачи насосов. Объемы воздушной части в напорных колпаках приводных насосов в долях от объема цилиндра не менее:

- однопоршневых одностороннего действия не менее  $V = 27 \cdot \omega \cdot S$ ;
- однопоршневых двустороннего действия  $V = 10 \cdot \omega \cdot S$ ;
- трехпоршневых насосов  $V = 0,5 \cdot \omega \cdot S$ .

Во время работы насоса объем воздуха должен составлять примерно  $V = \frac{2}{3} \cdot V_k$ .

### 3.3.4. Индикаторная диаграмма работы поршневого насоса

Индикаторной диаграммой называют графическое изображение изменения давления в цилиндре насоса за двойной ход поршня (рис. 95, а).

На индикаторной диаграмме работы поршневого насоса (рис. 95):

*ab* – процесс всасывания; в начале всасывания – временное понижение давления, после открытия клапана давление в цилиндре остается постоянным и линия *ab* проходит параллельно линии атмосферного давления;

*cd* – процесс нагнетания; в начале нагнетания давление в цилиндре возрастает до наибольшего значения, после открытия клапана быстро падает, а затем остается постоянным до (*·*) *d*.

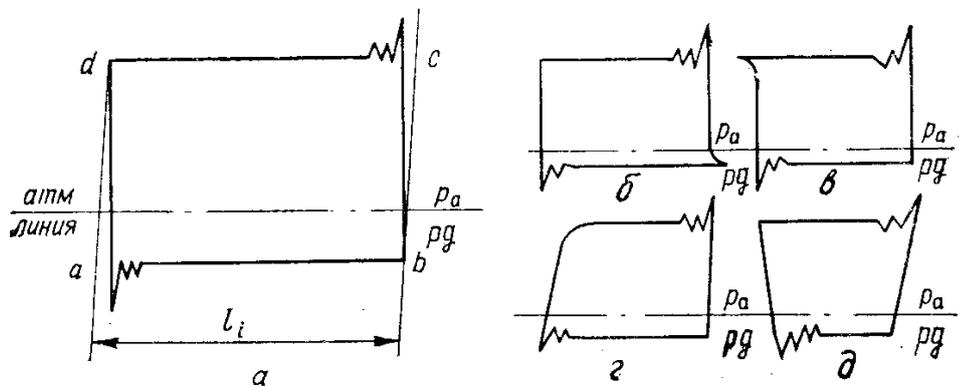


Рис. 95. Индикаторные диаграммы поршневых насосов

На рис. 95 б, в, г, д показаны индикаторные диаграммы, указывающие на имеющиеся неисправности. Одни из них (рис. 95 б и в) показывают на позднюю посадку всасывающего и напорного клапанов, а другие (рис. 95 г и д) – наличие неплотностей прилегания всасывающего и напорного клапанов к своим опорным поверхностям.

Пользуясь индикаторной диаграммой, определяют индикаторную мощность насоса, т.е. мощность, сообщаемую жидкости в цилиндре.

Для этого определяют среднюю ординату индикаторной диаграммы:

$$h_i = \frac{\omega_{\partial}}{S},$$

где  $\omega_{\delta}$  – площадь индикаторной диаграммы,  $\text{м}^2$ ;

$S$  – ход поршня, м.

Среднее индикаторное давление в цилиндре:

$$p_i = \frac{h_i}{m},$$

где  $m$  – масштаб давления.

Работа насоса за один двойной ход поршня:

$$A = p_i \cdot \omega \cdot S.$$

При частоте вращения кривошипа в минуту, равной  $n$ , индикаторная мощность:

$$N_i = p_i \cdot \omega \cdot S \cdot n. \quad (270)$$

Механический КПД насоса:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N}. \quad (271)$$

### 3.4. Центробежные насосы

#### 3.4.1. Классификация центробежных насосов

Классификация центробежных насосов:

- по создаваемому напору;
- числу рабочих колес;
- способу подвода жидкости в рабочее колесо и отвода ее;
- способу соединения вала рабочего колеса с двигателем;
- расположению вала насоса.

По создаваемому напору:

- низкого давления, развивающие напор до 20 м;
- среднего давления с напором от 20 до 60 м;
- высокого давления, создающие напор свыше 60 м.

По числу рабочих колес:

- одноколесные;
- многоколесные (многопоточные и многоступенчатые).

В многопоточных рабочие колеса соединены параллельно и общий напор равен напору одного колеса, но подача равна сумме подач всех рабочих колес.

Многоколесные насосы с последовательным соединением рабочих колес называют многоступенчатыми, напор насоса равен сумме напоров, создаваемых всеми рабочими колесами, а подача – подаче одного колеса.

По способу подвода жидкости в рабочее колесо:

- с односторонним подводом;
- двусторонним подводом жидкости.

По способу отвода жидкости из рабочего колеса:

- без направляющего аппарата;
- с направляющим аппаратом.

По расположению вала:

- горизонтальные;
- вертикальные.

По способу соединения вала рабочего колеса с двигателем:

- имеющие общий вал с двигателем и соединяемый с ним при помощи муфты;
- приводные, соединяемые с двигателем при помощи ременной или других передач.

Корпус у большинства насосов (рис. 96) отливают в виде спиральной камеры, которая служит для плавного отвода жидкости из рабочего колеса в нагнетательную трубу. Спиральная камера имеет спираль, язык и диффузор. Уменьшение скорости движения потока в спиральной камере происходит лишь в диффузоре. В самой же спирали жидкость движется с постоянной скоростью, но радиальные сечения спирали увеличиваются к выходу, начиная от языка.

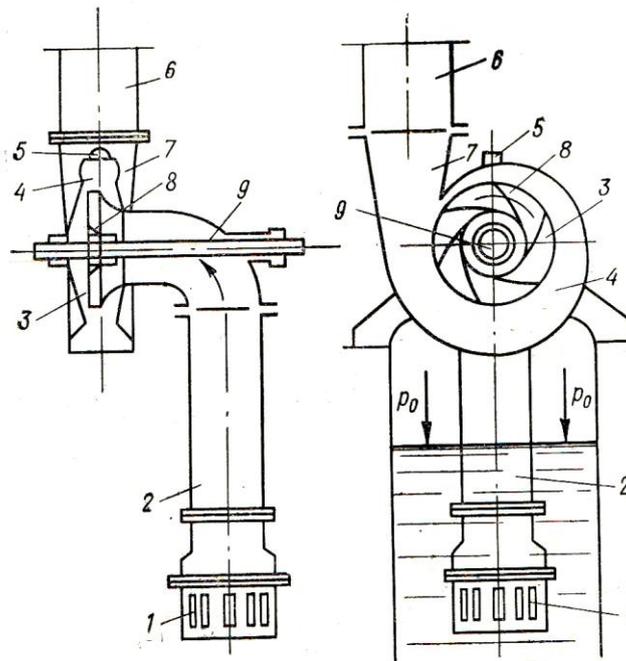


Рис. 96. Центробежный насос

- 1 – приемный клапан с предохранительной сеткой; 2 – всасывающая труба; 3 – лопатки; 4 – корпус насоса; 5 – отверстие для заливки насоса; 6 – нагнетательная труба; 7 – диффузор; 8 – рабочее колесо; 9 – вал

В некоторых конструкциях насосов на выходе из рабочего колеса устанавливают направляющий аппарат, предназначенный для тех же целей, что и спиральная камера. Направляющий аппарат имеет два неподвижных кольцевых диска с лопатками между ними. Для наблюдения за режимом работы насоса на всасывающей трубе устанавливают вакуумметр, а на нагнетательной - манометр. Регулирование подачи и напора насоса осуществляют задвижкой, монтируемой на нагнетательной трубе. В некоторых случаях нагнетательную трубу снабжают предохранительным клапаном или сбросным устройством для за-

щиты от повышенного давления, появляющегося при гидравлическом ударе во время быстрой остановки насоса.

Принцип действия центробежного насоса основан на работе центробежных сил, возникающих в потоке жидкости, проходящем через рабочее колесо. Перед пуском насос заливают жидкостью через отверстие 5. После того как жидкость заполнит корпус насоса и всасывающую трубу, пускают двигатель, который приводит во вращение рабочее колесо насоса. Под действием центробежных сил жидкость, находящаяся в насосе, начинает двигаться по каналам между лопатками рабочего колеса в направлении от его центра к окружности. Вследствие этого при входе в рабочее колесо в его центральной части образуется разрежение, благодаря чему жидкость из резервуара по всасывающей трубе поступает в эту зону рабочего колеса, а оттуда под действием центробежных сил отбрасывается к внешней окружности.

Таким образом, при постоянном вращении рабочего колеса обеспечивается непрерывное движение жидкости в насосе и подача ее в нагнетательную трубу. Очень важно, чтобы поток жидкости, входящий в рабочее колесо и выходящий из него, испытывал, по возможности, наименьшие гидравлические сопротивления, так как в противном случае в насосе происходят большие потери энергии.

### 3.4.2. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Будем считать, что рабочее колесо насоса имеет бесконечное число тонких лопаток. Поток жидкости равномерно распределяется по бесконечно тонким каналам между лопатками, тогда движение жидкости по отдельному бесконечно тонкому каналу можно рассматривать как движение элементарной струйки (рис. 97).

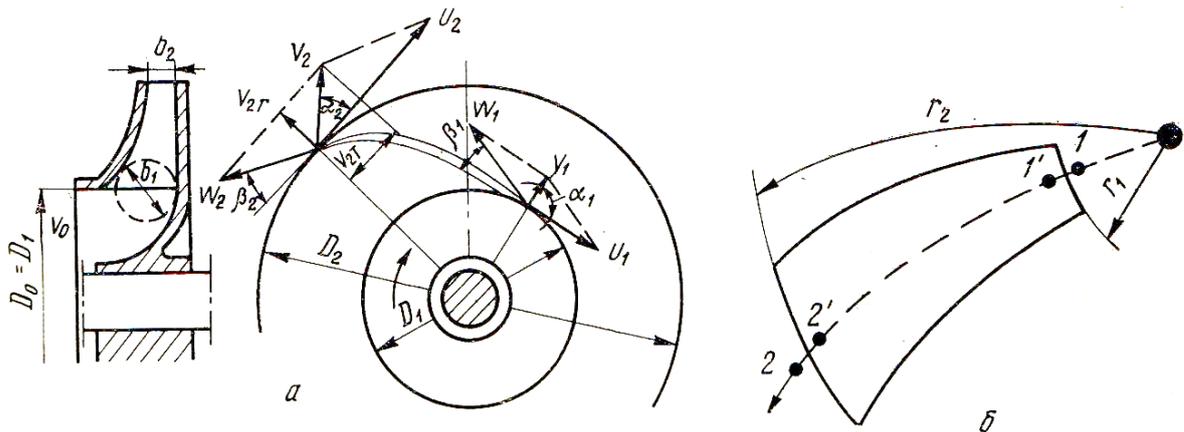


Рис. 97. Движение жидкости между лопатками рабочего колеса насоса

При движении жидкости в рабочем колесе насоса различают три скорости:

- скорость переносного движения  $u$ , т. е. окружная скорость вращения, с которой жидкость вращается вместе с рабочим колесом; эта скорость направле-

на по касательной к окружности (в сторону вращения рабочего колеса) и зависит от радиуса вращения;

- *скорость относительного движения*  $w$ , т.е. скорость движения жидкости относительно лопаток рабочего колеса в направлении от его центра к периферии; эта скорость направлена по касательной к лопаткам рабочего колеса;

- *скорость абсолютного движения*  $v$ , являющаяся равнодействующей двух составляющих скоростей  $u$  и  $w$ .

Рассмотрим движение жидкости по одной из элементарных струек между двумя смежными лопатками рабочего колеса.

Из параллелограммов скоростей на входе и выходе из рабочего колеса:

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos \alpha_1, \quad (272)$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \alpha_2. \quad (273)$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе:

$$v_{2r} = v_2 \sin \alpha_2.$$

Касательная составляющая абсолютной скорости на выходе:

$$v_{2T} = v_2 \cos \alpha_2,$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы соответственно между абсолютной и переносной скоростями на входе и выходе из колеса;

$\beta_1, \beta_2$  – углы лопаток, характеризуют их очертания.

Величины  $\beta_1, \beta_2$  должны быть такими, чтобы поток при входе на лопатки и при сходе с них имел наименьшие гидравлические сопротивления, и не было ударов жидкости о лопатки и резких срывов потока с лопаток.

### 3.4.3. Основное уравнение центробежного насоса

Для определения величины энергии, приобретенной жидкостью в рабочем колесе, воспользуемся уравнением Бернулли для одной из струек, заключенных между лопатками.

При входе потока из всасывающей трубы в рабочее колесо, а также при выходе потока из рабочего колеса в нагнетательную трубу необходимо обеспечить безударный вход и выход. Для этого необходимо, чтобы скорость движения жидкости во всасывающей трубе перед входом равнялась абсолютной скорости  $v_1$  непосредственно после входа в рабочее колесо, а также, чтобы абсолютная скорость  $v_2$  у выхода из рабочего колеса равнялась скорости потока непосредственно за выходом из рабочего колеса в нагнетательную трубу. Запишем уравнение Бернулли без учета гидравлических сопротивлений для сечений, расположенных непосредственно перед входом в рабочее колесо и после выхода из него и обозначим давления в указанных точках  $p_1$  и  $p_2$ :

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{T\infty} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

где  $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$  – удельная энергия жидкости при входе в рабочее колесо;

$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$  – удельная энергия жидкости при выходе из рабочего колеса;

$H_{T\infty}$  – удельная энергия, приобретенная жидкостью при ее движении в рабочем колесе в результате работы центробежных сил; выражает теоретический напор, создаваемый насосом при бесконечном числе лопаток.

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (274)$$

Аналогично запишем уравнение Бернулли для сечений непосредственно за входом в рабочее колесо и для сечения непосредственно перед выходом, при этом введем в уравнение новый член, зависящий от перехода к относительному движению с учетом влияния центробежных сил,

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + A = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}, \quad (275)$$

где  $A$  – энергия, приобретенная жидкостью в рабочем колесе в результате работы центробежных сил.

Определим величину энергии  $A$ . Центробежная сила  $F_u$ , приложенная к вращающемуся телу:

$$F_u = \frac{m \cdot u^2}{r} = m \cdot \omega_{yz}^2 \cdot r.$$

На единицу веса жидкости  $m = \frac{1}{g}$

$$F_u = \frac{\omega_{yz}^2 \cdot r}{g},$$

где  $\omega_{yz}$  – угловая скорость вращения рабочего колеса;

$r$  – радиус вращения.

При перемещении жидкости на расстояние  $dr$  элементарная работа центробежной силы

$$dA = \frac{1}{g} \omega_{yz}^2 r dr.$$

Работа центробежной силы при движении жидкости в направлении от центра рабочего колеса насоса к его внешней окружности, т. е. с окружности радиусом  $r_1$  к окружности радиусом  $r_2$ .

$$A = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\omega_{y2}^2}{g} r dr = \frac{\omega_{y2}^2}{g} \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\omega_{y2}^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2g}. \quad (276)$$

Принимая  $\omega_{y2} r_2 = u_2$  и  $\omega_{y2} r_1 = u_1$ ,

$$A = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (277)$$

Решая уравнение (275) относительно  $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ , получим

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (278)$$

Подставив в уравнение (278) в (274),

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (279)$$

После подстановки значений  $w_1^2$  и  $w_2^2$  по формулам (272) и (273) и приведения подобных членов получим:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (280)$$

Это и есть *основное уравнение центробежного насоса*, оно является основным для всех лопастных машин.

Обычно на практике очертание лопаток рабочего колеса принимается таким, чтобы угол  $\alpha_1$  между абсолютной и переносной скоростью на входе в рабочее колесо был равен  $90^\circ$ . Тогда теоретический напор насоса при бесконечном числе лопаток определится:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (281)$$

Действительный напор насоса будет меньше теоретического в результате возникающих внутри насоса гидравлических сопротивлений и вследствие конечного числа лопаток в рабочем колесе, так как при этом все частицы жидкости равномерно отклоняются лопатками и следуют по расчетным траекториям. Действительный напор насоса:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_e \cdot k. \quad (282)$$

где  $\eta_2$  – гидравлический КПД насоса, учитывающий потери напора в рабочем колесе на преодоление гидравлических сопротивлений (0,85 – 0,95);

$k$  – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток;

Окружная скорость рабочего колеса

$$u_2 = \frac{\pi D_2}{60} n,$$

где  $D_2$  – наружный диаметр рабочего колеса;

$n$  – частота вращения рабочего колеса в минуту.

Допуская, что разность давлений по обеим сторонам лопатки постоянна по всей ее длине:

$$k = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}}, \quad (283)$$

где  $r_1, r_2$  – радиусы соответственно внутренней и внешней окружности рабочего колеса;

$z$  – число лопаток;

$\psi$  – коэффициент, зависящий от шероховатости проточной части рабочего колеса:

$$\psi = 0,55 \div 0,65 + 0,6 \sin \beta_2.$$

#### 3.4.4. Типы лопаток рабочего колеса насоса и влияние их формы на величину теоретического напора

От формы очертания лопаток рабочего колеса зависит величина теоретического напора и КПД.

По форме очертания лопатки разделяют:

- отогнутые назад, считая по ходу вращения рабочего колеса (рис. 98, а);
- отогнутые вперед (рис. 98, б);
- с радиальным выходом (рис. 98, в).

