

**Министерство образования и науки
Российской Федерации
ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет
им. Д.И. Менделеева»**

Новомосковский институт (филиал)

Додин Ю.С.

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Учебное пособие

**Новомосковск
2011**

УДК 621.65
ББК 31.56
Д 60

Рецензенты:
начальник технического отдела, к.т.н. Трещёв С.Г.
(ООО „НИАП”),
профессор, д.т.н. Подколзин А.А.
(НИ(филиал) ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева»).

Додин Ю.С.

Д 60 "Объемные насосы". Учебное пособие для студентов дневной и заочной форм обучения по специальности 240801 „Машины и аппараты химических производств”/ ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал). Новомосковск, 2011.- 52с.

В данном пособии рассмотрена теория поршневого насоса в объёме, необходимом для понимания его конструкции и обслуживания при эксплуатации. Кратко рассмотрены принципы работы объёмных насосов, используемых в химической промышленности. Указаны преимущества и недостатки этих насосов в сравнении с поршневыми. Пособие предназначено для студентов-механиков дневной и вечерней форм обучения, готовящихся работать в химической промышленности. Материал может быть использован при выполнении курсовых и дипломных проектов.

УДК 621.65
ББК 31.56

©Додин Ю.С., 2011

© ГОУ ВПО «Российский химико-технологический
университета им. Д.И.Менделеева»,
Новомосковский институт (филиал), 2011

ВВЕДЕНИЕ

В данном пособии рассмотрены объемные насосы, наибольшее внимание уделено наиболее распространённому представителю этого класса – поршневому насосу.

Принцип работы объемных насосов заключается в том, что рабочие органы периодически образуют замкнутый объём жидкости, который затем вытесняется с увеличением давления в нагнетательный трубопровод. энергия жидкости в объёмны насосах повышается в результате увеличения давления, что же касается скоростного напора, т.е. кинетической энергии, то она в объёмных насосах изменяется незначительно. Объемные насосы различного типа создают давление до 40 МПа.

Основным элементом конструкции объемных насосов являются рабочая камера и подвижный элемент, позволяющий менять объём этой камеры. Привод подвижного элемента-поршня, плунжера, мембраны осуществляется от кривошипно-шатунного механизма, в этом случае обязательными должны быть распределительные органы – клапаны. Недостатки, присущие кривошипно-шатунному приводу, отсутствуют у объемных насосов роторного типа. В этих насосах подвижный элемент совершает вращательное движение, а замкнутый объём образуется между корпусом и рабочими элементами ротора – лопастями, зубьями шестерен или винтовыми поверхностями. В этих насосах отсутствуют клапаны, подача жидкости осуществляется более равномерно. Роторные насосы более компактны, чем поршневые, не требуют массивного фундамента, однако, и подача и напор ограничены, а объемные потери выше.

Инженеры-механики химических производств, занимающиеся ремонтом и эксплуатацией механического оборудования, должны глубоко знать устройство этих машин, особенности обслуживания, экономику внедрения их в производство. Это пособие предназначено для студентов, обучающихся специальности МАХП и содержит тот минимум сведений по поршневым насосам, который необходим для успешной работы на промышленных предприятиях. По мнению автора пособие будет полезно при освоении вопросов устройства и обслуживания насосов различного типа, и может быть использовано при выполнении курсовых и дипломных проектов.

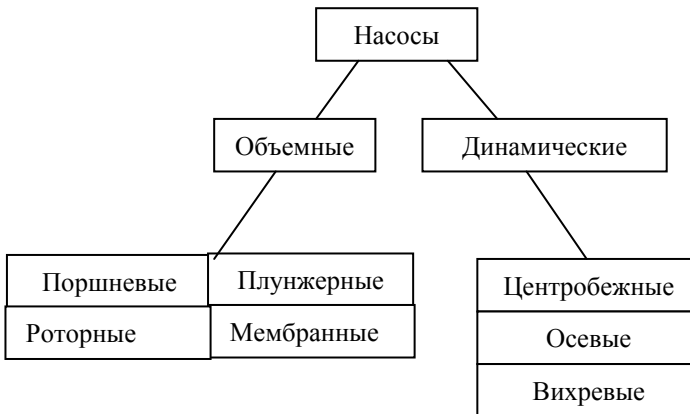
1. НАСОСЫ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Насос – машина, предназначенная для передачи энергии от двигателя потоку перекачиваемой им жидкости. Насосы нашли широкое применение во многих отраслях промышленности (энергетическая, транспортная, металлургическая, нефтехимическая, коммунального и сельского хозяйства). Насос, как гидравлическая машина, увеличивает общую энергию потока жидкости

(по Бернулли) на величину $\Delta E = \gamma \cdot \Delta z + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta V^2}{2}$ (1.1)

делает это по-разному, в зависимости от своей конструкции, которая в настоящее время весьма разнообразна. Несмотря на большое разнообразие существующих конструкций насосов, по принципу действия, в большинстве случаев, их можно разделить на объемные и динамические.



Классификация насосов по принципу действия.

