

## 4. НАСОСЫ

### 4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Насосами называются гидравлические машины и аппараты, создающие поток жидкой среды. Насосы создают разность давлений жидкости непосредственно в самих насосах и трубопроводах и, таким образом, преобразуют энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости. Дадим классификацию насосов, получивших наиболее широкое распространение в пищевой промышленности (рис. 4.1).

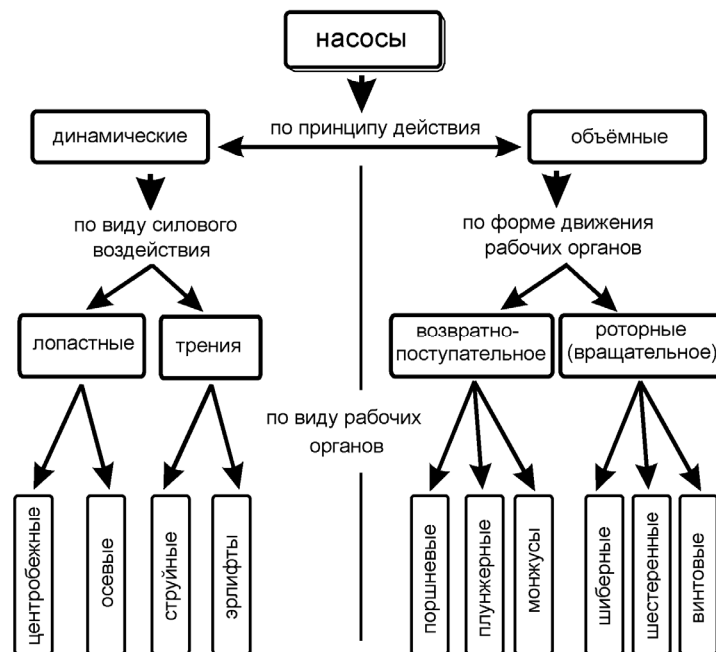


Рис. 4.1 Классификация насосов

В динамических насосах жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объем жидкости, который непрерывно сообщается со входом в насос и выходом из него.

В объемных насосах жидкость перемещается (вытесняется) при периодическом изменении замкнутого объема жидкости, который попеременно сообщается со входом в насос и выходом из него.

В лопастных насосах энергия сообщается жидкости при обтекании лопастей рабочего колеса (колес) насоса. В насосах трения жидкость перемещается под воздействием сил трения. В объемных насосах с возвратно-поступательным движением рабочего органа жидкость получает энергию при возвратно-поступательном движении рабочего органа. В роторных насосах энергия сообщается жидкости при вращательном движении рабочего органа. В соответствии с ГОСТ 17398–72 виды насосов по принципу действия и конструктивному исполнению насчитывают около 130 наименований.

## 4.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

**Производительность (подача)  $Q$**  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяется объемом жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

**Напор  $H$**  (м) (давление  $p$  (Па)) характеризует энергию, которая сообщается насосом единице веса перекачиваемой жидкости. (Напор – это как бы высота, на которую может быть поднят 1 кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом).

**Мощность (Вт).** Различают полезную мощность  $N_{\text{п}}$ , мощность на валу насоса  $N_{\text{е}}$ , мощность, потребляемую двигателем  $N_{\text{дв}}$ , и установочную мощность  $N_{\text{уст}}$ . Полезная мощность  $N_{\text{п}}$  затрачивается на сообщение жидкости энергии и равна произведению массового расхода ( $\rho gQ$ ) на приращение удельной энергии жидкости в насосе ( $H$ ), т.е.  $N_{\text{п}} = \rho gQH$ , Вт. Мощность на валу  $N_{\text{е}}$  больше  $N_{\text{п}}$  из-за потерь энергии в насосе, которые учитываются коэффициентом полезного действия (к.п.д.) насоса  $\eta$ , т.е.  $N_{\text{е}} = N_{\text{п}}/\eta$ .

**К.п.д.  $\eta$**  характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Различают объемный к.п.д., который учитывает наличие утечек жидкости через зазоры, сальники и т.п.; гидравлический к.п.д., который учитывает потери напора при движении жидкости через насос и механический к.п.д., характеризующий потери мощности на ме-

ханическое трение в насосе (подшипники, сальники и др.). Значение  $\eta$  зависит от конструкции и степени износа насоса (для центробежных насосов  $\eta=0,6...0,7$ , для поршневых  $\eta=0,8...0,9$ ). Мощность, потребляемая двигателем  $N_{дв}$  больше мощности на валу насоса вследствие механических потерь в передаче от двигателя к насосу и в самом двигателе. Это учитывается к.п.д. передачи, к.п.д. двигателя. Установочная мощность двигателя  $N_{уст}$  рассчитывается по величине  $N_{дв}$  с учетом возможных перегрузок в момент пуска насоса:  $N_{уст}=\beta N_{дв}$ , где  $\beta=1,1...2,0$  – коэффициент запаса мощности, принимаемый в зависимости от мощности двигателя.