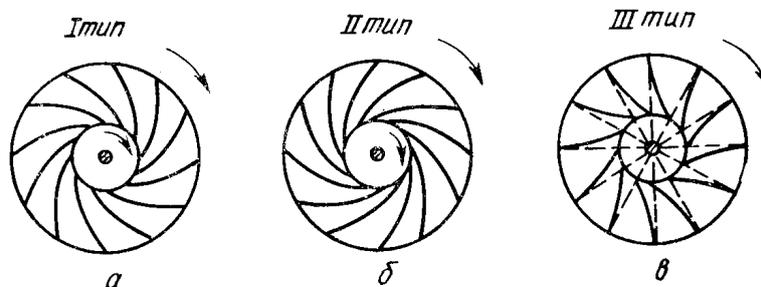


Рис. 98. Формы лопаток рабочего колеса

Из параллелограмма скоростей на выходе потока из рабочего колеса можно записать:

$$u_2 = v_2 \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2,$$

откуда

$$v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = u_2 \left( 1 - \frac{w_2 \cos \beta_2}{u_2} \right). \quad (284)$$

Подставив в уравнение (281), получим:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left( 1 - \frac{w_2 \cos \beta_2}{u_2} \right). \quad (285)$$

Рассмотрим три рабочих колеса, имеющих разные типы лопаток:

1) отогнутые назад; угол  $\beta_2 < 90^\circ$ , тогда  $H_{T\infty} < \frac{u_2^2}{g}$ ;

2) отогнутые вперед по направлению вращения рабочего колеса;  $\beta_2 > 90^\circ$ ,

$$H_{T\infty} > \frac{u_2^2}{g};$$

3) с радиальным выходом;  $\beta_2 = 90^\circ$ ,  $H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}$ .

Таким образом, следует, что при увеличении угла  $\beta_2$  увеличивается напор  $H_{T\infty}$ , развиваемый насосом, а также абсолютная скорость  $v_2$ . Но желательно из полной удельной энергии потока иметь как можно большее значение потенциальной энергии.

Рассмотрим, какую роль играют типы лопаток на  $H_{T\infty}$ :

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}.$$

Обозначим потенциальную энергию давления  $\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H_{cm}$  – статический

напор, а кинетическую энергию  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = H_\delta$  – динамический напор. Тогда:

$$H_{T\infty} = H_{cm} + H_\delta.$$

Отношение  $\frac{H_{cm}}{H_{T\infty}} = A$  – коэффициент реактивности рабочего колеса. С уве-

личением угла  $\beta_2$  возрастает  $v_2$ , а следовательно, и динамический напор  $H_\delta$ , а статический напор  $H_{cm}$  и  $A$  – уменьшаются.

Таким образом:

– при  $\beta_2 = 90^\circ$  -  $H_{T\infty}$  создается на 50 % за счет  $H_{cm}$  и на 50 %  $H_\delta$ ;

- при  $\beta_2 > 90^\circ$  - в создании  $H_{T\infty}$  большую роль играет  $H_\delta$ ;
- при  $\beta_2 < 90^\circ$  - в создании  $H_{T\infty}$  большую роль играет  $H_{cm}$ .

С точки зрения получения максимального коэффициента реактивности  $A$  наиболее выгодными являются лопатки первого типа, *отогнутые назад*, так как они обеспечивают наименьшие гидравлические потери и большую производительность. Лопатки второго типа, *отогнутые вперед*, создают при движении жидкости большие гидравлические потери, вследствие резкого увеличения сечения канала между лопатками КПД снижается. Лопатки третьего типа, *с радиальным выходом*, являются промежуточным вариантом.

В современных центробежных насосах, как наиболее выгодные, применяют лопатки первого типа - отогнутые назад, при оптимальных рабочих углах

$$\alpha_1 = 90^\circ; \beta_1 = 25...30^\circ; \alpha_2 = 8...15^\circ; \beta_2 = 25...40^\circ.$$

### 3.4.5. Зависимость между основными рабочими параметрами центробежного насоса.

Подача центробежного насоса может быть выражена следующей формулой:

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot v_{2r} \cdot \eta_v,$$

где  $D_2$  – наружный диаметр рабочего колеса;

$b_2$  – ширина рабочего колеса на выходе;

$v_{2r}$  – радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе;

$\eta_v$  – объемный КПД насоса.

Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса  $v_{2r}$  пропорциональна окружной скорости, а следовательно, и частоте вращения рабочего колеса:

$$Q \approx v_{2r} \approx u_2 \approx n.$$

Поэтому связь между подачей и частотой вращения при разных режимах насоса и неизменном КПД выражается зависимостью:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (286)$$

Как следует из основного уравнения центробежного насоса, развиваемый им напор пропорционален разности произведений абсолютных скоростей на окружные скорости движения жидкости на выходе из рабочего колеса и при входе в него, тогда можно записать:

$$H \approx n^2,$$

тогда для двух режимов работы насоса:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}. \quad (287)$$

Мощность насоса прямо пропорциональна произведению  $Q \cdot H$ , т. е

$$N \approx Q \cdot H \approx n n^2 \approx n^3,$$

тогда

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (288)$$

Зависимости между основными параметрами выведены при условии постоянства КПД насоса.

### 3.4.6. Коэффициент быстроходности центробежных насосов

Для сравнительной оценки различных типов центробежных насосов их объединяют в серии по принципу геометрического подобия рабочих колес. Геометрически подобными называют такие колеса, которые имеют одинаковые соотношения между соответствующими геометрическими размерами ( $\frac{D_1}{D_2}, \frac{b_1}{b_2}$  и т.

д.). В каждой серии подобных рабочих колес можно подобрать такое колесо, которое при полезной мощности  $N = 735,5 \text{ Вт}$  и наивысшем КПД развивает напор  $H = 1$  м и подачу для воды  $Q = 0,075 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ . Такое колесо называют модельным, или эталонным.

Частоту вращения модельного колеса  $n_s$ , характеризующую быстроходность колес данной серии, называют *коэффициентом быстроходности* или *удельной частотой вращения*.

Установим связь между коэффициентом быстроходности насоса, его подачей, напором и частотой вращения. Предположим, что рассматриваемое нами рабочее колесо имеет при какой-то частоте вращения  $n$  напор  $H$  и подачу  $Q$ . Это же рабочее колесо будет развивать напор  $H_1 = 1$  м при частоте вращения  $n_1$  и подаче  $Q_1$ . Тогда, воспользовавшись соотношениями (286), (287) и (288), можно записать:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2};$$

откуда

$$n_1 = n \sqrt{\frac{H_1}{H}};$$

при  $H_1 = 1$  м

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}. \quad (289)$$

Тогда

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n} = \frac{Q}{\sqrt{H}}. \quad (290)$$

Для того чтобы рассматриваемый насос при напоре  $H_1 = 1$  м имел такую же подачу, как и модельный насос ( $Q = 0,075 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ), нужно изменить размеры колеса насоса, сохранив численные значения окружной, входной и выходной скоростей. На основании равенства окружных скоростей  $u_1 = u_2$  при входе можем написать

$$\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n_s}{60},$$

$$\frac{n_s}{n_1} = \frac{D_1}{D_s}.$$

При одинаковой входной скорости  $u_1$  и  $u_s$  подача насосов будет пропорциональна площадям входных сечений:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D_s^2}{4}} = \frac{D_1^2}{D_s^2} = \frac{n_s^2}{n_1^2}.$$

Имея в виду, что  $Q_s = 0,075 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ , получим

$$n_s = n_1 \sqrt{\frac{Q_1}{0,075}}.$$

После подстановки в последнюю зависимость выражений для  $n_1$  по формуле (289) и  $Q_1$  по формуле (290) получим формулу для определения коэффициента быстроходности насоса:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (291)$$

Для насосов с двусторонним входом жидкости в колесо в формуле (291) вместо  $Q$  следует принять  $\frac{Q}{2}$ .

В настоящее время вместо коэффициента быстроходности  $n_s$  вводится понятие удельной частоты вращения  $n_y$ , которую определяют по формуле

$$n_y = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (292)$$

Число  $n_y$  аналогично  $n_s$  и является критерием подобия лопастных насосов и режимов их работы.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности и удельной частоты вращения насоса различают центробежные насосы:

тихоходные	$n_s = 50...90$	$n_y = 13...25$
нормальные	$n_s = 80...300$	$n_y = 20...80$
быстроходные	$n_s = 250...500$	$n_y = 70...140$
осевые $n_s$ и $n_y$	$n_s = 500...1000$	$n_y = 140...300$

Следует указать, что при коэффициенте быстроходности  $n_s < 40$  применяют поршневые насосы, так как при малых значениях  $n_s$  в лопастных насосах возникают большие гидравлические потери внутри рабочего колеса.

### 3.4.7. Явление кавитации

*Кавитация* (пустотообразование). Кавитация возникает из-за чрезмерного падения давления на всасывающей стороне насоса. Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление в жидкости в нем было больше давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. При пониженном давлении в рабочем колесе внутри жидкости образуются пустоты, наполненные паром. Пузырьки пара, двигаясь вместе с жидкостью по лопаткам рабочего колеса, попадают в область более высоких давлений, где происходит резкое сжатие и конденсация пузырьков пара. Пузырьки исчезают, и на их место со значительной скоростью устремляется жидкость. В результате происходят местные гидравлические удары. Если пузырьки находились на поверхности твердых тел, то эти явления ударного характера приводят к выкрашиванию отдельных частей металла и выходу насоса из строя. Кавитация нарушает нормальное движение жидкости в рабочем колесе насоса, она меняет свое агрегатное состояние – вскипает, подача, напор, мощность и КПД падают; ограничивает высоту всасывания.

Выразим допустимую высоту всасывания через кавитационный допустимый запас, т. е. превышение полного напора во всасывающей патрубке насоса над напором, соответствующим давлению насыщения паров жидкости

$$\Delta h = \frac{p_\epsilon}{\rho \cdot g} + \frac{v_\epsilon^2}{2 \cdot g} - \frac{p_{н.п.}}{\rho \cdot g}, \quad (293)$$

где  $p_\epsilon$  – абсолютное давление во всасывающей трубке насоса, Па ;

$v_\epsilon$  – скорость жидкости во всасывающей трубке насоса,  $\frac{м}{с}$  ;

$p_{н.п.}$  – давление насыщенных паров жидкости, Па .

Кавитационный запас, при котором возникает кавитация, называют *критическим кавитационным запасом*  $\Delta h_{кр}$ . Для установления  $\Delta h_{кр}$  осуществляют испытания насоса, на основании которых для каждого режима работы строят кавитационную характеристику (рис. 99). Она дает зависимость напора  $H$  и мощности  $N$  от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения  $n$  рабочего колеса.

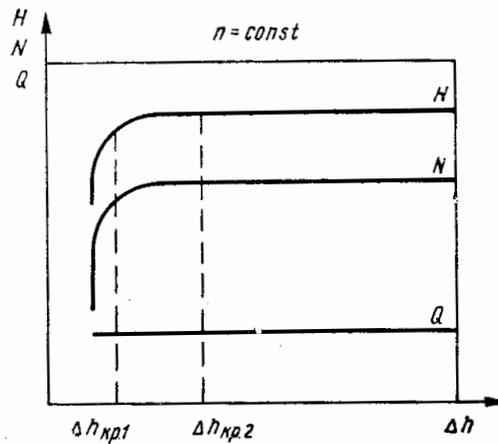


Рис. 99. Зависимость напора, мощности от кавитационного запаса

При кавитационных испытаниях могут возникать два критических режима работы насоса.

*1-й критический режим* — режим работы насоса, при котором начинается падение напора  $H$  и мощности  $N$  и ему соответствует  $\Delta h_{кр1}$  — *местная кавитация*. При работе насоса в 1-м критическом режиме  $\Delta h$  постепенно уменьшается,  $H$  и  $N$  падают и наступает *2-й критический режим*. При котором возникает второй кавитационный критический запас  $\Delta h_{кр2}$ , при этом резко увеличивается концентрация пара и парогазовой эмульсии, поток отрывается от лопатки рабочего колеса, быстро снижаются напор  $H$  и мощность  $N$ , что приводит к полному прекращению работы насоса.

Тогда  $\Delta h_{кр1} > \Delta h_{кр.доп} > \Delta h_{кр2}$ .

С учетом коэффициента запаса  $K = 1,2 \dots 1,3$  допустимый кавитационный запас:

$$\Delta h_{доп} = K \cdot \Delta h_{кр.доп}. \quad (294)$$

Допустимый кавитационный критический запас по формуле С. С. Руднева:

$$\Delta h_{кр.доп} = 10 \cdot \left( \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C_k} \right)^{4/3}, \quad (295)$$

где  $C_k$  — кавитационный коэффициент быстроходности, величина которого зависит от конструктивных особенностей насоса ( $C_k = 800 \dots 1000$ );

$n$  — частота вращения вала насоса.

Допустимая вакуумметрическая высота насоса:

$$h_{\text{васк.дон}} = \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} = \frac{p_a - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{\text{дон}}, \quad (296)$$

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

$p_e$  – абсолютное давление во всасывающей патрубке, Па .

Допустимая высота установки насоса. Из уравнения Бернулли:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = \frac{p_e}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} + h_{\text{вс}} + h_{\omega \text{ вс}}.$$

Заменяя  $\frac{p_e}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g}$  из уравнения (293), получим:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = \Delta h + \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} + h_{\text{вс}} + h_{\omega \text{ вс}},$$

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_0 - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} - \Delta h - h_{\omega \text{ вс}}.$$

Если  $\Delta h = \Delta h_{\text{дон}}$ , то

$$h_{\text{вс.дон}} = \frac{p_0 - p_{\text{н.п.}}}{\rho \cdot g} - \Delta h_{\text{дон}} - h_{\omega \text{ вс}}. \quad (297)$$

### 3.4.8. Характеристика центробежных насосов. Выбор насоса

Изготовленные на заводе насосы подвергают стендовым испытаниям, в задачу которых входит определение зависимости напора, потребляемой мощности и КПД насоса от его подачи. Эти зависимости, представленные графиками  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ , называют рабочими характеристиками насосов (см. рис. 100, а). Испытания центробежных насосов осуществляют следующим образом. Регулируя степень открытия задвижки на напорной трубе, получают при постоянной частоте вращения различные подачи  $Q$  и соответствующие им напоры  $H$ . Подачу насоса определяют при помощи мерного резервуара, водослива или расходомера.

Полный напор насоса  $H$  устанавливается как сумма показаний манометра, вакуумметра и расстояния по вертикали между приборами

$$H = H_m + H_v + H_0.$$

Кроме напора и расхода, в процессе испытаний измеряют потребляемую насосом мощность. Если насос приводится в движение электродвигателем переменного тока, потребляемая мощность устанавливается по показаниям электроизмерительных приборов и частоте вращения насоса, определяемой тахометром.

Вначале по данным испытаний строят кривую  $H = f(Q)$ , называемую главной рабочей характеристикой насоса. Затем, вычисляя по нижеприведенным формулам значения  $N$  и  $\eta$ , наносят на график кривые  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ .

Мощность, потребляемая насосом:

$$N = \frac{I \cdot E \sqrt{3} \cos \varphi}{1000} \eta_{эл}. \quad (298)$$

где  $I$  – сила тока,  $A$ ;  
 $E$  – напряжение,  $B$ ;  
 $\eta_{эл}$  – КПД электродвигателя.

Потребляемую мощность насоса устанавливают по зависимости (247).

Как видно из рис. 100, а, кривая  $\eta = f(Q)$  имеет максимум в точке  $a$ . Соответствующие этой точке значения расхода и напора являются оптимальными параметрами работы насоса. При работе насоса на холостом ходу  $Q = 0$  потребляемая насосом мощность  $N_0$  составляет около 30 % мощности насоса.

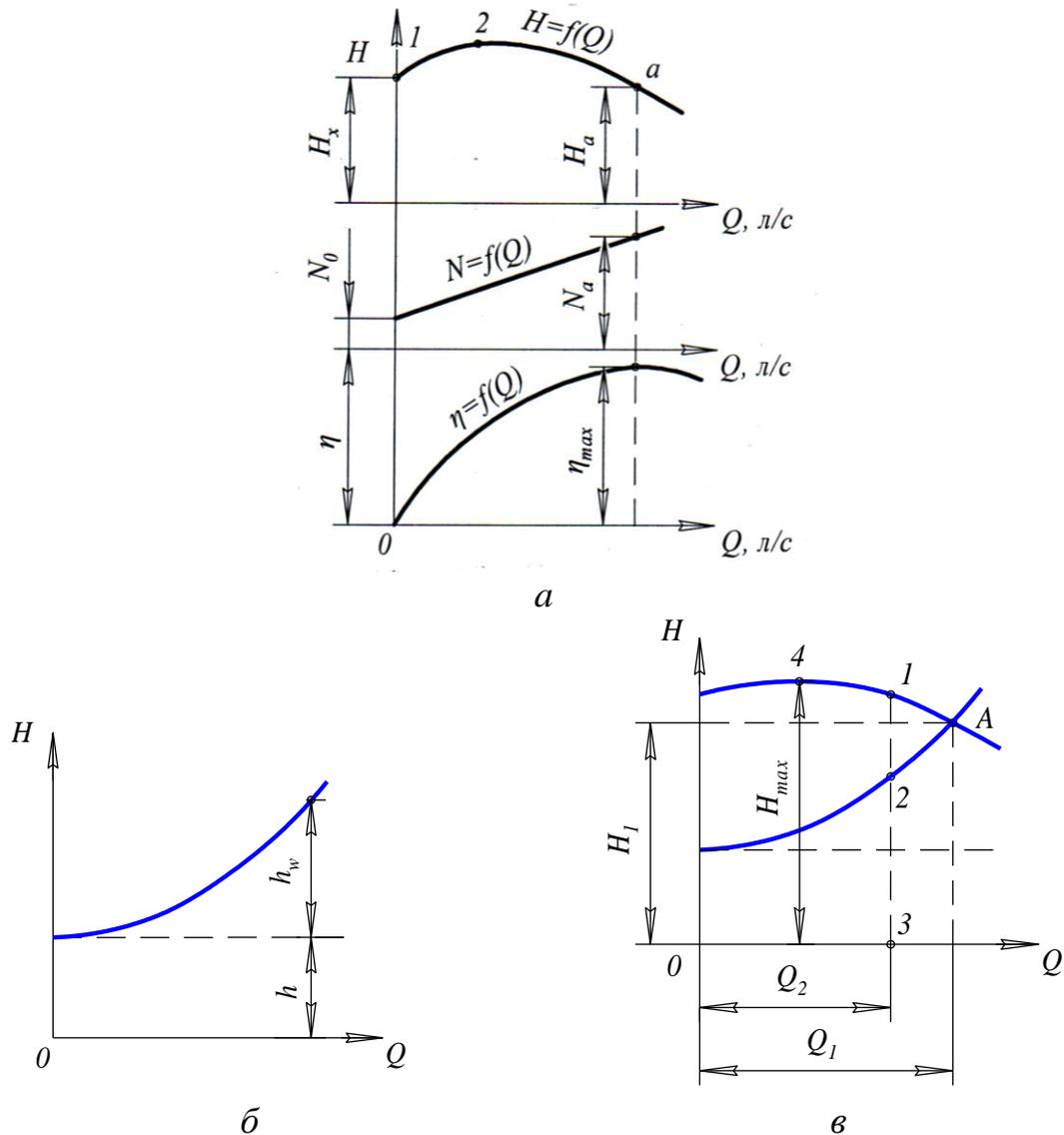


Рис. 100. Рабочие характеристики насоса

Отрезок 1 – 2 на кривой  $H = f(Q)$  называют восходящей ветвью. В пределах восходящей ветви кривой  $H = f(Q)$  насос работает неустойчиво, с сильным шумом и большими гидравлическими сопротивлениями. Поэтому восходящая ветвь должна быть как можно меньшей, а работа насоса должна проходить при режимах, расположенных на графике вправо от точки 2.