Основными элементами объемных гидромашин являются рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель. Рабочая камера – это пространство внутри машины, объем которого изменяется. Рабочая камера состоит из основного (полезного), изменяющегося во время работы, объема и неизменного (вредного), который обусловлен необходимыми конструктивными зазорами между камерой и подвижным элементом. Вредный объем практически не влияет на рабочий процесс объемной машины при перекачивании малосжимаемых жидкостей, и наоборот, при перекачивании сжимаемых жидкостей его влияние существенно.

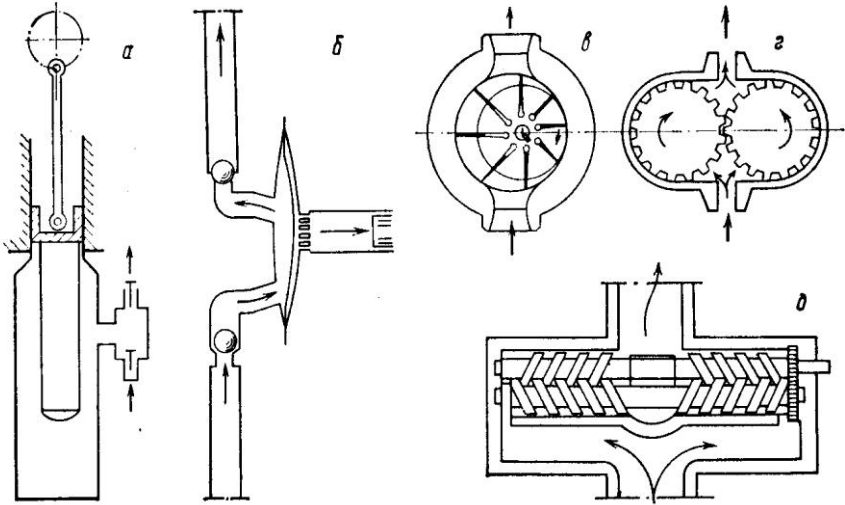


Рис. 1.1. Схемы объемных насосов: а – плунжерный, б – мембранный, в – лопастной, г – шестерённый, д – винтовой.

Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщает ее с местами входа и выхода жидкости. По числу рабочих камер гидромашины распределяются на одно- и многокамерные, а по конструктивному исполнению подвижных элементов – на поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые и др.

Если под действием внешних сил на подвижный элемент объем рабочей камеры увеличивается, то она заполняется жидкостью – происходит процесс всасывания; если же объем камеры уменьшается, то жидкость из нее вытесняется – происходит процесс нагнетания. Таков принцип действия всех объемных насосов.

1.2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

На рис. 1.2 показана принципиальная схема насосной установки.

На этом рисунке H_a – высота всасывания, отсчитываемая от уровня жидкости в опораживаемой емкости до наивысшей точки в насосе. Высота H_a зависит от величины вакуума и поэтому не может быть больше эквивалента атмосферного давления P_a , выраженного в метрах столба перекачиваемой жидкости, $H_a < \frac{P_a}{\gamma_{ж}}$. Например, для воды $H_a < 10$ м при $P_a = 1$ ат. H_n -

высота нагнетания, т.е. высота на которую поднимается жидкость после насоса. Полная высота подъёма жидкости, называемая

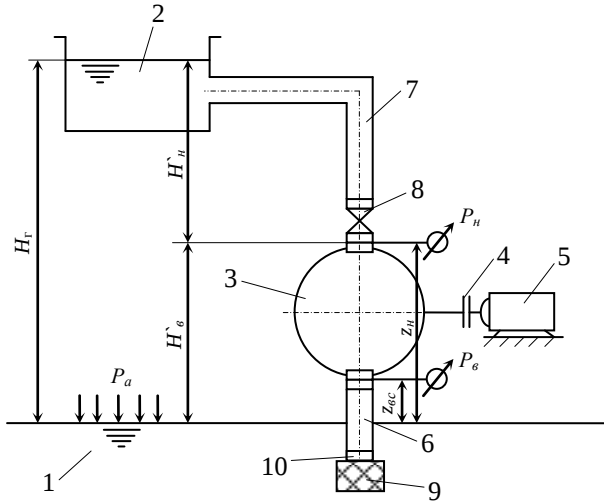


Рис.1.2. Принципиальная схема насосной установки:

1 – опораживаемая емкость, 2 – приемная емкость, 3 – насос, 4 – муфта, 5 – электродвигатель, 6 – всасывающий трубопровод, 7 – напорный трубопровод, 8 – задвижка, 9 – фильтр, 10 – обратный клапан.

геодезическим напором, равна $H_{\Gamma} = H_{\text{ст}} + H_{\text{д}}$. (1.2)

Изображенный на этом рисунке же манометр P_n показывает избыточное давление в нагнетательной линии, выраженное в метрах столба перекачиваемой жидкости оно равно

$$H_{\text{ман}} = \frac{P_n}{\gamma} - \frac{P_a}{\gamma},$$

тогда давление в линии нагнетания $\frac{P_n}{\gamma} = H_{\text{ман}} + \frac{P_a}{\gamma}$. (1.3)

Вакуумметр $P_{\text{в}}$ показывает величину разрежения во всасывающей трубе,

выраженную в метрах столба жидкости, $H_{\text{вак}} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_{\text{в}}}{\gamma}$,

тогда вакуум в линии всасывания равен

$$\frac{P_{\text{в}}}{\gamma} = \frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} - H_{\text{вак}}. \quad (1.4)$$

Величину $H_{\text{ман}} + H_{\text{вск}} + (Z_{\text{н}} - Z_{\text{в}}) = H_{\text{м}}$ называют монометрическим напором насоса.