### 4.3. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА. НАПОР НАСОСА

Рассмотрим принципиальную схему насосной установки (рис. 4.2). Основные элементы насосной установки: приемная емкость 1, напорная емкость 2, насос 3. Перекачивается жидкость из приемной емкости в напорную. Обозначим:  $p_0$  – давление в приемной емкости;  $p_2$  – давление в напорной емкости. Трубопровод на участке от приемной емкости до насоса называется всасывающим трубопроводом (патрубком). От насоса до напорной емкости трубопровод называется напорным или нагнетательным.

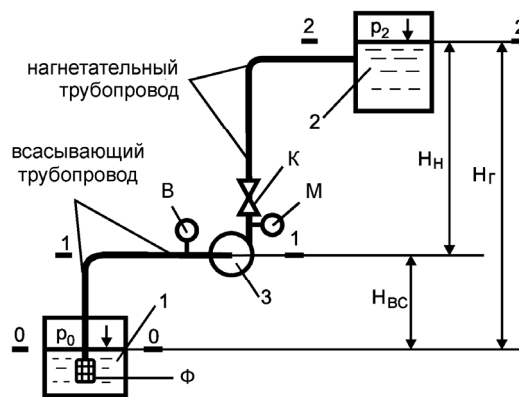


Рис. 4.2 Схема насосной установки

Давление во всасывающем патрубке гораздо меньше, чем в нагнетательном (как правило, во всасывающем патрубке давление ниже атмосферного, т.е. – вакуум). Высота всасывания  $H_{вс}$  – расстояние от уровня жидкости в приемной емкости до оси насоса. Высота нагнетания  $H_{н}$  – расстояние от оси насоса до уровня жидкости в напорной емкости. Геометрическая высота подъема жидкости  $H_{г}$  – расстояние по вертикали между уровнями жидкости в приемной и напорной емкостях. Как правило насосная установка оснащается вакуум-

метром В (на всасывающем трубопроводе) и манометром М (на нагнетательном трубопроводе). На погружном конце всасывающего патрубка устанавливают фильтр-клапан Ф, а на нагнетательном трубопроводе в непосредственной близости от насоса устанавливают кран (вентиль) К.

Необходимый (или потребный) напор для обеспечения нужной подачи можно определить, составив уравнения Бернулли для характерных сечений 0–0, 1–1 и 2–2.

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_0}{\rho g} + h_{\text{Н}} + h_{\text{ВС}}, \quad (4.1)$$

где  $h_{\text{Н}}$  и  $h_{\text{ВС}}$  – потери напора на нагнетательном и всасывающем участках.

Таким образом, потребный напор насоса  $H$  затрачивается на перемещение жидкости на геометрическую высоту подъема  $H_{\Gamma}$ , преодоление разности давлений в напорной и приемной емкостях  $\frac{P_2 - P_0}{\rho g}$  и преодо-

ление гидравлических сопротивлений нагнетательного  $h_{\text{Н}}$  и всасывающего трубопроводов  $h_{\text{ВС}}$ . Уравнение (4.1) используют при подборе насосов для технологических установок. Если трубопровод горизонтальный и давление в приемной и напорной емкостях одинаково (как правило), то формула (4.1) упрощается:  $H = h_{\text{Н}} + h_{\text{ВС}}$ .

#### 4.4. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ НАСОСА

Величина высоты всасывания насоса  $H_{\text{ВС}}$  (см. рис. 4.1) не может быть назначена произвольно. Из уравнения Бернулли для сечений 0–0 и 1–1 определяем

$$H_{\text{ВС}} = \frac{P_0}{\rho g} - \left( \frac{P_{\text{ВС}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ВС}}^2 - v_0^2}{2g} + h_{\text{ВС}} \right), \quad (4.2)$$

где  $v_{\text{ВС}}$  и  $v_0$  – скорости движения жидкости во всасывающем трубопроводе и приемной емкости соответственно.

Таким образом,  $H_{\text{ВС}}$  увеличивается с возрастанием давления  $P_0$  и уменьшается с увеличением давления во всасывающем патрубке  $P_{\text{ВС}}$ , скорости и потерь напора. Кроме того, часть давления  $P_0$  расходуется на преодоление силы упругости, образующейся при разрежении паров, т.е. на

преодоление давления  $p_i$  насыщенного пара перекачиваемой жидкости при температуре всасывания. Упругость паров сильно растет с увеличением температуры, что значительно снижает давления во всасывающей трубке  $p_{вс}$  и при  $70\text{ }^\circ\text{C}$  поднять воду в насос за счет атмосферного давления невозможно, поэтому воду надо подводить к насосу самотеком или под избыточным давлением. Практически высоту всасывания насоса  $H_{вс}$  выбирают в пределах  $5\text{...}6$  м при скорости движения жидкости во всасывающей трубе около  $0,8\text{...}1,0$  м/с. Для устойчивой работы насоса давление в его всасывающей трубке должно быть больше давления насыщенного пара жидкости при температуре всасывания ( $p_{вс} > p_i$ ), т. к. в противном случае жидкость в насосе начнет кипеть. При этом в результате интенсивного выделения из жидкости паров возможен разрыв потока.