Для обеспечения легкого пуска насоса необходимо, чтобы напор при закрытой задвижке и работе насоса на холостом ходу  $H_x$  был больше напора, соответствующего максимальному  $\eta_{\max}$  и  $H_a$ , т. е.  $H_x > H_a$ .

Графические характеристики насоса делятся на пологие, крутые и непрерывно снижающиеся. Крутизну графической характеристики  $K_p$  определяют в процентах:

$$K_p = \frac{H_x - H_a}{H_a} 100 \% . \quad (299)$$

Если пологая графическая характеристика имеет крутизну в пределах 8–12 %, то у насосов происходят значительные колебания расходов при сравнительно небольших изменениях напора.

Если крутизна графической характеристики находится в пределах 25...30 %, то насосы целесообразно применять там, где требуется обеспечить почти постоянный расход жидкости при колебании напора в значительных пределах. Здесь число лопаток должно быть три-пять. Непрерывно снижающаяся графическая характеристика не имеет максимума и может быть как крутой, так и полой. Насосы с непрерывно снижающейся характеристикой работают устойчиво во всех точках кривой. При исследовании работы насоса, помимо его рабочих характеристик, нужно иметь характеристику трубопровода, показывающую связь между расходом  $Q$  и полным напором  $H_0$ . Напор, создаваемый насосом, равен геометрической высоте  $H_z$ , на которую необходимо поднять жидкость, гидравлическим потерям во всасывающей и нагнетательной трубах и требуемому свободному напору:

$$H = H_z + h_{\omega \text{ вс}} + h_{\omega \text{ наг}} + h_{\text{св}} . \quad (300)$$

где  $h_{\text{св}}$  – свободный напор.

Обозначив постоянную величину для данной насосной установки  $H_z + h_{\text{св}}$  через  $h$  и зная, что потери напора во всасывающей и нагнетательной трубах определяются по зависимостям:

$$h_{\omega \text{ вс}} = \left( \lambda_{\text{вс}} \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \sum \xi_{\text{вс}} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} \quad (301)$$

$$h_{\omega \text{ наг}} = \left( \lambda_{\text{наг}} \frac{l_{\text{наг}}}{d_{\text{наг}}} + \sum \xi_{\text{наг}} \right) \frac{v_{\text{наг}}^2}{2g} , \quad (302)$$

получаем

$$H = h + \left( \lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) \frac{v_{вс}^2}{2g} + \left( \lambda_{наг} \frac{l_{наг}}{d_{наг}} + \sum \xi_{наг} \right) \frac{v_{наг}^2}{2g},$$

$$H = h + Q^2 \left[ \left( \lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) \frac{16}{\pi^2 d_{вс}^4 2g} + \left( \lambda_{наг} \frac{l_{наг}}{d_{наг}} + \sum \xi_{наг} \right) \frac{16}{\pi^2 d_{наг}^4 2g} \right] \quad (303)$$

Так как выражение, представленное в квадратных скобках, является для данной насосной установки постоянной величиной, кривая зависимости напора от расхода будет представлена параболой с вершиной на расстоянии  $h$  от начала координат (см. рис. 100, б). Эту кривую называют характеристикой трубопровода. Таким образом, совместная работа насоса и трубопровода характеризуется двумя кривыми  $H = f(Q)$ : одной для насоса и другой для трубопровода. Для исследования совместной работы насоса и насосной установки наложим эти две кривые в одинаковом масштабе друг на друга (см. рис. 100, в). Точку пересечения кривых  $A$  называют рабочей точкой насосной установки. Подача насоса  $Q$ , соответствующая точке  $A$ , является предельно возможной для данного трубопровода, так как при  $Q > Q_1$  напор, создаваемый насосом, будет уменьшаться, а напор со стороны сети будет увеличиваться.

Прикрытие задвижки на напорном трубопроводе будет вызывать увеличение напора. Точка  $A$  при этом будет перемещаться влево по характеристике насоса, что в свою очередь вызовет уменьшение подачи. При перемещении, например, точки  $A$  в положение 1 подача насоса уменьшится до  $Q_2$ , а напор возрастет до величины, характеризуемой отрезком 1-3, причем часть этого отрезка 2-3 будет затрачиваться на подъем жидкости на геометрическую высоту и преодоление сопротивления трубопровода, а другая часть, 1-2, израсходуется на преодоление дополнительного сопротивления прикрытой задвижки. Прикрывать задвижку можно только до тех пор, пока точка  $A$  не достигнет положения, соответствующего максимальной ординате кривой  $H = f(Q)$ . Дальнейшее перемещение точки  $A$  влево от точки 4 нежелательно, так как это может привести к неустойчивой работе насоса. С энергетической точки зрения изменять подачу наиболее рационально путем регулирования частоты вращения рабочего колеса, однако ввиду сложности такое регулирование применяют редко.

При выборе насоса необходимо прежде всего учитывать режим его работы. Как указывалось ранее, насосы с пологими характеристиками целесообразно применять в тех случаях, когда требуемая подача колеблется в широких пределах, при этом напор должен оставаться почти постоянным; для условий переменного напора при мало изменяющемся расходе нужно применять насос с крутой характеристикой. Зная требуемую подачу насоса  $Q$  и напор  $H$  и ориентируясь на стандартные частоты вращения электродвигателей (720; 960; 1450 и 2900 мин<sup>-1</sup>), по формуле (292) следует подсчитать коэффициент быстроходности, а по каталогу подобрать нужный насос. Если насос имеет определенный

коэффициент быстроходности, частоту вращения электродвигателя для требуемых подачи и напора можно определить по формуле

$$n = \frac{n_s \cdot H^{3/4}}{3,65 \cdot \sqrt{Q}}. \quad (304)$$

Для выбора насоса с нужными основными параметрами и наиболее экономичным режимом необходимо построить так называемую универсальную характеристику (рис. 101), представляющую совокупность основных рабочих характеристик  $H$ ,  $Q$ ,  $N$ ,  $\eta$ , построенных для разных частот вращения рабочего колеса. Универсальную характеристику выполняют на основании опытных данных путем графической обработки основных рабочих характеристик. Универсальная характеристика устанавливает связь между основными рабочими параметрами насоса. При ее помощи, зная заданные расход и напор, можно легко найти частоту вращения насоса, а также выбрать наиболее экономичный режим насоса при заданных параметрах.

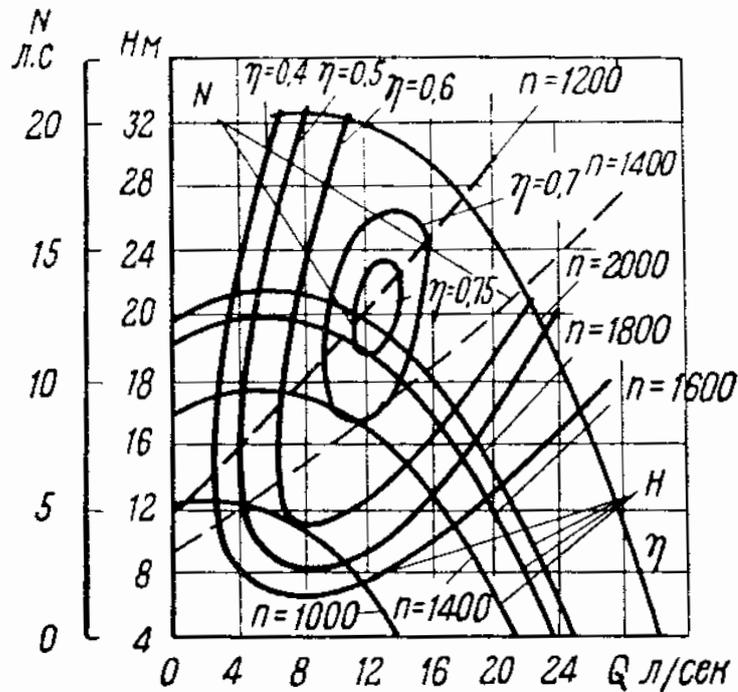


Рис. 101. Универсальная характеристика насоса

Например, если заданы  $Q$  и  $H$  и необходимо определить частоту вращения  $n$ , то через точки заданного  $H$  проводят горизонтальную прямую до пересечения с вертикальной прямой, проведенной через точку заданного  $Q$ . Пересечение этих прямых даст точку на кривой  $H = f(Q)$  и искомую частоту вращения.

Пусть  $Q = 20 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ ;  $H = 12 \text{ м}$ ; тогда  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ .

При подборе насоса необходимо стремиться к тому, чтобы:

- высота всасывания не превышала предела, установленного для данной конструкции насоса;
- напор насоса при закрытой задвижке был больше геометрической высоты подъема жидкости  $H_x > H_z$ ;
- требуемый диапазон изменения напора и подачи насоса лежал в области между точкой, соответствующей наибольшему напору, и точкой пересечения характеристики трубопровода и насоса;
- работа насоса проходила при значениях КПД близких к максимальным (в пределах 93...95 % максимального КПД).

### 3.4.9. Параллельная и последовательная работа насосов

**Параллельная работа насосов.** Если заданный расход жидкости невозможно получить при помощи одного насоса, то в систему включают несколько насосов, соединенных между собой параллельно и подающих жидкость в один общий напорный трубопровод. Допустим, имеются рабочие характеристики двух одинаковых насосов (рис. 102)  $H = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ , представленные на рисунке кривой  $I - I$ , и задана характеристика трубопровода – кривая  $K_1$ . Для построения суммарной рабочей характеристики двух одновременно работающих насосов на общий напорный трубопровод суммируем подачу каждого при одинаковом напоре.

Затем для одних и тех же напоров определяем абсциссы, удваиваем их и, не изменяя соответствующих ординат, находим точки суммарной кривой. Например, на основной кривой  $H = f(Q)$  возьмем точку  $a_2$  и отложим на нее отрезок  $aa_2$  вправо, получим точку суммарной характеристики 2. Поступая аналогично, получим точки 3, 4 и т. д. Соединяя полученные таким образом точки плавной кривой, мы построим суммарную характеристику ( $a - a_2 - 1 - 2 - 3 - 4$ ) двух одинаковых насосов, работающих параллельно, представленную кривой  $II - II$ . Пересечение суммарной характеристики с характеристикой трубопровода  $K_1$  даст точку  $A$ , определяющую режим параллельной работы двух насосов ( $Q_2$  и  $H_2$ ). Для определения режима работы каждого насоса проведем горизонтальную линию через точку  $A$  до пересечения с кривой  $I - I$ , получим точку  $B$ , по которой можно установить режим работы (расход, напор) для каждого насоса при совместной работе на общий напорный трубопровод. Подача каждого насоса при совместной параллельной работе равна  $\frac{Q_2}{2}$ , что меньше подачи одиночного насоса  $Q_1$ .

Таким образом, подача двух насосов при параллельной их работе на общий напорный трубопровод меньше суммарной подачи этих же двух насосов. КПД при параллельной работе всех насосов (точка  $E$ ) меньше, чем КПД при самостоятельной работе каждого насоса (точка  $D$ ). Чем больше включено параллельно работающих насосов, тем меньше подача каждого насоса в общий тру-

бопровод, так как чем больше суммарный расход, тем больше повышается создаваемый насосами полезный напор, а подача каждого насоса уменьшается. Для устойчивой параллельной работы насосов необходимо, чтобы суммарная характеристика была пологая, без восходящей ветви.

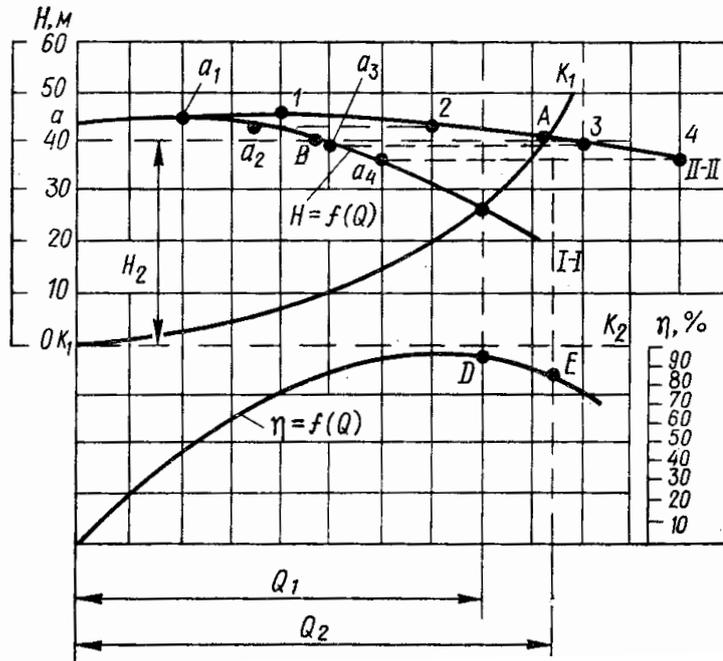


Рис. 102. Рабочие характеристики параллельно работающих насосов

**Последовательная работа насосов.** Если заданный напор нельзя получить при помощи одного насоса, то включают последовательно несколько насосов. Для определения режима последовательной работы насосов необходимо построить суммарную характеристику. Пусть имеются рабочие характеристики  $I-I$  (рис. 103) для двух одинаковых насосов и характеристика трубопровода  $K_1 = K_1$ . Для построения суммарной характеристики проведем вертикальные прямые через точки  $a, б, в, г, д, е$  и получим отрезки  $aa_1, bb_1, вв_1, гг_1, dd_1$  и  $ee_1$ . Откладывая удвоенный отрезок  $aa_1$  (ординату) от точки  $a_1$ , получим точку 1 для суммарной характеристики. Аналогично, откладывая удвоенные отрезки  $bb_1, вв_1, гг_1, dd_1$  и  $ee_1$ , получим точки 2, 3, 4 и 5 суммарной характеристики. Затем указанные точки соединим плавной кривой и получим суммарную характеристику 1–2–3–4–5 (кривая  $II-II$ ) для последовательной работы двух насосов. Таким образом, если суммарную характеристику для параллельной работы насосов строят, суммируя абсциссы точек рабочих характеристик, то суммарную характеристику для последовательной работы насосов строят, суммируя ординаты точек рабочих характеристик насосов.

Пересечение суммарной характеристики 1–2–3–4–5 с характеристикой трубопровода  $K_1$  дает точку  $A$ , которая определяет режим насосов при последовательной работе  $Q_2$  и  $H_2$ . Рабочий режим одного насоса при последовательной работе определяет точка  $B$ . Для получения точки  $B$  необходимо орди-

нату точки  $z$  продолжить до пересечения с кривой 1–2–3–4–5. Точка  $z$  показывает режим работы одного насоса. Суммарная подача насоса при последовательной работе будет равна  $Q_2$ . Подача  $Q_2$  меньше, чем подача двух насосов, работающих несовместно, т. е.  $Q_2 < Q_2$ .

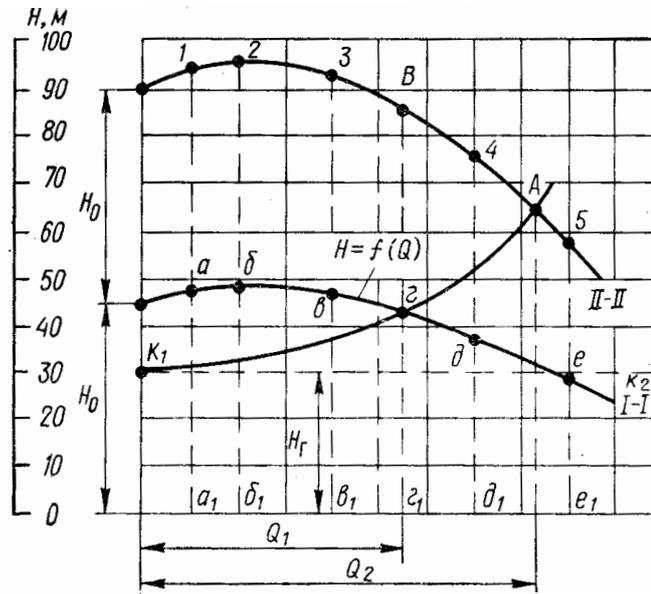


Рис. 103. Рабочие характеристики последовательно работающих насосов

Как видно из рис. 103, рабочая суммарная характеристика для двух насосов при последовательной их работе более крутая. Вследствие крутого подъема кривой  $K_1$  рабочая точка  $A$  дает значительное увеличение напора. Поэтому последовательная работа насосов при крутых характеристиках трубопровода весьма эффективна, а при пологих мало эффективна, что необходимо учитывать при выборе порядка работы насосов.

### 3.5. Осевые (пропеллерные) насосы

На рис. 104, а представлена схема осевого насоса, который имеет вал 1, рабочее колесо 4, втулку 5, короткую трубу 2 и направляющий аппарат 3. Рабочее колесо по форме напоминает гребной винт и имеет несколько лопастей (лопаток), изогнутых по винтовой поверхности.

Осевые насосы обладают высокой быстроходностью, имеют большую подачу и малый напор. Быстроходность осевых насосов характеризуется коэффициентом быстроходности, значение которого колеблется в пределах  $n_s = 600 \dots 1200$ . Осевые насосы просты по конструкции, компактны, имеют меньшую массу по сравнению с центробежными насосами и могут, не засоряясь, перекачивать загрязненные жидкости. Осевые насосы чаще всего изготавливают с поворотными лопатками, что позволяет эксплуатировать их при разной частоте вращения с различной подачей, не снижая КПД. На рис. 104 показаны

рабочие колеса осевого насоса с закрытыми и открытыми лопатками. Осевые насосы применяются на оросительных установках, насосных станциях для наполнения шлюзовых камер, тепловых станциях и имеют подачу от 1000 до  $90000 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$  с напором от 2 до 20 м.