Влияет на допустимую высоту всасывания и явление кавитации. *Кавитация* является частным случаем кипения жидкости, который возникает при высоких скоростях вращения рабочих колес центробежных насосов и при перекачивании горячих жидкостей вследствие местных понижений давления до давления насыщенного пара. Пузырьки пара, образовавшиеся при вскипании жидкости, попадают вместе с жидкостью в область более высоких давлений, где мгновенно конденсируются. Жидкость заполняет полости, в которых находился сконденсировавшийся пар, что сопровождается гидравлическими ударами, шумом и сотрясением насоса. Кавитация приводит к быстрому разрушению насоса за счет гидравлического удара и усиления коррозии в период парообразования. Кавитация делает необходимым уменьшение допустимой высоты всасывания на величину кавитационного запаса.

#### 4.5. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы характеризуются большими производительностями независимо от величины напора.

Основной частью центробежного насоса (рис. 4.3) является рабочее колесо 1, имеющее изогнутые лопатки. Колесо соединено с валом 2 и заключено в кожух (спиральную камеру) 3. При быстром вращении рабочего колеса 1, приводимого во вращение от двигателя, развивается центробежная сила. Под ее влиянием жидкость между лопатками колеса прогоняется к его периферии и, выходя из колеса, поступает в спиральную камеру насоса, а из нее в нагнетательный трубопровод 4. Освобождающееся от выброшенной жидкости центральное пространство насосной камеры заполняется жидкостью, поступающей по всасывающей трубе 6 под действием внешнего давления  $p_0$ . Таким образом, образуется непрерывный

поток жидкости в насос, а из него – к месту подачи.

До начала своей работы центробежные насосы требуют предварительной заливки, без чего они не могут производить всасывание жидкости. Для того, чтобы жидкость при заливке насоса не вытекала из него в исходный резервуар, на погруженном конце всасывающей трубы устанавливается приемный обратный клапан 6, снабженный фильтром (сеткой) для предохранения от загрязнений.

Для увеличения подачи при данном напоре насос выполняют с несколькими рабочими колесами, соединенными параллельно. Для подачи небольших объемов жидкости на значительную высоту делают насосы с несколькими последовательно соединенными колесами.

По величине создаваемого напора различают: низконапорные центробежные насосы (при напоре до 20 м); насосы среднего давления (напор от 20 до 60 м), а при напоре более 60 м – насосы высокого давления.

По способу подвода жидкости на рабочее колесо центробежные насосы подразделяют на насосы с односторонним и двусторонним входом. По расположению вала: горизонтальные и вертикальные насосы. По способу соединения с двигателем: со шкивом или с редуктором; при помощи муфты; моноблоки (насосы, имеющие общий вал с двигателем).

#### 4.6. РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Рабочие характеристики насоса определяются при его испытаниях на специальном стенде.

При этом выявляются зависимости напора  $H$ , потребляемой мощности

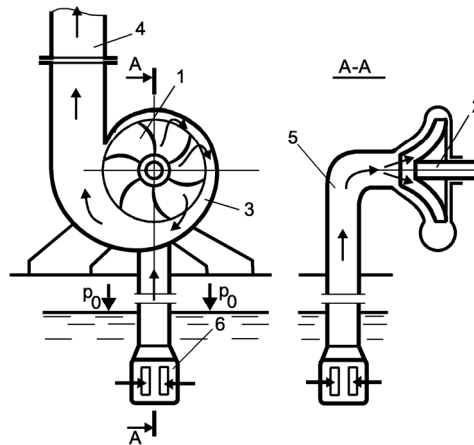


Рис. 4.3 Центробежный насос

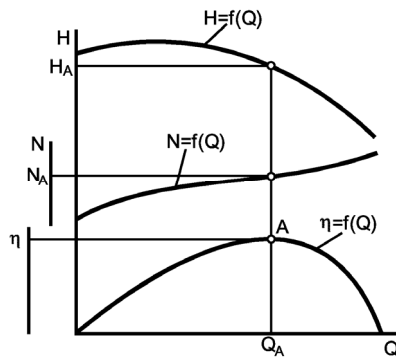


Рис. 4.4 Рабочие характеристики насоса

$N$  и коэффициента полезного действия (к.п.д.)  $\eta$  от подачи  $Q$  насоса. Эти зависимости изображают графически кривыми  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$  и  $\eta=f(Q)$  (рис. 4.4). Испытания ведутся при постоянной частоте вращения  $n$  рабочего колеса. Регулируя степень открытия задвижки на напорном трубопроводе, получают различные подачи и соответственно параметры насоса.