В осевом насосе жидкость движется параллельно оси насоса и одновременно участвует во вращательном движении вместе с колесом. Для устранения вращательного движения жидкости по выходе из рабочего колеса ставят направляющий аппарат. Число лопастей у осевого насоса три-пять, длина радиальной проекции элементарной струйки от входа в рабочее колесо и до выхода из него очень мала.

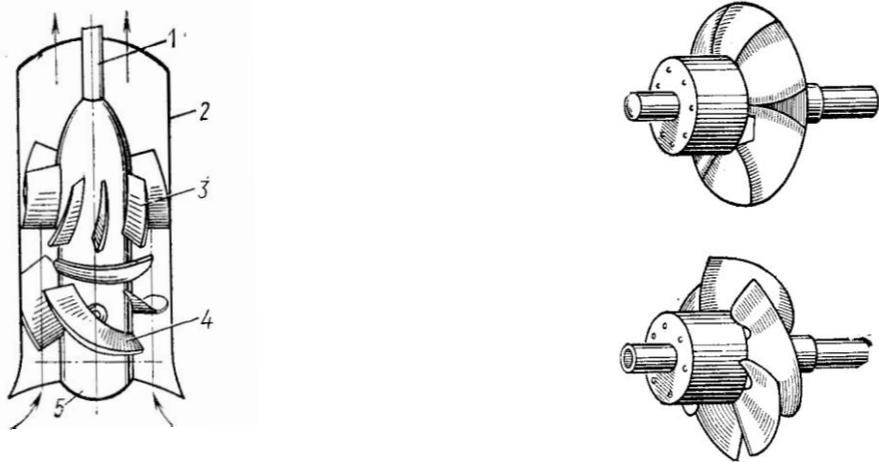


Рис. 104. Схема осевого насоса

1 – вал; 2 – короткая труба; 3 – направляющий аппарат;  
4 – рабочее колесо; 5 – втулка.

Теоретический напор  $H_{T\infty}$ , создаваемый рабочим колесом осевого насоса, можно определить из основного уравнения центробежного насоса:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}.$$

Так как поток входит в рабочее колесо и выходит из него параллельно оси насоса, то можно считать, что  $u_1 = u_2 = u$ , тогда

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 \cos \alpha_2 - v_1 \cos \alpha_1}{g} \cdot u. \quad (305)$$

Если учесть, что у осевых насосов  $\alpha_1 = 90^\circ$ , то формула для теоретического напора примет вид:

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u \cos \alpha_2}{g}. \quad (306)$$

Подача осевого насоса:

$$Q = v_2 \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2), \quad (307)$$

где  $R$  – радиус лопасти рабочего колеса, м;  
 $r$  – радиус втулки рабочего колеса, м.

### 3.6. Роторные насосы

#### 3.6.1. Классификация роторных насосов

Роторные насосы относятся к объемным и разделяются по характеру движения рабочих органов-вытеснителей:

- на роторно-вращательные;
- роторно-поступательные.

*Роторно-вращательные* насосы имеют вытеснители, совершающие только вращательное движение. К ним относятся *зубчатые* и *винтовые* насосы. В свою очередь зубчатые насосы подразделяют на *шестеренные* и *коловратные*.

*Роторно-поступательные* насосы по виду рабочих органов и рабочих камер делятся на *шиберные* и *роторно-поршневые*. Шиберные насосы в свою очередь по виду шиберов разделяют на *пластинчатые* и *фигурно-шиберные*.

Роторно-поршневые насосы по расположению рабочих камер разделяются на *радиально-поршневые* и *аксиально-поршневые*. По расположению ротора аксиально-поршневые насосы изготавливают с наклонным блоком и с наклонным диском.

В роторных насосах отсутствуют всасывающие и напорные клапаны. Этим они отличаются от поршневых насосов. Кроме того, роторные насосы имеют отличительные от поршневых насосов свойства, благодаря которым они объединены в самостоятельную подгруппу. К таким свойствам относят: обратимость, высокую быстроходность, большую равномерность подачи, чем у поршневых насосов; кроме того, они работают только на неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами. Ниже рассматриваются наиболее распространенные роторные насосы.

#### 3.6.2. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы изготавливают с наружным или внутренним зацеплением шестерен. Насосы с наружным зацеплением более просты в изготовлении, поэтому их применяют значительно чаще. Компактные насосы с внутренним зацеплением применяют в установках малых размеров.

Шестеренный насос (рис. 105, а) имеет корпус, две крышки и пару зубчатых колес, насаженных на валики. В крышках размещены подшипники и сальники ведущего и ведомого валиков. В корпусе насоса 1 предусмотрены два отверстия: 2 с той стороны, где зубья шестеренок при вращении расходятся, и нагнетательное 3 с противоположной стороны.

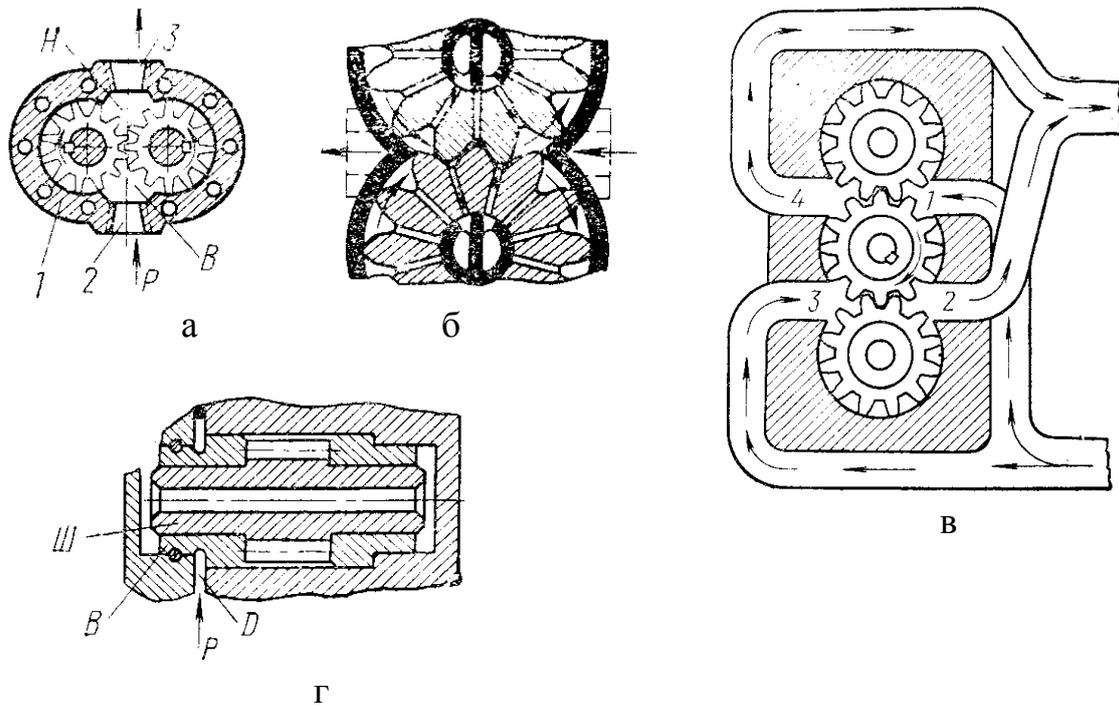


Рис. 105. Шестеренчатый насос

Принцип действия насоса заключается в следующем. Ведущий валик насоса с насаженной на нем шестеренкой приводится во вращение от двигателя. От ведущей шестеренки получает вращательное движение и ведомая шестерня. При вращении шестеренок зубья их в полости всасывания *B* расходятся. При этом жидкость, находящаяся во впадинах между зубьями, перемещается и во всасывающей полости образуется разрежение, благодаря которому обеспечивается поступление жидкости ко всасывающему отверстию. Перенесенная впадинами между зубьями жидкость из полости всасывания *B* в полость нагнетания *H* при входе зубьев в зацепление вытесняется и поступает далее в нагнетательный трубопровод. При работе шестеренного насоса во впадинах между зубьями может развиваться высокое давление, которое передается на валики и опоры насоса. Для разгрузки насоса необходимо избегать запираания жидкости во впадинах между зубьями. Для этой цели в насосах высокого давления во впадинах устраивают радиальные каналы для отведения запертой жидкости и обеспечения разгрузки валиков и опор насосов (рис. 105,б).

Шестеренные насосы изготовляют для низкого (1 МПа), среднего (до 3 МПа) и высокого (10 МПа) давления. Насосы низкого давления обычно используют в системах смазки и охлаждения станков и машин. Насосы среднего давления применяют в гидроприводах станков, силовому органу которых нужно сообщать быстрые перемещения, например для сверлильных и шлифовальных станков. Насосы высокого давления используют в гидроприводах в случае необходимости передачи рабочему органу станка большого усилия.

Шестеренные насосы выпускают как с электродвигателем, так и без него. Вал насосов соединяется с приводным валом при помощи эластичной муфты. Шестеренные насосы при работе создают пульсацию расхода, а следовательно,

и пульсацию вращающего момента, что отрицательно влияет на конструкцию насоса. Этот недостаток устраняется у винтовых насосов.

Шестеренные насосы бывают *двухшестеренные* (рис. 105, а, б) и *трехшестеренные* (рис. 105, в). При вращении средней ведущей шестерни трехшестеренного насоса по часовой стрелке в каналах 1 и 3 происходит всасывание жидкости, а в каналах 2 и 4 – нагнетание. Каналы 1 и 3, а также каналы 2 и 4 соединяются между собой. По сравнению с двухшестеренным трехшестеренный насос имеет большую подачу, но меньший объемный КПД (ввиду больших утечек). Насосы с четырьмя, пятью и большим числом шестерен, практически не выпускают из-за низкого КПД.

Шестеренные насосы с гидравлической компенсацией торцевых зазоров, обеспечивающей повышение объемного КПД, могут работать с давлением до 10 МПа и более. Гидравлическая компенсация торцевых зазоров в шестеренных насосах осуществляется следующим образом (рис. 105, г). Жидкость под давлением  $p$ , созданным в насосе, подводится в полость  $D$  и прижимает подвижную втулку  $B$  к шестерне  $III$  с усилием, обеспечивающим достаточное уплотнение по торцу. Для нормальной гидравлической компенсации необходимо, чтобы втулка прижималась к шестерне, не вызывая сильного трения и повышенного износа торцов втулки и шестерни.

Кроме гидравлической компенсации торцевых зазоров, применяют способ уменьшения их при помощи боковых прокладок, имеющих ячейки с эластичными стенками. Прокладку в виде шайбы ставят между шестерней и корпусом насоса. При работе насоса через отверстие прокладки в стенках ячейки заполняют маслом. Под давлением масла, находящегося в ячейках, перегородки последних деформируются и прижимаются к торцам шестерни, выбирая зазоры.

Подачу шестеренного насоса определяют по формуле:

$$Q = 2 \cdot \omega \cdot b \cdot z \cdot n \cdot \eta_v, \quad (308)$$

где  $\omega$  – площадь впадины зуба,  $\text{дм}^2$ ;

$b$  – ширина зуба (ширина шестерни),  $\text{дм}$ ;

$z$  – число зубьев на одной шестерне;

$n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\eta_v$  – объемный КПД насоса, значение которого принимается в пределах 0,8...0,9, в зависимости от плотности пригонки деталей, скорости вращения и вязкости жидкости.

Учитывая трудности при измерении площади впадины зуба  $\omega$ , подачу шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяют и по другой формуле:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b \cdot n \cdot \eta_v \cdot k_1,$$

где  $D_n$  – диаметр начальной окружности шестерни,  $\text{дм}$ ;

$m$  – модуль зацепления,  $\text{дм}$ ;

$k_1$  – поправочный коэффициент, учитывающий разницу между действительным объемом впадин зубьев и расчетным кольцевым объе-

мом (в среднем  $k_1 = 1,1$ ).

Так как

$$m = \frac{D_n}{z},$$

то

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_n^2}{z} \cdot b \cdot n \cdot \eta_v \cdot k_1. \quad (309)$$

Окружная скорость шестеренных насосов должна быть не выше  $6-8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

При больших окружных скоростях возникает чрезмерное разрежение у оснований впадин между зубьями, что приводит к явлению кавитации и ухудшению работы насоса. Скорость течения жидкости во всасывающей трубке шестеренного насоса обычно допускается в пределах  $1 \div 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Давление жидкости  $p$  на шестерню определяют по формуле:

$$p = 0,75 \dots 0,85 \cdot D_2 \cdot b \cdot p, \quad (310)$$

где  $D_2$  – диаметр окружности головок зубьев шестерен, см ;

$b$  – ширина шестерни, см ;

$P$  – давление, создаваемое насосом, Па .

Мощность шестеренного насоса определяют по формулам:

$$N = \frac{Q \cdot P}{\eta},$$

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \omega_{уз}}{\eta}, \quad (311)$$

где  $Q$  – подача насоса,  $\frac{\text{л}}{\text{мин}^{-1}}$  ;

$\omega_{уз}$  – угловая скорость,  $\text{дм}$  :

$$\omega_{уз} = \frac{\pi \cdot n}{30};$$

$n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$  ;

$M_{кр}$  – крутящий момент на валу насоса,  $\text{Н} \cdot \text{м}$  ;

$\eta$  – КПД насоса.

$P$  – давление, создаваемое насосом,  $\text{МПа}$ .

В разгруженных насосах (рис. 105) давление на шестерню приближается по величине к окружному усилию вращения насоса.

### 3.6.3. Винтовые насосы

Винтовые насосы с прямоугольной нарезкой впервые появились в первой четверти нашего столетия, но тогда они не получили распространения ввиду низкого КПД.

В 1932 г. шведский инженер Монтелиус создал винтовые насосы с профилем нарезки винтов, очерченным циклоидальными кривыми. Насосы с такой нарезкой называют насосами с циклоидальным зацеплением. Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением создают хорошую герметичность при работе и имеют высокий КПД.

Винтовые насосы относятся к типу объемных, где подача осуществляется путем вытеснения жидкости винтами. Винты (рис. 106) являются рабочим органом насоса и совершают при работе только вращательное движение. У винтового насоса отсутствует возвратно-поступательное движение поршня или плунжера, нет всасывающего и нагнетательного клапанов, что является основным преимуществом перед поршневыми насосами.

Винтовые насосы имеют малые габариты, обладают легкостью и быстротой, способны создавать давления до 20 МПа и более и частоту вращения винтов до  $10000 \text{ мин}^{-1}$ ; имеют безпульсационную подачу жидкости.

Рабочим винтом у этих насосов является только один ведущий. Ведомые винты служат как бы уплотнителями, препятствующими протеканию жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания. Внутренний диаметр ведущего винта и наружные диаметры ведомых винтов всегда равны между собой.

Нарезки трех винтов во время работы насоса, соприкасаясь между собой, образуют непрерывную поверхность раздела, которая обладает хорошей герметичностью и выполняет роль поршня при перемещении жидкости из камеры всасывания в камеру нагнетания.

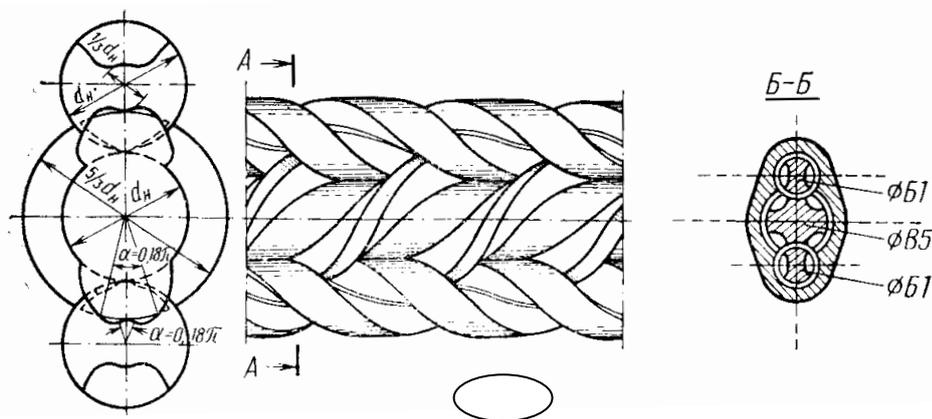


Рис. 106. Схема винтового насоса

Поверхность раздела в пределах каждого шага винта повторяется и, следовательно, с увеличением числа шагов по рабочей длине винтов число полостей возрастает. Каждая такая полость в пределах шага винта является отдельной ступенью, как это мы имеем в многоступенчатом насосе, что позволяет вслед-

ствие увеличения длины винтов создавать большие давления с высоким объемным КПД.

Винтовой насос имеет три основные части: статор – корпус насоса с полостями, примыкающими к камере всасывания и камере нагнетания, расположенными на концах винтов; ротор - винт (ведущий), который приводится во вращательное движение от двигателя; замыкатели – ведомые винты насоса, служащие для уплотнения насоса и не дающие жидкости перетекать из камеры нагнетания в камеру всасывания.

Для уравнивания осевого давления, действующего от камеры нагнетания к камере всасывания, в винтах насоса или в его корпусе устраивают каналы, по которым жидкость со стороны камеры нагнетания подводится под торцы винтов в камеру всасывания. Для защиты от повреждений насоса и всей гидросистемы в корпусе вмонтирован предохранительный клапан.

Принцип действия винтового насоса заключается в следующем. От двигателя ведущий винт приводится во вращательное движение, при этом поверхность раздела винтов отсекает объем жидкости, находящейся во впадинах винтов в камере всасывания. После этого жидкость движется вдоль винтов в камеру нагнетания и далее в нагнетательную трубу насоса. Как только будет отсечен объем жидкости в камере всасывания и жидкость начнет двигаться к камере нагнетания, в камере всасывания возникает разрежение (вакуум), вследствие чего по всасывающей трубе жидкость снова поступает в камеру всасывания и заполняет впадины винтов; далее процесс повторяется, сохраняя непрерывность работы насоса.

Следует отметить, что если жидкость до отсечения ее объемов поверхностью раздела двигалась под действием давления  $p$  (разность между  $p_a$  и  $p_{раз}$ ), то дальнейшее ее движение вдоль винтов происходит под действием давления на нее (как поршня) поверхности раздела винтов. Жидкость подается насосом непрерывно, что обеспечивает равномерную, без пульсации подачу жидкости.

По числу винтов различают одно-, двух-, трех-, четырех- и пятивинтовые насосы. Наиболее распространенными являются трехвинтовые насосы.

Винтовые насосы изготавливают на давление от 0,4 – 0,7 МПа до 20 МПа и более.

Теоретическую подачу винтового насоса определяют следующим образом. Подаваемый винтами за один оборот винтов объем жидкости

$$V = \omega \cdot h,$$

где  $\omega$  – живое сечение впадин между витками винтов,  $m^2$

$$\omega = 1,243 \cdot d_n^2;$$

$h$  – шаг винта,  $m$ ;

$$h = \pi \cdot d_n \cdot tg\beta = \frac{10 \cdot d_n}{3};$$

$\beta$  – угол подъема винтовой линии, обычно  $\beta = 26..46^\circ$  (при такой величине  $\beta$  исключается самоторможение).

Если за  $n$  оборотов в минуту подаваемый объем жидкости

$$V = \omega \cdot h \cdot n,$$

то в 1 минуту теоретическая подача насоса

$$Q_m = \omega h n = 1,243 \frac{10}{3} d_n^3 n = 4,14 d_n^3 n \quad (312)$$

или

$$Q_m = \omega \cdot h \cdot n \cdot 60 = 4,14 \cdot d_n^3 \cdot n \cdot 60 = 248,4 \cdot d_n^3 \cdot n. \quad (313)$$

Теоретическая подача в 1 с

$$Q_m = \frac{\omega \cdot h \cdot n \cdot 60}{3600} = \frac{248,4 \cdot d_n^3 \cdot n}{3600}$$

или

$$Q_m = 0,069 \cdot d_n^3 \cdot n, \quad (314)$$

где  $d_n$  – диаметр окружности выступов ведомого винта и диаметр окружности впадин ведущего винта, м

$$\omega = 1,243 \cdot d_n^2;$$

$n$  – частота вращения ведущего винта в минуту.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_m \cdot \eta_v$$

где  $\eta_v$  – объемный КПД насоса, обычно  $\eta_v = 0,8 \dots 0,95$ , при этом чем большую подачу имеет насос, тем больше КПД.

Полный КПД насоса

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_2 \cdot \eta_m.$$

где  $\eta_m$  – механический КПД, учитывающий механические потери в винтах, подшипниках и сальниках винтов,  $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$ ,  $\eta_m = 0,95$  относится к насосам большей мощности;

$\eta_2$  – гидравлический КПД, учитывающий гидравлические потери, однако у винтовых насосов они настолько незначительны вследствие небольших скоростей жидкости в проточных каналах корпуса и винтов насоса, что принимают  $\eta_2 = 1$ .

Тогда полный КПД винтового насоса

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m. \quad (315)$$

Для обеспечения безкавитационной работы винтового насоса частоту вращения определяют из неравенства

$$n_{max} \leq \frac{8175}{\sqrt{\frac{Q}{\eta_v}}}. \quad (316)$$

где  $Q$  – подача,  $\frac{\text{л}}{\text{с}}$ .

Мощность насоса определяют по формулам (311).

Допустимую высоту всасывания у винтовых насосов можно принимать до 8–9 м. Обычно число витков нарезки на рабочей длине винта принимают: для насосов низкого давления  $z = 1,5 \cdot h$ ; для среднего давления  $z = 3 \cdot h$  и для высокого давления  $z = 5 \cdot h$ .

### 3.7. Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы типа ЛФ, применяемые в гидроприводах станков, выпускаются отечественной промышленностью давлением до 6,5 МПа при подаче от 5 до 200  $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$ . Пластинчатый насос (рис. 107) имеет статор 1, ротор 6 с наклоненными к радиальному направлению лопатками 4 и вал насоса 8. Приводной вал насоса имеет с одной стороны шариковый подшипник, с другой стороны два подшипника скольжения. Подшипник скольжения, имея значительную длину, обеспечивает хорошее уплотнение. Внутренняя поверхность статора насоса имеет эллипсообразную форму. В боковых дисках насоса предусмотрены четыре отверстия. Через два отверстия жидкость засасывается, а через два других нагнетается.

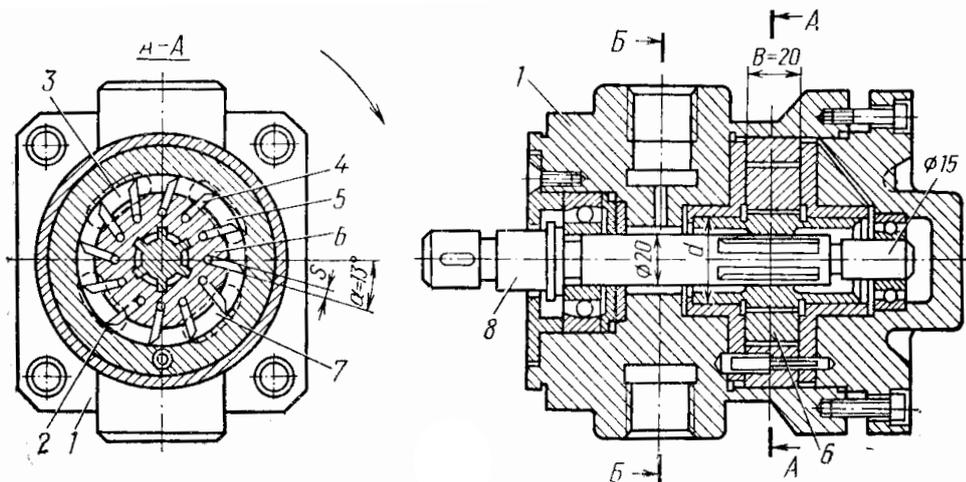


Рис. 107. Схема пластинчатого насоса

Благодаря эллипсообразной форме внутренней поверхности статора за каждый оборот ротора его лопатки при вращении дважды выходят из пазов, захватывая жидкость, поступающую из всасывающих отверстий торцевых дисков насоса и дважды входят обратно в пазы, выталкивая при этом захваченную жидкость в отверстия нагнетания торцевых дисков. Такие пластинчатые насосы

относятся к насосам двойного действия. Насосы могут быть и одинарного действия; у них имеется одно отверстие для всасывания и одно для нагнетания. Внутренняя поверхность статора у таких насосов имеет круглую форму. При вращении ротора насоса по часовой стрелке (см. рис. 107) всасывание происходит в левом верхнем и правом нижнем квадрантах 3 и 7, а нагнетание - в правом верхнем и левом нижнем 5 и 2. Так как нагнетание жидкости осуществляется одновременно в двух противоположных квадрантах, радиальное давление жидкости на ротор уравнивается и тем самым уменьшается нагрузка на подшипники и вал насоса.

Кроме одинарных, изготавливают сдвоенные лопастные насосы, что позволяет получить давление до 10 МПа. Сдвоенные насосы представляют собой два насоса, смонтированных на одном общем приводном валу. Обычно спаривают два насоса разной подачи, создающих разные давления. Насос с меньшей подачей имеет большее давление (6,5 МПа), а насос с большей подачей создает давление до 2,5 МПа. Каждый из сдвоенных насосов имеет всасывающие и нагнетательные отверстия. Пластинчатые насосы можно соединить последовательно, что дает возможность получать давление до 10 МПа и выше. Выведем расчетную формулу подачи пластинчатого насоса двойного действия. Без учета объема пластинок подача пластинчатого насоса двойного действия будет равна

$$Q_1 = 2 \cdot b \cdot h \cdot v. \quad (317)$$

где  $Q_1$  – подача насоса,  $\frac{\text{л}}{\text{с}}$ ;

$b$  – ширина ротора, м;

$h$  – рабочая высота пластинки, м;

$v$  – скорость движения центра тяжести рабочей пластинки,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Рабочая высота пластинки:

$$h = R_{\sigma} - R_m. \quad (318)$$

где  $R_{\sigma}$  и  $R_m$  – большой и малый радиусы внутренней расточки в статоре, м.

Расстояние от центра вращения ротора до центра тяжести рабочей высоты пластинки  $h_0 = \frac{R_{\sigma} + R_m}{2}$ , тогда скорость движения центра тяжести пластинки будет равна

$$v = h_0 \cdot \omega_{y2}, \quad (319)$$

где  $\omega_{y2}$  – угловая скорость вращения ротора,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ .

Во избежание кавитации окружная скорость вращения в пластинчатых насосах, как и в шестеренных, не должна превышать  $6 - 8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Имея в виду, что  $\omega_{\text{уз}} = 2 \cdot \pi \cdot n$ , получим

$$v = \frac{R_{\delta} + R_m}{2} \cdot 2\pi n = \pi n \cdot (R_{\delta} + R_m),$$

здесь  $n$  – частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ . Тогда подача насоса

$$Q_1 = 2 \cdot b \cdot (R_{\delta} - R_m) \cdot (R_{\delta} + R_m) \cdot \pi n. \quad (320)$$

$$Q_1 = 2b\pi n \cdot (R_{\delta}^2 - R_m^2). \quad (321)$$

При выводе формулы (321) не учтен объем пластинок. Площадь пластинок

$$\Omega = z\delta \cdot \left( \frac{R_{\delta} - R_m}{2} \right). \quad (322)$$

где  $z$  – число пластинок в насосе;

$\delta$  – толщина пластинки, см;

$\alpha$  – угол наклона пластинок к радиальному направлению, обычно  $\alpha = 10 \dots 15^\circ$ , в среднем принимают  $\alpha = 13^\circ$ .

Теоретическая подача насоса двойного действия за вычетом объема пластинок

$$Q_m = 2 \cdot b \cdot n \cdot \left[ \pi \cdot (R_{\delta}^2 - R_m^2) \cdot \left( \frac{R_{\delta} - R_m}{\cos \alpha} \right) \cdot z \cdot \delta \right]. \quad (323)$$

Действительная подача насоса

$$Q = Q_m \cdot \eta_v, \quad (324)$$

ГДЕ  $\eta_v$  – объемный КПД насоса, для пластинчатых насосов  $\eta_v = 0,75 \dots 0,93$ .

Вращающий момент на валу насоса без учета сил трения

$$\mu_m = 2 \cdot p \cdot \left( \frac{R_{\delta} + R_m}{2} \right) \cdot (R_{\delta} - R_m) \cdot b = p \cdot b \cdot (R_{\delta}^2 - R_m^2). \quad (325)$$

где  $p$  – разность давлений в нагнетательной и всасывающей полостях насоса, МПа.

Мощность пластинчатого насоса определяют по формулам (311), его КПД  $\eta = 0,5 \dots 0,8$ .

### 3.8. Роторно-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы по конструкции разделяют на *радиально-поршневые* и *аксиально-поршневые*. *Радиально-поршневые* насосы имеют радиальное расположение поршней к оси насоса. Обычно их применяют при давлениях в гидросистеме от 10 МПа и более.

Роторно-поршневые насосы, которые имеют ось ротора, параллельную осям рабочих камер и вытеснителей или составляет с ними угол менее  $45^\circ$ , называют аксиальными. *Аксиально-поршневые* насосы бывают с наклонным блоком и с наклонным диском пространственного типа.

Аксиально-поршневые насосы широко применяют в гидроприводах станков и машин, что объясняется их преимуществами по сравнению с радиально-поршневыми насосами, а именно: меньший радиальный габарит, а следовательно, и меньший момент инерции вращающихся масс, большая частота вращения вала. Радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы являются обратимыми, так как они могут работать в качестве гидродвигателей.

### 3.8.1. Радиально-поршневые насосы

Наибольшее распространение получили радиально-поршневые насосы типа НП с подачей до  $400 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ . Радиально-поршневые насосы серийно выпускают для давления до 20 МПа, а насосы типа Н – до 50 МПа. Полный КПД радиально-поршневых насосов колеблется в пределах  $\eta = 0,7...0,9$ .

Число поршней в радиальном насосе в одном ряду нечетное: 5; 7; 9 и реже 11. Это объясняется тем, что при нечетном числе поршней зону перехода от всасывания к нагнетанию одновременно проходит один поршень, а при четном числе два, что увеличивает неравномерность подачи. В серийно выпускаемых насосах число поршней всегда нечетное: обычно 7 или 9. Радиально-поршневой насос (рис. 108) состоит из статора 7, ротора 5, поршней 1, 3, 6, 10, 13, распределительной оси 2 с каналами 4, 14 и обоймы 8. Обойма 8 расположена эксцентрично по отношению к ротору 5. При вращении ротора поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрических отверстиях 9 и 12. Когда поршни перемещаются от центра вращения к периферии, происходит всасывание жидкости. При вращении ротора по часовой стрелке жидкость по каналу 4 и отверстию 11 поступает под поршни, а по каналу 14 нагнетается в напорный трубопровод.

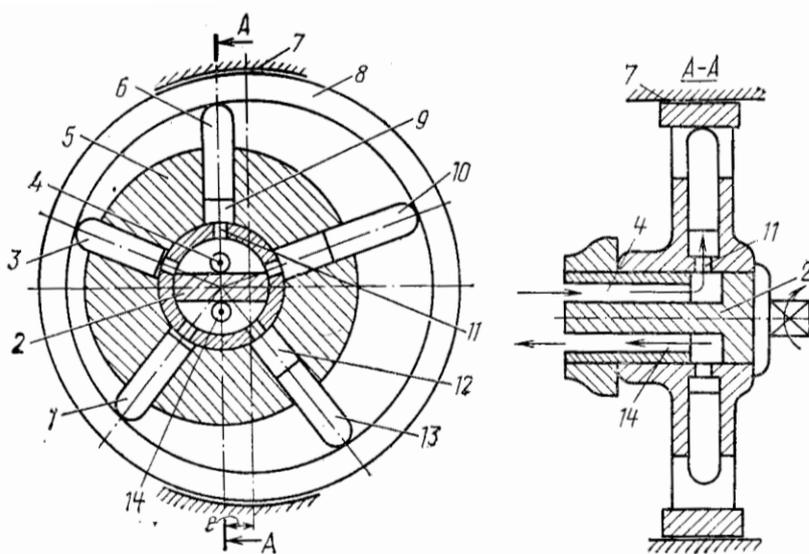


Рис. 108. Радиально-поршневые насосы

Поршни перемещаются от центра вращения к периферии принудительно под действием пружины или под давлением жидкости, которая подается в по-

лость всасывания вспомогательным шестеренным насосом или под действием центробежной силы, возникающей при вращении ротора. Каждый поршень за один оборот ротора делает один двойной ход. Величина хода поршня и подача насоса зависят от размеров эксцентриситета  $e$ . Один ход поршня равен двойному эксцентриситету  $S = 2 \cdot e$ . Чем больше эксцентриситет, тем больше ход поршня и подача насоса.

Следовательно, меняя величину эксцентриситета, можно получить разную подачу насоса при постоянной частоте вращения ротора. Подачу радиально-поршневого насоса определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot n \cdot z \cdot \mu_v \quad (326)$$

где  $z$  – число поршней в насосе;  
 $d_n$  – диаметр поршня, м;  
 $e$  – эксцентриситет, м;  
 $n$  – частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вращающий момент, возникающий на валу насоса от давления жидкости,

$$\mu = 0,159 \cdot p \cdot q, \quad (327)$$

где  $p$  – давление, МПа;  
 $q$  – удельная подача насоса или гидродвигателя;

$$q = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z. \quad (328)$$

По способу регулирования подачи радиально-поршневые насосы подразделяются на насосы:

- с электрогидравлическим дистанционным управлением типа НПМ;
- с ручным механическим управлением типа НПР;
- со следящим гидравлическим управлением типа НПС;
- с управлением по давлению типа НПД.

Подачу насоса регулируют путем изменения величины эксцентриситета  $e$  с помощью перемещения обоймы 8 относительно распределительной оси 2 (см. рис. 108).

### 3.8.2. Аксиально-поршневые насосы

Кинематической основой аксиально-поршневых насосов является, так же как и у радиальных насосов, кривошипно-шатунный механизм, где скорость перемещения поршня относительно цилиндра изменяется по синусоидальному закону. Аксиально-поршневые насосы делятся на насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском.

На рис. 109, а, б показаны принципиальные схемы аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком и с наклонным диском. Насос (рис. 109, а) имеет вращающийся цилиндрический блок 2, неподвижный распределительный диск 1,

поршни 3, штоки 4, диск 6, шарнир 8, вал 7 и шарниры 5. Приводной вал насоса 7 жестко связан с диском 6. Шарниры 5 и 8 фиксированы относительно диска 6. При вращении приводного вала 7 вращается и диск 6, приводя во вращательное движение и цилиндрический блок 2.

В процессе вращательного совместного движения цилиндрического блока и диска поршни совершают вращательное (переносное) и возвратно-поступательное движение, благодаря чему осуществляется процесс всасывания и нагнетания жидкости каждым поршнем. В насосах с наклонным блоком ось вала пересекается с осью ротора, образуя угол  $\gamma$ .

За один оборот диска 6 каждый поршень диаметром  $d$ , подает объем жидкости

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S. \quad (329)$$

где  $S$  - ход поршня.

Теоретическая подача насоса

$$Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z. \quad (330)$$

где  $z$  - число поршней;

$q$  - частота вращения диска 6 или приводного вала насоса,  $\text{мин}^{-1}$ .