В точке  $A$ , называемой оптимальной, кривая к.п.д.  $\eta=f(Q)$  имеет максимальное значение. Ему соответствуют подача  $Q_A$ , напор  $H_A$  и мощность  $N_A$ .

#### 4.7. РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА СЕТЬ

При выборе насоса необходимо учитывать характеристику сети, т.е. трубопровода и аппаратов, через которые перекачивается жидкость.

Из (4.2, см. стр.79) следует, что потребный напор расходуется на подъем жидкости на высоту  $H_T$ , преодоление разности давлений  $\frac{P_2 - P_0}{\rho g}$  и преодоление потерь  $\rho g$  напора в сети. Обозначив сумму  $H_T + \frac{P_2 - P_0}{\rho g}$  как  $H_{ст}$  (статический напор), получим потребный напор

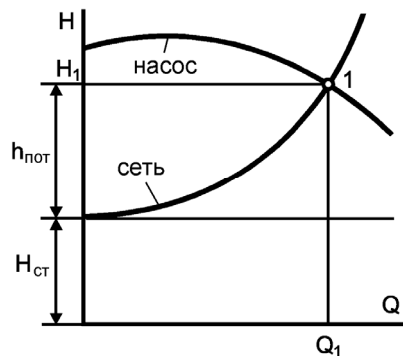


Рис. 4.5 Совмещенные характеристики насоса и сети

$$H = H_{\text{СТ}} + h_{\text{П}} = H_{\text{СТ}} + \xi_{\text{С}} \frac{v^2}{2g} = H_{\text{СТ}} + \xi_{\text{С}} \frac{\left(\frac{Q}{S}\right)^2}{2g} = H_{\text{СТ}} + kQ^2, \quad (4.3)$$

где  $\xi_{\text{С}}$  – коэффициент сопротивления сети;  $k$  – коэффициент пропорциональности сети.

Таким образом, полученная характеристика сети выражается уравнением параболы. Совмещая характеристику сети и рабочую характеристику насоса (рис. 4.5) определяют рабочую точку 1, которая отвечает наибольшей производительности насоса при его работе на данную сеть. По этой точке определяются все данные, характеризующие режим работы насоса: подачу  $Q$ , напор  $H$ , мощность на валу насоса  $N$ , к.п.д. насоса  $\eta$ . Знание характеристик сети и насоса необходимо при выборе насоса. Рабочая точка должна соответствовать требуемым подаче  $Q$  и напору  $H$ .

#### 4.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Регулирование работы центробежного насоса заключается в изменении подачи  $Q$  и напора  $H$  насоса.

**1-й способ:** регулирование при помощи задвижки (дресселирование).

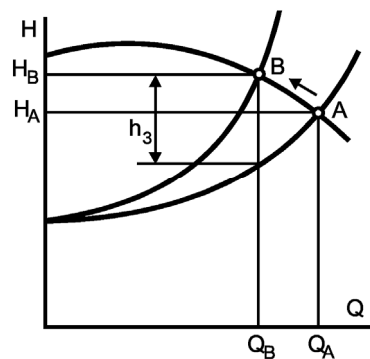


Рис. 4.6 Дросселирование

Сущность данного способа заключается в изменении характеристики сети. В этом случае напор расходуется на преодоление потерь давления в трубопроводе и в задвижке. Этот способ хотя и прост, но экономически невыгоден, т.к. ведет к значительному снижению к.п.д.

Изменяя степень открытия задвижки на напорном трубопроводе можно получить любую подачу в пределах от максимальной  $Q_A$  (при полностью открытой задвижке) до нуля (при закрытой) (рис. 4.6). Увеличив степень закрытия задвижки, характеристика сети пойдет круче и пересечет характеристику насоса в



точке В. Подача насоса уменьшится и будет равна  $Q_B$  ( $Q_B < Q_A$ ), т.к. часть напора затрачивается на потери напора в задвижке  $h_3$ .

**2-й способ:** регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса (рис. 4.7). Сущность заключается в изменении характеристики насоса. Уменьшение подачи от  $Q_A$  до  $Q_B$  достигается уменьшением частоты вращения колеса от  $n_1$  до  $n_2$ . При этом характеристика сети пересечет характеристику насоса в точке В. Построение характеристики насоса при другом значении  $n$  (если известно начальное) осуществляется на основе законов пропорциональности. Этот способ экономически более выгодный, т.к. ведет к незначительному снижению к.п.д., однако требует оснащения привода насоса двигателем с переменным числом оборотов или специальным устройством, позволяющим регулировать обороты.

#### 4.9. РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Для расширения диапазона работы насосной установки применяют обточку рабочего колеса насоса (**1-й способ**), параллельное (**2-й способ**) и последовательное соединение (**3-й способ**) насосов.