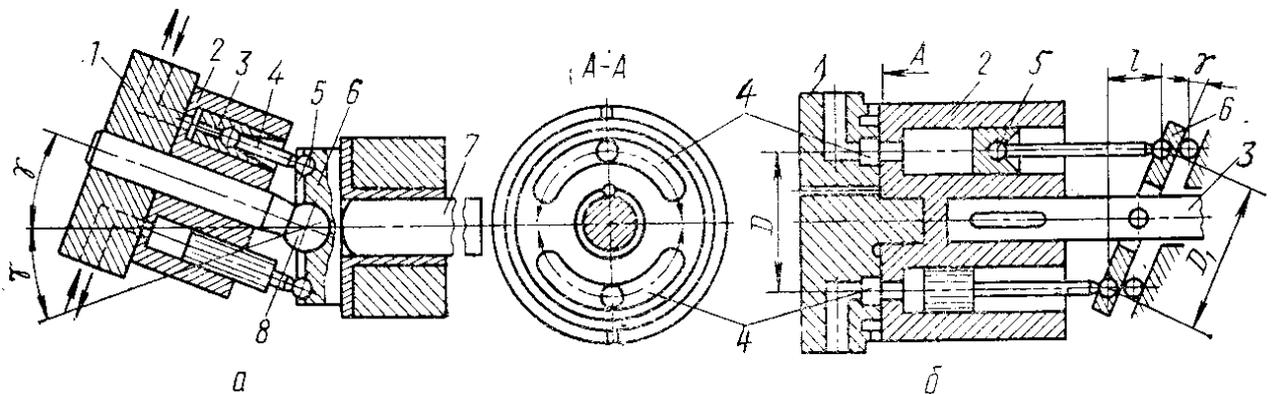


Рис. 109. Аксиально-поршневой насос

Из рис. 109, а следует, что

$$S = D \cdot \sin \gamma = D_0 \cdot \text{tg} \gamma. \quad (331)$$

Действительная подача

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \sin \gamma \cdot n \cdot z \cdot \eta_v, \quad (332)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D_0 \cdot \text{tg} \gamma \cdot n \cdot z \cdot \eta_v. \quad (333)$$

где  $D$  и  $D_0$  - диаметры соответственно диска 6 и цилиндрического блока 1, м;

$\gamma$  – угол наклона оси цилиндрического блока к оси диска.

Аксиально-поршневой насос с наклонным диском рис. 109, б имеет цилиндрический блок 1, упорно-распределительный неподвижный диск 2, вал 3, два дугообразных окна 4, поршни со штоками 5, наклонный диск 6. В этом насосе наклонный диск с поршнями связан шарнирно, что важно для эксплуатации, во избежание отрыва поршней от диска при вращательном движении.

Все аксиально-поршневые насосы имеют устройство, обеспечивающее попеременное сообщение рабочих камер с полостями всасывания и нагнетания насоса во время работы и кроме того замыкание рабочих камер в промежуточные моменты. Такое устройство имеет два дугообразных окна 4, одно окно - всасывающее, другое - нагнетательное. При вращении цилиндрического блока 1 рабочие камеры сообщаются с этими окнами через отверстия 7, либо замыкаются, когда отверстия находятся в промежутках между окнами. Увеличение или уменьшение рабочего объема насоса осуществляется изменением угла  $\gamma$  наклона диска 6. Обычно  $\gamma = 15...20^\circ$ .

Регулирование подачи может быть ручное или автоматическое в зависимости от давления, создаваемого насосом.

### 3.9. Водоподъемные устройства

#### 3.9.1. Гидравлический таран

Очень простой и во многих случаях экономичной водоподъемной установкой является *гидравлический таран*. Для подъема воды таран использует энергию протекающего через него потока и не требует установки двигателя. Непременным условием для работы тарана является расположение его ниже уровня воды в источнике водоснабжения. Гидравлические тараны используют для водоснабжения небольших населенных пунктов и промышленных предприятий, лесных поселков, леспромхозов, колхозов, животноводческих ферм и др. Таран может быть применен там, где имеется падение потока высотой не менее 0,5 м.

Схема таранной установки показана на рис. 110. Из источника водоснабжения 1 вода поступает в таранную установку по питательной трубе 2. Таран имеет ударный клапан 3, нагнетательный клапан 4 и воздушный колпак 5. По нагнетательной трубе 6 вода подается в бак 7. Принцип действия гидравлического тарана заключается в следующем. При нажиме на рукоятку открывается ударный клапан. При этом вода из источника водоснабжения начинает течь по питательной трубе и через открытый ударный клапан вытекает наружу.

По мере возрастания скорости движения воды в питательной трубе давление на клапан будет увеличиваться и в определенный момент, преодолев массу клапана, закроет его. Вследствие внезапного прекращения течения воды в питательной трубе произойдет гидравлический удар, который вызовет резкое увеличение давления. Под действием возросшего давления откроется нагнетательный клапан 4 и вода устремится в воздушный колпак 5 и нагнетательную трубу 6. В следующий момент произойдет падение давления в питательной трубе,

благодаря чему ударный клапан 3 под действием атмосферного давления и собственной массы (или силы пружины) откроется. Одновременно нагнетательный клапан 4 под давлением воды в воздушном колпаке закроется и таран автоматически придет в первоначальное положение, после чего процесс действия гидравлического тарана возобновится.

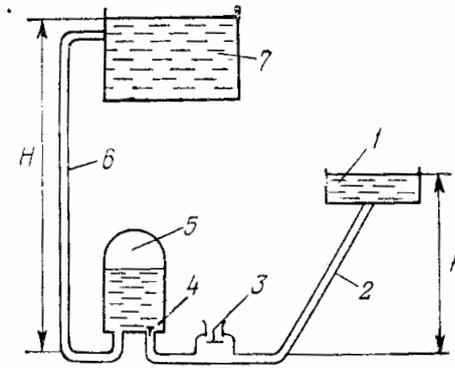


Рис. 110. Гидравлический таран:

1 – источник водоснабжения; 2 – питательная труба; 3 – ударный клапан; 4 – нагнетательный клапан; 5 – воздушный колпак; 6 – нагнетательная труба; 7 – бак

КПД гидравлического тарана определяется зависимостью

$$\eta = \frac{q \cdot H}{Q \cdot h}, \quad (334)$$

где  $q$  – расход воды, подаваемой тараном в водонапорную башню,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;

$H$  – геометрическая высота подъема жидкости, м;

$Q$  – расход жидкости, протекающей по питательной трубе,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;

$h$  – высота падения жидкости, м.

Высоту подъема воды обычно принимают в пределах от 5 до 10  $h$  и реже до 20  $h$ . Длину питательной трубы принимают в пределах  $6 \dots 8 h$ . Диаметр нагнетательной трубы должен быть вдвое меньше диаметра питательной трубы.

Гидравлический таран надежно работает в любое время суток зимой и летом и не требует постоянного обслуживания. Недостатком в работе гидравлического тарана является выброс неиспользованной воды через клапан 3 (см. рис. 110) в количестве 60 % от  $Q$ , и только 40 % расхода  $Q$  подается в бак 7.

Гидравлические тараны типа ТГ-1 и УНЖК-100 выпускаются серийно. Гидрав-

личный таран ТГ-1 способен подавать жидкость на высоту 80 м, а УНЖК-100 создает напор до 80 м при подводящей трубе  $d = 100$  мм.

### 3.9.2. Водоструйный насос (эжектор)

*Струйный насос* – насос трения, в котором одна жидкая среда перемещается внешним потоком другой жидкой среды. Струйные насосы для нагнетания называются инжекторами, для отсасывания - эжекторами, для подъема – гидроэлеваторами.

Действие струйного насоса основано на непосредственной передаче кинетической энергии одним потоком (рабочим) другому, имеющему меньшую кинетическую энергию (перекачиваемому – эжектируемому). Рабочая и перекачиваемая (эжектируемая) жидкости могут быть одинаковыми и различными. Струйные насосы, в которых рабочей и эжектируемой жидкостями является вода, называются водоструйными.

Водоструйный насос можно легко получить на основе трубы Вентури, организовав поток жидкости по оси трубы с высокой скоростью.

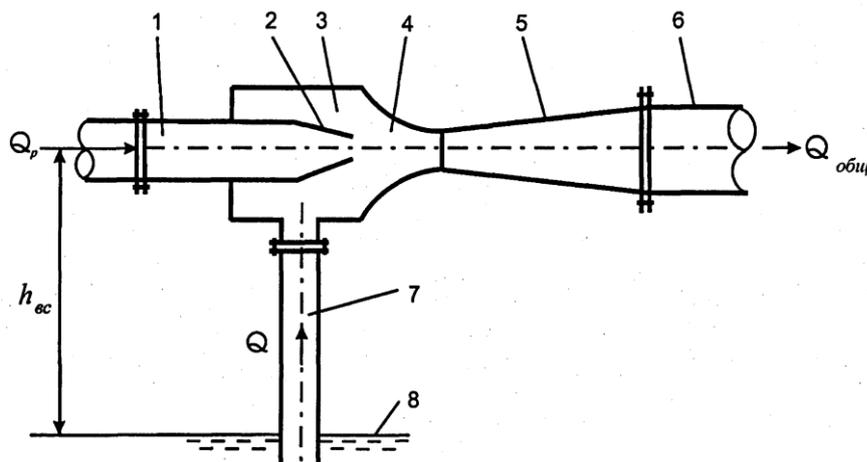


Рис. 111. Схема водоструйного насоса (эжектора):

1 – трубопровод рабочей жидкости; 2 – сопло; 3 – камера всасывания; 4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – напорный трубопровод суммарного потока; 7 - всасывающий трубопровод; 8 – резервуар расходный;  $Q_p$  - расход рабочего потока жидкости;  $Q$  - расход эжектируемой (перекачиваемой) жидкости;  $Q_{общ}$  - расход общего потока жидкости.

На рис. 111 приведена принципиальная схема водоструйного насоса (эжектора). В водоструйном насосе рабочий поток с расходом  $Q_p$  под большим давлением 60...80 кПа по трубопроводу 1 с соплом 2 на конце поступает в камеру всасывания 3, сообщенной всасывающим трубопроводом 7 с расходным резервуаром 8. Струя воды, вылетая из сопла 2 с большой скоростью, создает разрежение в камере всасывания 3 и соответственно во всасывающем трубопроводе

7. За счет вакуума из расходного резервуара 8 по всасывающему трубопроводу 7 подсасывается вода в количестве  $Q$  (расход эжектируемой – перекачиваемой жидкости). Из камеры смешения 4 общий поток с расходом  $Q_{общ} = Q_p + Q$  направляется в диффузор 5, где скорость падает, и создается давление, необходимое для движения жидкости по напорному трубопроводу 6. Струйные насосы обладают рядом существенных достоинств: простота конструкции, надежность работы, легкость изготовления, небольшие габариты и стоимость, простота эксплуатации. Недостатком водоструйных насосов является низкий КПД (0,2...0,35) и относительно большой расход рабочей жидкости  $Q_p$ , (в 1,5...3 раза превышающий расход эжектируемой жидкости).

КПД водоструйного насоса можно определить с помощью зависимости

$$\eta = \frac{Q \cdot h_{вс}}{Q_p \cdot h} \quad (335)$$

где  $Q$  - расход воды во всасывающей трубе (подача водоструйного насоса),  $\frac{м^3}{с}$ ;

$Q_p$  - расход воды, подаваемой к водоструйному насосу по напорному трубопроводу (рабочий расход),  $\frac{м^3}{с}$ ;

$h_{вс}$  - полная высота подъема перекачиваемой жидкости, м;

$h$  - напор, подводимый к насосу рабочей жидкости, м.

Среднее значение КПД водоструйных насосов колеблется в пределах  $\eta = 0,15...0,20$ .

Напор, развиваемый водоструйным насосом, зависит от скорости истечения воды из сопла, которая обычно составляет  $25-50 \frac{м}{с}$ . Для достижения такой скорости вода должна подводиться к насосу под напором 40–160 м. Скорость во всасывающем и напорном трубопроводах равна  $2-3 \frac{м}{с}$ . Отношение площади сечений горловины к площади сечения сопла составляет обычно 4...10, а отношение сечения площадей всасывающей трубы и сопла принимается равным 15...20.

### **Примеры решения задач к темам главы 3:**

**Задача 1.** Определить теоретический напор рабочего колеса, число рабочих колес, необходимое для создания теоретического напора насоса  $H'_T = 145$  м. Рабочие колеса устанавливаются последовательно. Они имеют внутренний диаметр

$d_1 = 180$  мм, внешний  $d_2 = 400$  мм, углы лопаток  $\beta_1 = 155^\circ$ ,  $\beta_2 = 135^\circ$  и  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

**Решение.**

Исходя из прочности металла, из которого изготовлены колеса, принимая окружную скорость на входе в колесо  $u_1 = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Тогда частота вращения колеса

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{\pi d_1},$$

$$n = \frac{60 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,18} = 1290 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимая  $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ , уточняем окружную скорость:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60},$$

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,18 \cdot 1300}{60} = 12,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos(80 - \beta_1)},$$

$$w_1 = \frac{12,3}{\cos(80 - 155)} = 13,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Окружная скорость на выходе из рабочего колеса:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60},$$

$$u_2 = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1300}{60} = 27,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Тогда проекция абсолютной скорости  $v_2$  на направление  $u_2$

$$v_{2u} = u_2 - w_2 \cos(80 - \beta_2),$$

$$v_{2u} = 27,2 - 13,6 \cdot \cos(80 - 135) = 17,68 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Теоретический напор, который может быть создано одним рабочим колесом:

$$H_T = \frac{u_2 - v_{2u}}{g},$$

$$H_T = \frac{27,2 - 17,68}{9,8} = 49 \text{ м.}$$

Следовательно, для создания теоретического напора насоса  $H'_T = 145$  м необходимо иметь три рабочих колеса.

Общий теоретический напор насоса при последовательном соединении рабочих колес

$$H_T = 3H_T = 49 \cdot 3 = 147 \text{ м.}$$

**Задача 2.** Дана характеристика насоса (рис. 113). Насос должен подавать воду по трубопроводу (в сеть) длиной  $l = 500$  мм, диаметром  $d = 150$  мм. Трубопровод в конце имеет отметку над уровнем заборного водоема  $H_z = 20$  м и свободный напор  $h_{св} = 10$  м. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,03$ .

Требуется:

1. Построить характеристику трубопровода (сети), пренебрегая местными потерями напора.
2. Определить рабочую точку насоса, соответствующую ей подачу насоса и потребную мощность на валу насоса.

**Решение.**

Для построения характеристики трубопровода необходимо выяснить зависимость напора от производительности

$$H = H_z + h_{св} + h_w.$$

Потери напора в трубопроводе:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{Q^2}{S^2 2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi}{4} d^2\right)^2 2g},$$

$$h_w = 0,03 \cdot \frac{500}{0,15} \cdot \frac{Q^2}{\left(\frac{3,14}{4} \cdot 0,15^2\right)^2 \cdot 2 \cdot 9,8} = 16298 \cdot Q^2.$$

$$H = 20 + 10 + 16298 \cdot Q^2.$$

Вычислим для различных значений производительности насоса потребный напор:

$$- Q = 0 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad H = 30 \text{ м};$$

$$- Q = 20 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad H = 20 + 10 + 16298 \cdot Q^2 = 30 + \frac{16298}{3600} \cdot 20^2 = 30,5 \text{ м};$$

$$- Q = 40 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad H = 30 + \frac{16298}{3600} \cdot 40^2 = 32 \text{ м};$$

$$- Q = 60 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad H = 30 + \frac{16298}{3600} \cdot 60^2 = 34,5 \text{ м};$$

$$- Q = 80 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad H = 30 + \frac{16298}{3600} \cdot 80^2 = 38 \text{ м}.$$

По данным точкам строим характеристику трубопровода.

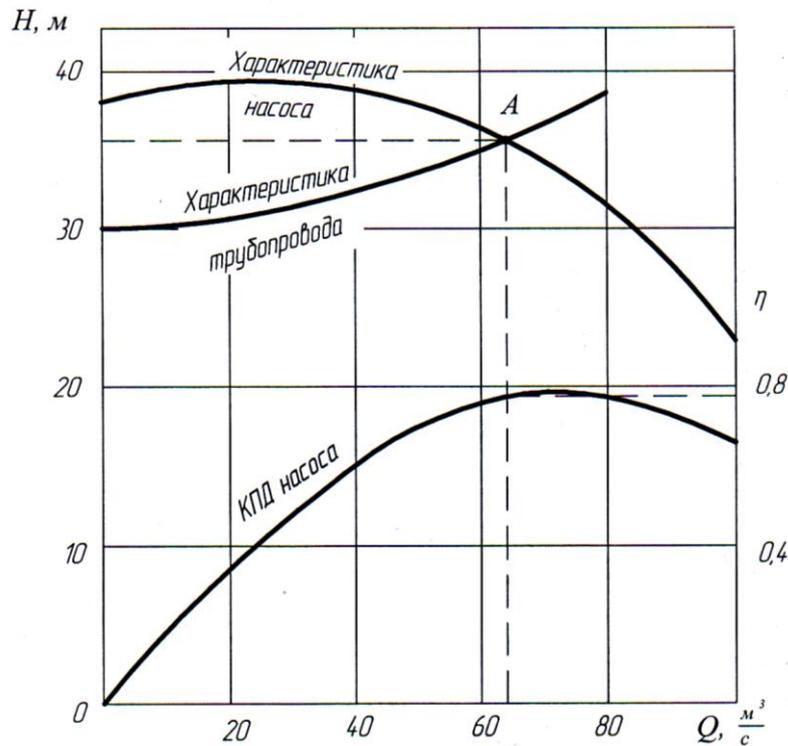


Рис. 113. К задаче 2

2. Пересечение характеристики трубопровода с характеристикой насоса даст точку  $A$ , которая называется рабочей точкой насоса.

Рабочей точке насоса соответствует расход  $Q = 64 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ , который может подать насос в рассматриваемый трубопровод. При напоре  $H = 36 \text{ м}$  КПД насоса  $\eta = 0,78$ . Мощность насоса для пропуски заданного расхода

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta},$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,8 \cdot 64 \cdot 36}{0,78 \cdot 3600} = 7,99 \text{ кВт}.$$

**Задача 3.** Требуется подать воду на высоту  $h = 14 \text{ м}$  по водопроводу диаметром  $d = 100 \text{ мм}$  и длиной  $l = 650 \text{ м}$ . Необходимо обеспечить при отборе воды свободный напор  $h_{св} = 4 \text{ м}$ . На трубопроводе имеется одна задвижка с коэф-

коэффициентом местного сопротивления  $\xi_3 = 0,44$  с высотой перекрытия  $\frac{a}{d} = 0,3$  и три резких поворота на  $90^\circ$  с  $\xi_n = 1,1$ . Скорость движения воды  $v = 0,82 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Коэффициент гидравлического трения по длине  $\lambda = 0,25$ .