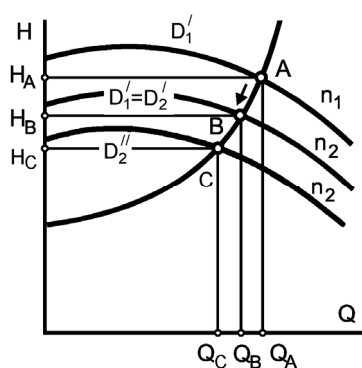


Рис. 4.7 Изменение рабочих параметров насоса частотой вращения рабочего колеса и его обточкой

**1-й способ.** В некоторых случаях экономически оправдано изменение рабочих параметров насоса путем обточки его рабочего колеса по наружному диаметру. Уменьшение производительности насоса от  $Q_B$  до  $Q_C$  достигается уменьшением его диаметра с  $D_2'$  до  $D_2''$  при неизменной частоте вращения  $n_2$ . При этом  $\frac{Q_B}{Q_C} = \frac{D_2'}{D_2''}$  (рис. 4.7). Однако обточка приводит к снижению к.п.д., поэтому ее предельная величина лимитирована.

**2-й способ.** Допустим два насоса имеют одинаковые рабочие характеристики (кривая 1) (рис. 4.8). Суммарная подача получается сложением подач насосов для дан-

ного напора (кривая 2). При этом общая подача при работе на сеть увеличится от  $Q_A$  до  $Q_B$ .

Однако параллельное соединение насосов для сетей с крутыми характеристиками (кривая 3) нецелесообразно, т.к. при этом происходит небольшой прирост подачи ( $\Delta Q_2 < \Delta Q_1$ ).

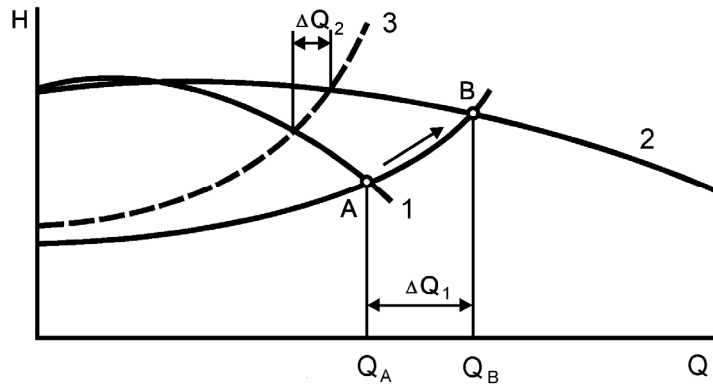


Рис. 4.8 Параллельное включение двух насосов

**3 способ.** Последовательное соединение насосов предпринимают для повышения напора. Суммарная характеристика напора (кривая 2) получается путем сложения напоров насосов при данной подаче (кривая 1) (рис. 4.9). Для пологой характеристики сети (кривая 3) последовательное соединение насосов менее эффективно, чем при работе на сеть с крутой характеристикой (кривая 4), т.к. данное соединение дает незначительное повышение напора ( $\Delta H_1 < \Delta H_2$ ).

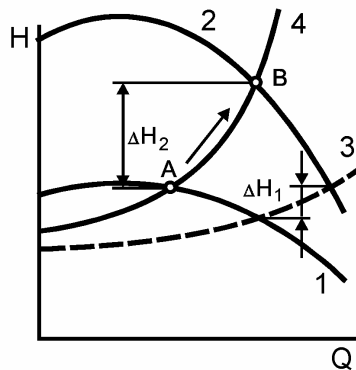


Рис. 4.9 Последовательное включение двух насосов

#### 4.10. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Внешне осевой насос похож на гребной винт корабля (рис. 4.10). На втулке 1 закреплено несколько лопастей. Механизм передачи энергии от рабочего колеса жидкости тот же, что и у центробежного насоса. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3 (неподвижный), с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая ее энергия преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых напорах (до 20 м). Для расширения диапазона работы осевых насосов применяют поворотные лопасти.

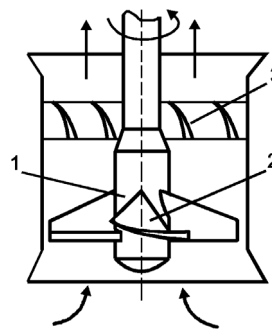


Рис. 4.10 Осевой насос

#### 4.11. ЭРЛИФТЫ

Действие эрлифтов основано на создании разности объемного веса жидкости в двух сообщающихся сосудах. При помощи компрессора (рис. 4.11) по трубке 1 подается сжатый воздух, который через форсунку 2 распыляется в нижнем конце трубы 3. В подъемной трубе 3 образуется газожидкостная эмульсия плотностью  $\rho_3$ , которая будет вытесняться жидкостью ( $\rho_ж > \rho_3$ ) и подниматься по трубе 3. Эрлифты характеризуются простотой конструкции, отсутствием трущихся частей и низким к.п.д. (20...25%). Кроме того, высота подъема жидкости в трубе (напор) зависит от глубины погружения трубы.

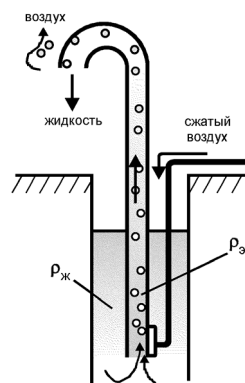


Рис. 4.11 Эрлифт

#### 4.12. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршневые насосы представляют собой простейшие гидравлические машины с возвратно-поступательным движением поршня в гидроцилиндре (рис. 4.12). В гидроцилиндре 1 поршень 2 со штоком 3 совершает воз-

вратно-поступательное движение. При движении поршня вправо объем в рабочей камере 4 увеличивается, давление в ней уменьшается, и жидкость из резервуара по всасывающей трубе 5 через всасывающий гидроклапан поступает в рабочую камеру. Процесс всасывания происходит при закрытом напорном клапане  $K_H$ . При движении поршня влево объем в камере 4 уменьшается, давление повышается. Под действием давления напорный клапан открывается, а всасывающий клапан  $K_{BC}$  закрывается, и жидкость из рабочей камеры вытесняется через  $K_H$  в напорный трубопровод 6. Дальнейшее вращение кривошипа 7 ведет к повторению цикла поршневого насоса.

Теоретическая производительность определяется следующим образом:

$$Q_T = F S n . \quad (4.4)$$

Действительная подача составит:

$$Q_D = \eta_{об} F S n , \quad (4.5)$$

где  $F$  – площадь сечения поршня,  $m^2$ ;  $S$  – длина хода поршня,  $S=2r$ , м;  $n$  – частота вращения кривошипа, об/с;  $\eta_{об}$  – объемный к.п.д., учитывающий утечки жидкости через уплотнения поршня и штока.

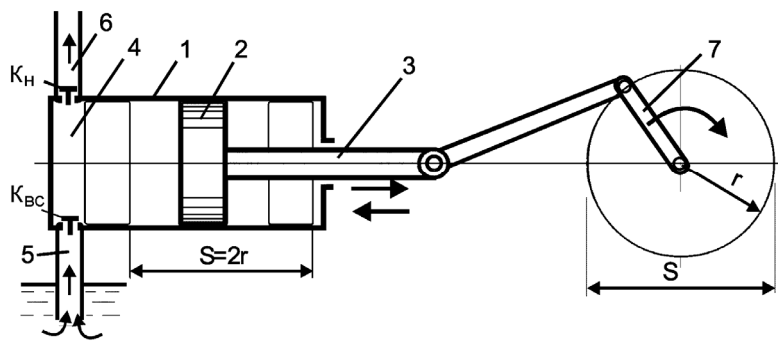


Рис. 4.12 Поршневой насос простого действия

#### 4.13. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Т.к. поршневые насосы относятся к объемным насосам, принцип действия которых основан на вытеснении замкнутых объемов жидкости, то зависимость между напором  $H$  и производительностью  $Q$  изображается вертикальной прямой линией, т.е. подача есть величина постоянная, не зависящая от напора. Практически, вследствие утечек жидкости через уплотнения, возрастающих с увеличением давления, реальная характеристика отличается от теоретической (рис. 4.13).

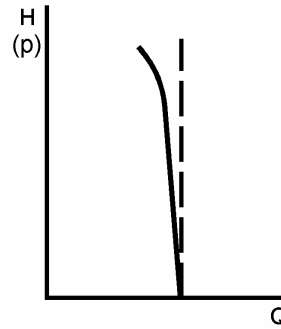


Рис. 4.13 Характеристика поршневых насосов

#### 4.14. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Расчетная схема насоса изображена на рис. 4.14.

Примем следующие допущения: длина шатуна  $L$  – бесконечно большая, т.е.  $L \gg r$  и  $L = Ac \approx Ab$ ; путь смещения поршня  $x = ac \approx ab = x'$ . В свою очередь  $x = x' = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi)$ , тогда скорость движения поршня  $u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}$ . При постоянной угловой скорости  $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \text{const}$  скорость поршня равна  $u = \omega r \sin \varphi$ . Следовательно, поршень движется с переменной скоростью, зависящей от угла поворота кривошипа. Т.е. скорость меняется от 0, в верхней и нижней мертвых точках, до максималь-

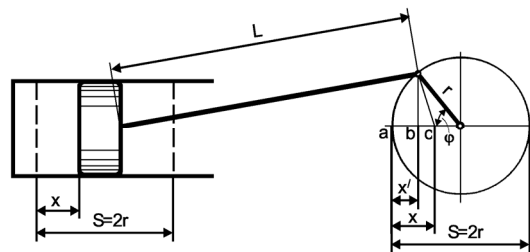


Рис. 4.14 Расчетная схема

ного значения  $u = \omega r$  при  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$ .

Если объем жидкости, подаваемой поршнем за полный ход равен  $Q = FS$ , то при смещении поршня за время  $dt$  на расстояние  $dS$  подача насоса  $dQ = FdS = Fudt = F\omega r \sin\varphi dt = Fr \sin\varphi d\varphi$ . Следовательно, подача поршневого насоса для любого момента времени, пропорциональна синусу угла поворота кривошипа, т.е. изменяется по синусоиде, имея максимум при  $\varphi = \pi/2$  и  $3\pi/2$ .