Определить полный напор насоса  $H$  и требуемую мощность электродвигателя насоса, если КПД насоса  $0,65$ , подача  $Q = 2,8 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ .

**Решение.**

Напором насоса  $H$  называется количество энергии, сообщаемой насосом одному килограмму перекачиваемой жидкости:

$$H = h + h_w + h_{св}.$$

Сопротивление водопровода складывается из потерь напора на трение  $h_{тр}$  и потерь напора от местных сопротивлений  $h_{м.с}$ , т.е.

$$h_w = h_{тр} + h_{м.с}.$$

По формуле Дарси – Вейсбаха потери напора на трение:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

$$h_l = 0,25 \cdot \frac{650}{0,1} \cdot \frac{0,82^2}{2 \cdot 9,81} = 55,7 \text{ м.}$$

Потери напора на местные сопротивления по формуле Вейсбаха:

$$h_{м.с} = h_3 + h_n = \xi_3 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + 3 \cdot \xi_n \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где  $h_3$  – потери напора на задвижку;

$h_n$  – потери напора на резкие повороты.

$$h_{м.с} = 0,44 \cdot \frac{0,82^2}{2 \cdot 9,8} + 3 \cdot 1,1 \cdot \frac{0,82^2}{2 \cdot 9,8} = 0,015 + 0,113 = 0,128 \text{ м};$$

$$h_w = 55,7 + 0,128 = 55,828 \text{ м};$$

$$H = 14 + 55,828 + 4 = 73,83 \text{ м.}$$

Действительная мощность электродвигателя насоса:

$$N = \frac{N_m}{\eta},$$

где  $N_m$  – теоретически требуемая мощность насоса,

$$N_m = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H,$$

$$N_m = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot 73,83 = 2025,9 \text{ Вт};$$

$$N = \frac{2025,9}{0,65} = 3116,8 \text{ Вт} = 3,1 \text{ кВт}.$$

**Задача 4.** Поршневой насос двойного действия наполняет бак диаметром  $D_0 = 4,6$  м и высотой  $H_0 = 0,4$  м за время  $t = 19$  мин. Диаметр плунжера насоса  $D = 170$  мм, диаметр штока  $d = 65$  мм, радиус кривошипа  $R = 154$  мм, частота вращения  $n = 58 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ . Определить коэффициент подачи насоса.

**Решение:**

Коэффициент подачи насоса двойного действия может быть определен из уравнения:

$$Q = \eta_v \frac{(F - f) \cdot S \cdot n}{60},$$

где  $Q$  – производительность насоса,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ,

$$Q = \frac{\left( \frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot H_0 \right)}{t},$$

$$Q = \frac{\left( \frac{3,14}{4} 4,6^2 \cdot 0,4 \right)}{(9 \cdot 60)} = 5,83 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$F$  – рабочая площадь (площадь поперечного сечения) поршня (плунжера),  $\text{м}^2$ ,

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,17^2}{4} = 2,27 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$f$  – площадь поперечного сечения штока,  $\text{м}^2$ ,

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4};$$

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,065^2}{4} = 3,32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$S$  – ход поршня, м,

$$S = 2R = 2 \cdot 0,154 = 0,308 \text{ м.}$$

Тогда:

$$\eta_v = \frac{Q \cdot 60}{(F - f) \cdot S \cdot n};$$

$$\eta_v = \frac{5,83 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{(2,27 \cdot 10^{-2} - 0,332 \cdot 10^{-2}) \cdot 0,308 \cdot 58} = 0,466.$$

**Задача 5.** Раствор (этанол + вода) с концентрацией  $X_a = 35 \%$  мас. и расходом  $G = 3,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ , подается из резервуара с давлением 1 ат в ректификационную колонну, абсолютное давление в которой  $p_{абс} = 0,45$  атм, точка подачи раствора в колонну расположена на  $h = 4,5$  м выше уровня раствора в резервуаре (рис. 114). Длина трубопровода от резервуара до теплообменника  $l_1 = 450$  м, на этом участке имеется нормальная диафрагма с диаметром отверстия  $d = 48$  мм, две задвижки, один вентиль и 12 плавных поворотов на  $90^\circ$  при относительном радиусе поворота  $\frac{R_0}{d} = 4$ . В кожухотрубчатом теплообменнике с числом ходов  $z = 2$  раствор подогревается от  $t_n = 16^\circ \text{C}$  до  $t_k = 76^\circ \text{C}$ . Теплообменный аппарат имеет общее число труб  $n = 100$  длиной  $l = 3$  м и диаметром  $25 \times 2$  мм, диаметр штуцеров  $D_{шт} = 133 \times 4$  мм. Длина трубопровода от теплообменника до ректификационной колонны  $l_2 = 12$  м; на этом участке установлена задвижка и имеется два поворота: один на  $90^\circ$  и один на  $120^\circ$  при  $\frac{R_0}{d} = 3$ . Требуется рассчитать и подобрать стандартный диаметр трубопровода и подобрать центробежный насос на уровне исходного резервуара.

**Решение:**

1. Физические свойства смеси:

Плотность исходной смеси:

$$\rho_{см} = \frac{X_a}{\rho_a} + \frac{X_b}{\rho_b},$$

- при  $t_n = 16^\circ \text{C}$ :  $\rho_a = 793,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,  $\rho_b = 999 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [12, стр. 489]

$$\rho_{см.х} = \left[ \frac{0,35}{793,2} + \frac{0,65}{999} \right]^{-1} = 915,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

- при  $t_H = 76 \text{ } ^\circ\text{C}$ :  $\rho_a = 738,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,  $\rho_b = 974,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [12, стр. 489]

$$\rho_{см.х} = \left[ \frac{0,35}{738,8} + \frac{-0,35}{974,4} \right]^{-1} = 876,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

- при средней температуре раствора  $t_{cp}$ :  $\rho_a = 757,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,  $\rho_b = 989,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [12, стр. 489]:

$$t_{cp} = \frac{t_H + t_K}{2} = \frac{16 + 76}{2} = 46 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\rho_{см.х} = \left[ \frac{0,35}{757,6} + \frac{-0,35}{989,6} \right]^{-1} = 893,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

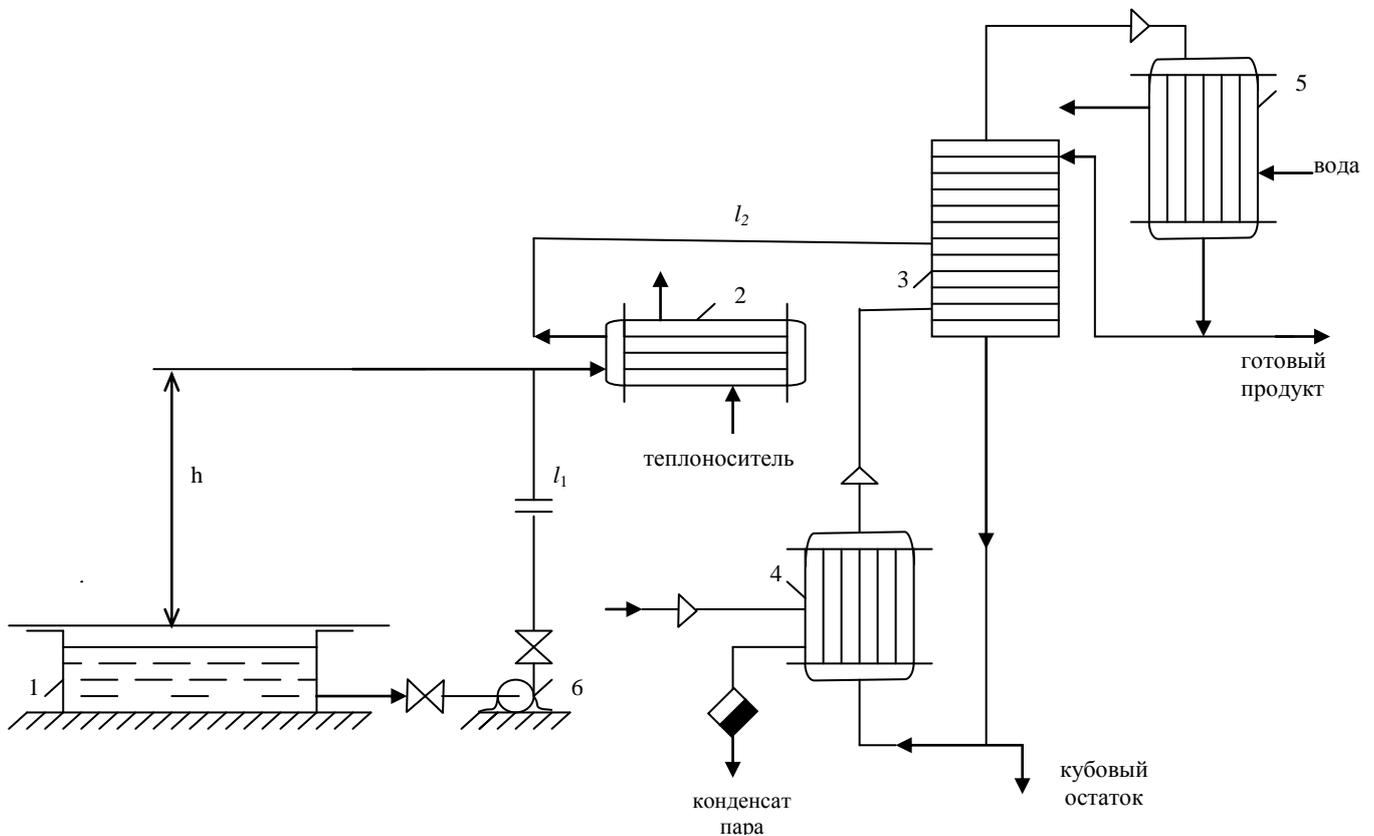


Рис. 114. К задаче 5

1 – исходный резервуар; 2 – теплообменник; 3 – ректификационная колонна; 4 – куб - испаритель; 5 – дефлегматор; 6 – насос

Коэффициент динамической вязкости смеси из уравнения:

$$\lg \mu_{см} = X_a \lg \mu_a + X_m \lg \mu_m$$

- при  $t_H = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$ :  $\mu_a = 1,28 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ ,  $\mu_b = 1,05 \text{ мПа} \cdot \text{с}$  [15, стр. 489]

$$\lg \mu_{см.х} = 0,17 \cdot \lg 1,28 + 0,83 \cdot \lg 1,05;$$

$$\mu_{см.х} = 1,09 \text{ мПа} \cdot \text{с};$$

- при  $t_n = 76^\circ \text{C}$ :  $\mu_\gamma = 0,47 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ ,  $\mu_\delta = 0,38 \text{ мПа} \cdot \text{с}$  [12, стр. 489]

$$\lg \mu_{см.з} = 0,17 \cdot \lg 0,47 + 0,83 \cdot \lg 0,38;$$

$$\mu_{см.з} = 0,39 \text{ мПа} \cdot \text{с};$$

- при  $t_{cp} = 46^\circ \text{C}$   $\mu_\gamma = 0,75 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ ;  $\mu_\delta = 0,62 \text{ мПа} \cdot \text{с}$  [12, стр. 489]

$$\lg \mu_{см} = 0,17 \cdot \lg 0,75 + 0,83 \cdot \lg 0,62;$$

$$\mu_{см} = 0,64 \text{ мПа} \cdot \text{с}.$$

2. Разность давлений, необходимая для преодоления гидравлического сопротивления трубного пространства теплообменного аппарата, через который движется раствор:

$$\Delta p_{ТОА} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{ум} + \Delta p_{рк} + \Delta p_{нов}.$$

Потери давления на трение в теплообменном аппарате:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_{см} \cdot v_{тр}^2}{2},$$

где  $v_{тр}$  – скорость движения раствора по трубам,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

$d_{вн}$  – внутренний диаметр труб, м;

$z$  – число ходов;

$l$  – длина трубы, м;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения.

$$w_{тр} = \frac{G / \rho_{см}}{0,785 \cdot d_n^2 - 2 \cdot \delta \cdot \frac{n}{z}},$$

$d_n$  – наружный диаметр труб, м;

$\delta$  – толщина стенки труб, м.

$$v_{тр} = \frac{3,2 / 893,8}{0,785 \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,002) \cdot \frac{100}{1}} = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Выбор формулы для определения коэффициента гидравлического трения зависит от значения критерия Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v_{тр} \cdot d_{вн} \cdot \rho_{см}}{\mu_{см}},$$

$$\text{Re} = \frac{0,1 \cdot 0,021 \cdot 8938}{0,64 \cdot 10^{-3}} = 2933.$$

следовательно, режим движения переходный. Тогда коэффициент трения

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,316}{2933^{0,25}} = 0,043,$$

$$\Delta p_{mp} = 0,043 \cdot \frac{3 \cdot 1}{0,021} \cdot \frac{8938 \cdot 0,1^2}{2} = 27,5 \text{ Па}.$$

Скорость раствора во входном и выходном штуцерах:

$$w_{um} = \frac{G / \rho_{cm}}{0,785 \cdot D_{um}^2},$$

$$w_{um} = \frac{3,2 / 893,8}{0,785 \cdot (0,133 - 2 \cdot 0,004)^2} = 0,29 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Потери давления при входе в трубное пространство теплообменного аппарата и выходе из него:

$$\Delta p_{um} = \xi_{um} \frac{\rho_{cm} \cdot v_{um}^2}{2},$$

где  $\xi_{um} = 1,5$  – коэффициент местного сопротивления входа в штуцер и выхода из него.

$$\Delta p_{um} = 1,5 \cdot \frac{8938 \cdot 0,29^2}{2} = 56,4 \text{ Па}.$$

Потери давления на входе и выходе из трубного пучка теплообменника в распределительные камеры:

$$\Delta p_{pk} = 2 \cdot z \cdot \xi_{pk} \frac{\rho_{cm} \cdot v_{mp}^2}{2},$$

где  $\xi_{pk} = 1,0$  – коэффициент местного сопротивления при входе и выходе из распределительных камер.

$$\Delta p_{pk} = 2 \cdot 2 \cdot 1,0 \cdot \frac{8938 \cdot 0,1^2}{2} = 18 \text{ Па}.$$

Потери напора на поворотах потока на  $180^\circ$  в распределительной камере

$$\Delta p_{нов} = x \cdot \xi_{нов} \frac{\rho_{cm} \cdot v_{mp}^2}{2},$$

где  $\xi_{нов} = 2,5$  – коэффициент местного сопротивления поворота между ходами;

$x$  – число поворотов потока.

$$\Delta p_{нов} = 1 \cdot 2,5 \cdot \frac{893,8 \cdot 0,1^2}{2} = 11,2 \text{ Па.}$$

$$\Delta p_{ТОА} = 27,5 + 56,4 + 18 + 11,2 = 113,1 \text{ Па.}$$

3. Для расчета потерь давления на трубопроводах необходимо предварительно задаться значением скорости движения смеси. Скорость движения капельных жидкостей, перекачиваемых насосами, находится в пределах от 1,5 до  $3,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , примем  $v = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

### 3.1 Холодный участок.

Расчетный диаметр трубопровода для участка от резервуара до теплообменного аппарата:

$$d = \sqrt{\frac{G}{\rho_{см.х} \cdot 0,785 \cdot v}},$$

$$d = \sqrt{\frac{3,2}{915,8 \cdot 0,785 \cdot 2}} = 0,047 \text{ м.}$$

Согласно [11, стр. 16] подбираем стандартный размер трубопровода  $d = 57 \times 2,5$  мм. Действительная скорость раствора в трубопроводе:

$$v_{д.мп} = \frac{G}{\rho_{см.х} \cdot 0,785 \cdot d_{см}^2},$$

$$v_{д.мп} = \frac{3,2}{915,8 \cdot 0,785 \cdot 0,052^2} = 1,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Критерий Рейнольдса для холодного участка трубопровода:

$$Re_x = \frac{v_{д.мп} \cdot d_{см} \cdot \rho_{см.х}}{\mu_{см.х}},$$

$$Re_x = \frac{1,7 \cdot 0,052 \cdot 915,8}{1,09 \cdot 10^{-3}} = 74272 -$$

режим движения турбулентный (гидравлически шероховатые трубы).

Коэффициент гидравлического трения для холодного участка:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right],$$

где  $\varepsilon$  - относительная шероховатость,

$$\varepsilon = \frac{e}{d_s} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,052} = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$e$  - средняя высота выступов на стенках трубы, согласно [12, с. 494]  
 $e = 0,2 \text{ мм} = 0,2$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_x}} = -2 \lg \left[ \frac{3,85 \cdot 10^{-3}}{3,7} + \left( \frac{6,81}{74272} \right)^{0,9} \right],$$

$$\lambda_x = 0,03.$$

Потери давления на протяженном холодном участке трубопровода:

$$\Delta p_x = \Delta p_{тр.х} + \Delta p_{мс.х} + \Delta p_{под} + \Delta p_{ск}.$$

Потери давления по длине:

$$\Delta p_{тр.х} = \lambda_x \cdot \frac{l_1}{d_{cm}} \cdot \frac{\rho_{см.х} \cdot v_{д.тр}^2}{2},$$

$$\Delta p_{тр.х} = 0,03 \cdot \frac{450}{0,052} \cdot \frac{915,8 \cdot 1,7^2}{2} = 343557 \text{ Па}.$$

Потери давления на местных сопротивлениях холодного участка:

$$\Delta p_{мс.х} = \zeta_{\delta} + 2\xi_{з} + \xi_{в} + 12\xi_{пов} \cdot \frac{\rho_{см.х} \cdot v_{д.тр}^2}{2},$$

где  $\xi_{з} = 0,5$  – коэффициент сопротивления задвижки;

$\xi_{в} = 4,6$  – коэффициент сопротивления вентиля (вентиль нормальный);

$\xi_{пов} = 0,135$  – коэффициент сопротивления поворотов на  $90^{\circ}$ ;

$\zeta_{\delta} = 0,28$  – коэффициент сопротивления нормальной диафрагмы при

$$m = \left( \frac{d_0}{d_{cm}} \right)^2 = \left( \frac{48}{52} \right)^2 = 0,85.$$

$$\Delta p_{мс.х} = 0,28 + 2 \cdot 0,5 + 4,6 + 12 \cdot 0,135 \cdot \frac{915,8 \cdot 1,7^2}{2} = 13339 \text{ Па}$$

Затраты удельной энергии на подъем холодного раствора:

$$\Delta p_{под} = \rho_{см.х} \cdot g \cdot h,$$

$$\Delta p_{под} = 915,8 \cdot 9,8 \cdot 4,5 = 40386 \text{ Па}.$$

Затраты удельной энергии на создание потока скорости:

$$\Delta p_{ск} = \frac{\rho_{см.х} \cdot v_{д.тр}^2}{2},$$

$$\Delta p_{ск} = \frac{915,8 \cdot 1,7^2}{2} = 13233 \text{ Па}.$$

$$\Delta p_x = 343557 + 13339 + 40386 + 13233 = 3986053 \text{ Па}.$$

### 3.2. Горячий участок

Скорость движения  $v_{д.тр} = 1,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , стандартный диаметр трубопровода равен диаметру трубопровода холодного участка  $d = 57 \times 2,5 \text{ мм}$ .