Для насоса простого действия подачу можно определить по закону сплошности потока  $Q = Fu = F\omega r \sin\varphi$ . Максимальная подача (при  $u_{\max} = \omega r$ )  $Q_{\max} = Fr\omega = Fr2\pi n$ . Отношение максимальной подачи  $Q_{\max}$  к средней  $Q$  (формула (4.4), стр. 88) представляет собой коэффициент неравномерности подачи насоса  $\psi = \frac{Q_{\max}}{Q}$ . В частности, для насоса однопоршневого

одностороннего действия  $\psi = \frac{Fr2\pi n}{F2r n} = \pi$ . Для однопоршневого двусто-

ронного (двойного) действия  $\psi = \pi/2$ . Неравномерность подачи можно снизить за счет установки воздушных клапанов, которые служат для выравнивания скорости движения жидкости в трубопроводах и ослабления гидравлических ударов.

#### 4.15. ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ

Рабочий цикл поршневого насоса может быть изображен графически на индикаторной диаграмме (рис. 4.15), иллюстрирующей изменения давления в гидроцилиндре насоса за один полный оборот кривошипа. Вычерчивается специальным прибором – индикатором. На рисунке линия  $ab$  – процесс всасывания (давление в рабочей камере  $p_1$  меньше атмосферного  $p_{\text{атм}}$ );  $cd$  – процесс нагнетания (давление в рабочей камере  $p_2$  больше атмосферного  $p_{\text{атм}}$ );  $bc$  – закрытие всасывающего клапана, увеличение давления;  $da$  – закрытие нагнетательного клапана, поршень движется в

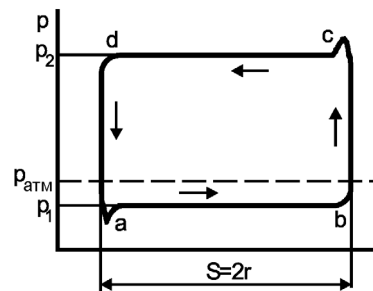


Рис. 4.15 Индикаторная диаграмма

обратном направлении, давление падает до  $p_1$ . Таким образом,  $bcd$  – линия полного процесса нагнетания,  $dab$  – линия полного процесса всасывания. Некоторое колебание давления в точке  $a$  (начало всасывания) и в точке  $b$  (начало нагнетания) связано с запаздыванием открытия и закрытия клапанов. По виду индикаторной диаграммы можно установить основные неисправности поршневого насоса.

#### 4.16. ПЛУНЖЕРНЫЕ НАСОСЫ

Отличаются от поршневых насосов рабочим органом. Плунжер или скалка не имеют уплотнительных колец и отличаются от поршня значительно большим отношением длины к диаметру. Плунжерные насосы не требуют такой тщательной обработки внутренней поверхности цилиндра как поршневые, поэтому находят применение для перекачивания загрязненных и вязких жидкостей. Они более распространены, чем поршневые насосы.

#### 4.17. МОНТЕЖЮ (МОНЖУС)

Монтежю (от фр. *monte-jus < monter подниматься + jus сок, вода*) работает по принципу вытеснения жидкости из резервуара газом или паром. Жидкость через кран 2 поступает в резервуар 1 (рис. 4.15). Кран-воздушник 3 должен быть открыт (удаляется воздух в атмосферу). После заполнения резервуара краны 2 и 3 закрываются, открываются 4 и 5. Сжатый воздух поступает через кран 4 и вытесняет жидкость по трубе через кран 5. Производительность насоса может быть рассчитана следующим образом:  $Q = q/t$ , где  $q$  – объем резервуара,  $t$  – время продолжительности цикла, включающее в себя время наполнения, опорожнения резервуара и время на вспомогательные операции. Именно по той причине, что полный цикл работы насоса включает в себя непроизводительное время наполнения, к.п.д. насоса невелик. Напор, создаваемый монтежю, достигает 300 метров.

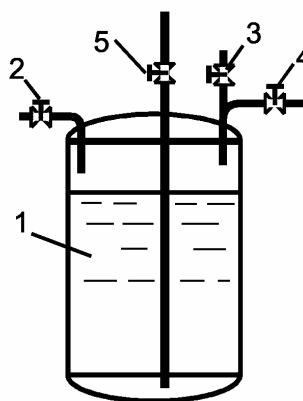


Рис. 4.16 Насос монтежю

#### 4.18. ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Для перекачки вязких жидкостей при небольшой подаче (не более 0,1 м<sup>3</sup>/с) и напорах до 2,5 МПа (25 атм) применяются шестеренные (зубчатые) насосы (рис. 4.17), которые состоят из двух плотно сцепляющихся широких зубчатых колес, расположенных с минимальными зазорами (0,01...0,03 мм) в кожухе и вращающихся в противоположные стороны. С той стороны, где зубья выходят из зацепления, создается разрежение и жидкость всасывается в кожух по всасывающему трубопроводу, заполняя пространство между зубьями. Далее жидкость переносится впадинами зубчатки на диаметрально противоположную сторону кожуха, где зубья вновь входят в зацепление и вытесняют жидкость в нагнетательный трубопровод. Насос является реверсивным.