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{v_{д.тр} \cdot d_{ст} \cdot \rho_{см.г}}{\mu_{см.г}} = \frac{1,7 \cdot 0,052 \cdot 876,6}{0,39 \cdot 10^{-3}} = 116880.$$

режим движения турбулентный (гидравлически шероховатые трубы).

Коэффициент гидравлического трения:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = -2 \lg \left[ \frac{3,85 \cdot 10^{-3}}{3,7} + \left( \frac{6,81}{116880} \right)^{0,9} \right],$$

$$\lambda_2 = 0,029.$$

Потери давления по длине:

$$\Delta p_{тр.г} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_{ст}} \cdot \frac{\rho_{см.г} \cdot w_{д.тр}^2}{2} = 0,029 \cdot \frac{12}{0,052} \cdot \frac{876,6 \cdot 1,7^2}{2} = 8477,1 \text{ Па}.$$

Потери давления на местных сопротивлениях горячего участка:

$$\Delta p_{мс.г} = \zeta_3 + 2\xi_{пов} \cdot \frac{\rho_{см.г} \cdot v_{д.тр}^2}{2},$$

где  $\xi_{пов} = 0,152$  – коэффициент сопротивления поворота на  $120^\circ$ .

$$\Delta p_{мс.г} = (0,5 + 0,135 + 0,152) \cdot \frac{876,6 \cdot 1,7^2}{2} = 996,9 \text{ Па}.$$

Потери давления на горячем участке трубопровода:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{тр.г} + \Delta p_{мс.г} = 8477,1 + 996,9 = 9474 \text{ Па}.$$

### 3.3. Разность давлений в резервуаре и в ректификационной колонне:

$$\Delta p_{дон} = p_{вак} \cdot 9,81 \cdot 10^4.$$

$$p_{вак} = p_{атм} - p_{абс} = 1 - 0,45 = 0,55 \text{ ат}.$$

$$\Delta p_{дон} = 0,55 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 53955 \text{ Па}.$$

### 3.4. Общий перепад давления:

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_{ТОА} + \Delta p_x + \Delta p_2 + \Delta p_{дон}.$$

$$\Delta p_{\text{общ}} = 1131 + 3986053 + 9474 + 53966 = 4621584 \text{ Па.}$$

4. Мощность центробежного насоса:

$$N = \frac{G \cdot \Delta p_{\text{общ}}}{\rho_{\text{см.х}} \cdot \eta},$$

$$N = \frac{3,2 \cdot 4621382}{915,8 \cdot 0,7} = 2307 \text{ Вт.}$$

При заданном напоре, производительности и мощности подбираем стандартный центробежный насос [11, с. 38]: марка X 20/53 тип ВАО-52-2, производительность  $Q = 5,5 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ , напор  $H = 53 \text{ м вод.ст.}$ , мощность  $N = 13 \text{ Вт}$ , КПД  $\eta = 0,87$ .

### Библиографический список

Основная литература:

1. **Артемьева, Т. В.** Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод [Текст] / Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко [и др]. – М. : «Академия», 2005. – 336 с.
2. **Гиргидов, А. Д.** Механика жидкости и газа (гидравлика) [Текст] : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлениям подготовки спец. "Технические науки" и "Техника и технологии" / А. Д. Гиргидов ; М-во образования Рос. Федерации, С.-Петерб. политехн. ун-т. - 2-е изд., испр. и доп. - СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2003 (на обложке 2004).
3. **Ильина, Т. Н.** Основы гидравлического расчета инженерных сетей [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. "Теплогасоснабжение и вентиляция", "Водоснабжение и водоотведение" направления подготовки дипломированных специалистов "Строительство" / Т. Н. Ильина. - М. : АСВ, 2007. - 192 с.
4. **Калекин, А. А.** Гидравлика и гидравлические машины [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. 050502 "Технология и предпринимательство" и 050501 "Профессиональное обучение (агроинженерия)" / Калекин. - М. : Мир, 2005. - 512 с.
5. **Калицун, В. И.** Гидравлика, водоснабжение и канализация [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. "Пром. и гражданское стро-во" / В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Стройиздат , 2004. - 397 с/
6. **Кудинов, В. А.** Гидравлика [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по направлениям подготовки (спец.) в области техники и технологии / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. - М. : Высш. шк., 2006. - 175 с.
7. **Лапшев, Н. Н.** Гидравлика [Текст] : учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению подготовки "Строительство" / Н. Н. Лапшев. - М. : Академия, 2007. - 270 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование. Строительство).
8. **Лебедев, Н. И.** Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод [Текст] : учеб. пособие для студ.-заочников по дисциплине "Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод" / Н. И. Лебедев ; М-во образования Рос. Федерации, Моск. гос. ун-т леса . - 2-е изд., стер. - М. : МГУЛ, 2003. - 232 с.
9. **Сайриддинов, С. Ш.** Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов по спец. "Водоснабжение и водоотведение" / С. Ш. Сайриддинов. - М. : АСВ, 2004. - 344 с. - Библиогр.: с. 335.

Дополнительная литература:

10. **Бутаев, Д. А.** Сборник задач по машиностроительной гидравлике [Текст] : учебное пособие для машиностроительных вузов / Д. А. Бутаев, З. А. Калмыков [и др]. М.: Машиностроение. 1981. – 464 с.

11. **Дытнерский, Ю. И.** Процессы и аппараты химической технологии [Текст] : учебник для вузов / Ю. И. Дытнерский. – Ч. 2. Массообменные процессы и аппараты. – М. : Химия, 1995. – 368 с.
12. **Павлов, К. Ф.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] : учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. чл.-корр. АН России П. Г. Романкова. – 13-е изд., стер. – М. : Альянс, 2006. – 576 с.

## Приложения

## Приложение 1

## Соотношение между единицами измерения

Величина	Единицы измерения в СИ	Соотношение между единицами измерения СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Температура	К	$T, K = {}^{\circ}C + 273,15$
Вес (сила тяжести)	Н	1 кгс = 9,81 Н
Коэффициент динамической вязкости	Па · с	$1 \text{ П} = 1 \frac{\text{дин} \cdot \text{с}}{\text{см}^2} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ $1 \text{ сП} = \frac{1}{9810} \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} = 1 \text{ мПа} \cdot \text{с}$
Коэффициент кинематической вязкости	$\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$1 \text{ ст} = 1 \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Давление	Па	$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$ $1 \frac{\text{дин}}{\text{см}^2} = 1 \text{ мкбар} = 0,1 \text{ Па}$ $1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735 \text{ мм рт. ст.}$ $1 \text{ ат. ф.} = 101325 \text{ Па} = 760 \text{ мм рт. ст.}$ $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$
Мощность	Вт	$1 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 9,81 \text{ Вт}$
Поверхностное натяжение	$\frac{\text{Н}}{\text{м}}$	$1 \frac{\text{Н}}{\text{м}} = 1 \frac{\text{кгс}}{\text{м}} = 9,81 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}$
Объем	$\text{м}^3$	$1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3$
Объем удельный	$\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$1 \frac{\text{дм}^3}{\text{кг}} = 1 \frac{\text{см}^3}{\text{г}} = 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
Плотность	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$1 \frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{дм}^3} = 1 \frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Работа, энергия	Дж	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$
Скорость угловая	$\frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$1 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = \frac{\pi}{30} \frac{\text{рад}}{\text{с}}; 1 \frac{\text{об}}{\text{с}} = 2\pi \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
Частота	Гц	$1 \text{ Гц} = 1 \text{ с}^{-1}; 1 \frac{\text{об}}{\text{с}} = 1 \text{ Гц}; 1 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = \frac{1}{60} \text{ Гц}$

## Физические свойства воды

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Плотность, $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Динамическая вязкость, $\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	Кинематическая вяз- кость, $\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
0	1000	1790	1,79
10	1000	1310	1,31
20	998	1004	1,01
30	996	804	0,81
40	992	657	0,66
50	988	549	0,556
60	983	470	0,478
70	978	406	0,415
80	972	355	0,365
90	965	315	0,326

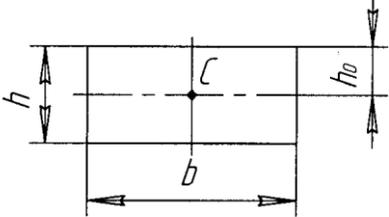
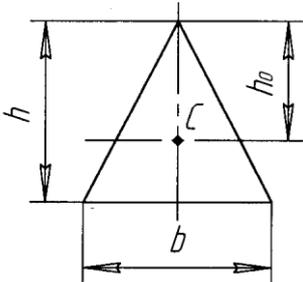
## Приложение 3

Зависимость атмосферного давления от высотного  
расположения местности

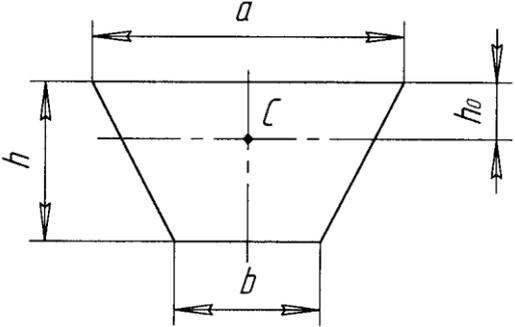
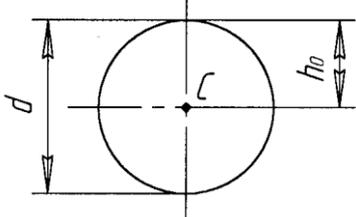
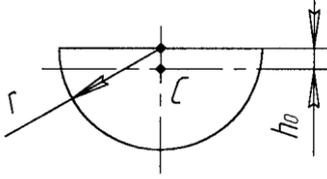
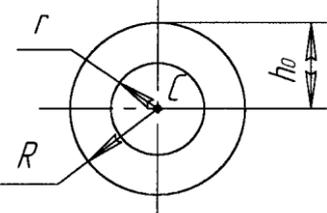
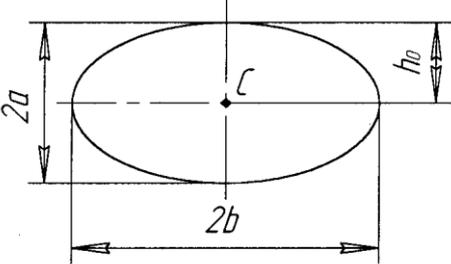
Высота над уровнем моря, м	0	100	200	300	400	500	600	800	1000	1500	2000
Атмосферное давление, кПа	101	100	99	97,5	96,5	95	94	92	90	84,5	80

## Приложение 4

Положение центра тяжести плоских фигур и формулы моментов инерции отно-  
сительно оси, проходящей через центр тяжести

Фигура	$I_c$	$h_0$	$S$
	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{1}{2} h$	$b \cdot h$
	$\frac{b \cdot h^3}{36}$	$\frac{2}{3} h$	$\frac{b \cdot h}{2}$

## Продолжение приложения 4

	$\frac{h^3 (\frac{a^2}{4} + 4ab + b^2)}{36(a+b)}$	$\frac{1}{3}h \cdot \frac{a+2b}{a+b}$	$\frac{h \cdot (a+b)}{2}$
	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$d$	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$
	$\frac{9 \cdot \pi^2 - 64}{72\pi} r^4$	$\frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi}$	$\frac{\pi \cdot r^2}{2}$
	$\frac{\pi \cdot (R^4 - r^4)}{4}$	$R$	$\pi \cdot (R^2 - r^2)$
	$\frac{\pi \cdot a^3 \cdot b}{4}$	$a$	$\pi \cdot a \cdot b$

## Приложение 5

Отношение максимальной скорости  $u_{\max}$  к средней  $v$  и коэффициент Кориолиса при турбулентном течении в трубах

$\lambda$	$\frac{u_{\max}}{v}$	$\alpha$	$\lambda$	$\frac{u_{\max}}{v}$	$\alpha$
0,005	1,096	1,014	0,016	1,171	1,042
0,006	1,105	1,016	0,017	1,176	1,045
0,007	1,113	1,019	0,018	1,181	1,048
0,008	1,121	1,021	0,019	1,186	1,050

<i>Продолжение приложения 5</i>					
0,009	1,128	1,024	0,020	1,191	1,053
0,010	1,135	1,027	0,025	1,214	1,066
0,011	1,142	1,029	0,030	1,234	1,079
0,012	1,148	1,032	0,035	1,253	1,093
0,013	1,154	1,034	0,040	1,270	1,106
0,014	1,160	1,037	0,045	1,287	1,119
0,015	1,165	1,040	0,050	1,302	1,133

*Приложение 6*

Связь между коэффициентом гидравлического трения  $\lambda$   
и коэффициентом Шези  $C$

$C, \frac{M^{0,5}}{c}$	$\lambda$	$C, \frac{M^{0,5}}{c}$	$\lambda$	$C, \frac{M^{0,5}}{c}$	$\lambda$
10	0,785	35	0,064	60	0,022
15	0,345	40	0,049	70	0,016
20	0,196	45	0,039	80	0,012
25	0,125	50	0,031	90	0,010
30	0,087	55	0,026	100	0,008

*Приложение 7*

Значения коэффициента  $\xi_{вн.р.2}$  при внезапном расширении трубопровода

$n = \frac{S_2}{S_1}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$\xi_{вн.р.2}$	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

*Приложение 8*

Значения коэффициента  $\xi_{вн.с.}$  при внезапном сужении трубопровода

$n = \frac{S_2}{S_1}$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\xi_{вн.с.}$	0,41	0,4	0,38	0,36	0,34	0,3	0,27	0,2	0,16	0,1	0

*Приложение 9*

Значения коэффициента  $\xi_{диафр.}$  диафрагмы в трубопроводе

$n_{диафр} = \frac{S_0}{S_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\xi_{диафр.}$	224	60,2	19,9	9,8	4,4	2,4	1,22

## Приложение 10

Значения коэффициента  $\xi_{вых.}$  при выходе из трубы через диафрагму

$n = \frac{S_2}{S_1}$	0,11	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\xi_{вых.}$	268	66,5	28,9	15,5	9,81	5,8	3,7	2,38	1,56

## Приложение 11

Значения коэффициента  $\xi_{90^0}$  при резком повороте круглой трубы на  $90^0$ 

d, мм	20	25	32	40	50
$\xi_{90^0}$	1,7	1,3	1,1	1	0,83

## Приложение 12

Значения коэффициентов местных сопротивлений трубопроводной арматуры (квадратичная область)

Арматура	$\xi_{кв}$	Арматура	$\xi_{кв}$
Приемные клапаны насосов	6 – 5	Вентиль с косым шпинделем	2 – 3
Обратные клапаны	6,5 – 5,5	Шибберная задвижка	0,5 – 1,5
Вентиль обыкновенный	4 – 16	Кран двойной регулировки	2 – 4
Кран проходной	2 – 4	Задвижка (полностью открыта)	0,12

## Приложение 13

Значения  $b$  в зависимости от центрального угла поворота трубы  $\alpha$ 

$\alpha, ^0$	$b$	$\alpha, ^0$	$b$	$\alpha, ^0$	$b$
20	0,40	70	0,88	120	1,13
30	0,55	80	0,95	130	1,165
40	0,65	90	1	140	1,2
50	0,75	100	1,05	160	1,27
60	0,83	110	1,09	180	1,33

## Приложение 14

Зависимость коэффициента расхода  $\mu_p$  водомера Вентуриот числа Рейнольдса (при  $\frac{d_1}{d_2} = 0,5$ )

Re	200	400	600	800	900	1000
$\mu_p$	0,70	0,80	0,84	0,86	0,87	0,88

Продолжение						
Re	4000	10000	20000	40000	300000	1 10 <sup>6</sup>
$\mu_p$	0,93	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99

Примечание: Число Рейнольдса относится к узкому сечению водомера.

Приложение 15

Эквивалентная шероховатость  $\Delta_{экр}$ , мм.

Вид трубы	$\Delta_{экр}$ , мм
Стальные цельнотянутые новые	0,02 – 0,05
Стальные цельнотянутые неновые (бывшие в эксплуатации)	0,15 – 0,3
Стальные сварные новые	0,04 – 0,1
Чугунные новые	0,25 – 1
Чугунные и стальные сварные неновые	0,8 – 1,5
Асбестоцементные новые	0,05 – 0,1
Асбестоцементные неновые	0,6
Бетонные и железобетонные	0,3 – 0,8
Латунные и медные цельнотянутые	0,0015 – 0,01

Приложение 16

Коэффициент расхода  $\mu$  (при полном совершенном сжатии струи)

Напор над центром отверстия, м	Диаметр отверстия, см				
	0,6	1,5	3,0	12,2	30,5
	$\mu$				
0,15	–	0,627	0,6915	0,596	–
0,30	0,644	0,617	0,608	0,598	0,591
0,50	0,636	0,612	0,605	0,599	0,594
1,07	0,625	0,606	0,602	0,599	0,596
1,52	0,621	0,605	0,601	0,598	0,596
3,05	0,611	0,601	0,598	0,597	0,595
6,10	0,601	0,598	0,596	0,596	0,594
15,0	0,596	0,595	0,594	0,594	0,593
30,0	0,593	0,592	0,592	0,592	0,592