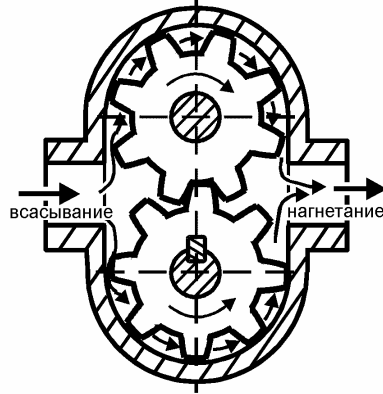


Рис. 4.17 Шестеренный насос

Преимущества насоса: отсутствие клапанов, компактность, реверсивность, низкий (сравнительно) коэффициент неравномерности подачи. Недостатки: низкий к.п.д. (0,6...0,7), небольшая производительность, высокие требования к чистоте перекачиваемой жидкости.

Подача шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q = 2\pi \cdot d_n \cdot b \cdot m \cdot n \cdot \eta_{об}, \quad (4.6)$$

где  $d_n$  – начальный диаметр шестерни, м;  $b$  – ширина шестерни, м;  $n$  – частота вращения шестерни, об/с;  $\eta_{об}$  – объемный к.п.д. насоса;  $m = d_n / z$  – модуль шестерни,  $z$  – число зубьев шестерни.



#### 4.19. РОТОРНО–ПЛАСТИНЧАТЫЕ (ШИБЕРНЫЕ) НАСОСЫ

В пластинчатом насосе (рис. 4.18) ротор 1 с лопатками (пластинами) 2 вращаются вместе с валом, посаженным с эксцентриситетом относительно статора 3. Пластины 2 скользят в прорезях ротора. Благодаря эксцентричному расположению ротора, каждая пластина под действием центробежной силы за один оборот вала вдвигается и выдвигается из паза, прижимаясь к внутренней поверхности статора (кожуха). При вращении ротора, каждая пара лопастей (пластин) непрерывно отделяет изолированный объем жидкости и переносит его на сторону нагнетания, где жидкость вытесняется вследствие уменьшения объема. Подача насоса весьма равномерна и обычно регулируется изменением эксцентриситета  $e$ .



Рис. 4.18 Пластинчатый насос

На рис. 4.18 показан насос однократного действия. В пластинчатом насосе двукратного действия за один оборот ротора насос дважды подает жидкость в напорную гидролинию. Насосы однократного действия создают давление 5...6 МПа, насосы двукратного действия – более 20 МПа.

**Пример 4.1.** Определить количество подаваемой жидкости шестеренным насосом с начальным диаметром шестерен  $d_H = 90$  мм, шириной шестерен  $b = 50$  мм, числом зубьев  $z = 30$ , частотой вращения  $n = 600$  об/мин и объемным к.п.д.  $\eta_{об} = 0,86$ .

Подача шестеренного насоса определяется по формуле (4.6):

$$Q = 2\pi \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3} / 30 \cdot 600 / 60 \cdot 0,86 = 2,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

**Пример 4.2.** Поршневой насос простого действия с диаметром цилиндра  $D = 0,1$  м, ходом поршня  $S = 0,2$  м, числом двойных ходов в минуту

$n = 60$  об/мин и объемным к.п.д.  $\eta_{об} = 0,9$  подает рабочую жидкость в систему гидропривода. Определить, за какое время он заполнит резервуар объемом  $V = 10 \text{ м}^3$ ?

Воспользуемся выражением (4.5):

$$Q_d = \eta_{об} F S n = 0,9 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,1^2 \cdot 0,2 \cdot \frac{60}{60} = 1,141 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$\tau = \frac{V}{Q} = \frac{10}{1,141 \cdot 10^{-3}} = 8764 \text{ с} = 2,43 \text{ час}.$$

**Контрольные вопросы:** 1. Как определяется потребный напор насоса? 2. Как зависит напор насоса от его подачи? 3. Как определяется подача и мощность насоса, работающего в сети? 4. Как регулируется подача центробежного насоса? 5. В каких системах центробежные насосы целесообразно подключать последовательно и в каких параллельно? 6. От чего зависит геометрическая высота всасывания насоса? Как она определяется? 7. Что такое коэффициент кавитации? 8. На чём основан принцип действия поршневого насоса? 9. Достоинства и недостатки поршневого насоса. 10. Принцип действия эрлифта. 11. Принцип действия шестеренного насоса. 12. Принцип действия пластинчатого насоса. 13. Принцип действия насоса монжус? 14. В каких случаях применяют осевые насосы?