1.3 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Основными параметрами насосов являются подача, напор, мощность и КПД.

Подача. Различают действительную подачу Q и теоретическую Q_T . Действительной подачей называют количество жидкости, проходящей через напорный трубопровод в единицу времени. Она может быть выражена в единицах объемного расхода Q м³/с, л/с или в единицах массового расхода G_T

кг/с, которые связаны между собой соотношением $G_T = \rho \cdot Q$, где $\rho \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$

- плотность перекачиваемой жидкости. Теоретической подачей Q_T называют количество жидкости, которую насос перекачивает по внутренним своим каналам в единицу времени. Q меньше Q_T из-за различного рода потерь перекачиваемой жидкости, которые оцениваются объемным КПД $\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}$.

Действительную подачу измеряют расходомерами в выходном сечении насоса.

Напор. Для характеристики энергии, которую насос передает от двигателя потоку жидкости, используют понятие напора H . Удельная энергия E и напор H связаны между собой соотношением $H = \frac{E}{g} [\text{м}]$. Используя

уравнение (1.1), напор насоса можно записать в следующем виде

$$H = \frac{\Delta E}{g} = \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{вс}}}{\rho g} + (Z_{\text{н}} - Z_{\text{вс}}) + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (1.5)$$

где P , Z , V - параметры потока жидкости при входе в насос и выходе.

Таким образом, напором насоса называют энергию, сообщаемую насосом каждому килограмму перекачиваемой жидкости. Если давление на поверхности жидкости в соединяемых резервуарах различно, то насос должен преодолевать разность давления, что отразится на величине напора. Напор, создаваемый насосом, расходуется на перемещение перекачиваемой жидкости и на преодоление гидравлических и местных сопротивлений в трубопроводе

$$H = H_T + \Sigma(h + h_{\text{мс}}) = H_{\text{ман}}.$$

Геодезический напор определяется по разности отметок соединяемых резервуаров (рис. 1). Потери напора в трубопроводах можно подсчитать по формуле

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.7)$$

λ - коэффициент гидравлических сопротивлений,

l - длина трубопровода, d - диаметр трубопровода,

g - ускорение свободного падения.

Потери напора на местные сопротивления определяются выражением

$$h_{mc} = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.8)$$

подробное изложение которого можно найти в курсе «Гидравлика».

Мощность. Полезная мощность, затрачиваемая насосом на перекачивание жидкости, определяется выражением

$$N_{\Pi} = \rho g H_m Q \left[\frac{\text{Дж}}{\text{с}} \right] = \frac{\rho g H_m Q}{1000} \text{ кВт} \quad (1.9)$$

Отношение полезной мощности N_{Π} к потребляемой мощности N представляет собой общий к.п.д. насоса

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} \text{ или } N = \frac{N_{\Pi}}{\eta}. \quad (1.10)$$

Коэффициент полезного действия оценивает потери в насосе, которые можно разделить на механические, объемные и гидравлические. Механические потери N_M складывается из потерь на трение в подшипниках, сальниках и потерь на трение жидкости о детали насоса и учитываются механическим КПД, т.е.

$$\eta_M = \frac{N - N_M}{N} = 1 - \frac{N_M}{N}. \quad (1.11)$$

Объемные потери оцениваются объемным КПД и определяются утечкой перекачиваемой жидкости в зазоры между поршнем насоса и его корпусом

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + q_3}, \quad (1.12)$$

где q_3 - утечки в зазор, Q - действительная подача.

Гидравлические потери напора H_{II} , возникающие в рабочих органах насоса, представляют собой разность между теоретическим H_T и действительным H напором и оцениваются гидравлическим КПД

$$\eta_{II} = \frac{H}{H + H_{II}}. \quad (1.13)$$

Общий КПД насоса равен $\eta_{II} = \eta_M \eta_{II} \eta_0$ и характеризует механическое и гидравлическое совершенство насоса. В современных конструкциях

$$\eta_M = 0,9 \div 0,97, \quad \eta_0 = 0,95 \div 0,98, \quad \eta_{II} = 0,9 \div 0,95.$$

В качестве привода насосов чаще всего применяют электродвигатели, мощность которых выбирается с запасом

$$N_{\text{дв}} = KN = K \frac{Q \rho g H}{\eta \cdot 1000}.$$

Коэффициент запаса K рекомендуется принимать в зависимости от потребляемой мощности:

N , кВт	K
до 2	1,5
2 ÷ 5	1,5 ÷ 1,25
5 ÷ 50	1,25 ÷ 1,15
50 ÷ 100	1,15 ÷ 1,08
свыше 100	1,05

Мощность, потребляемая электродвигателем из сети, определяется по показаниям приборов (вольтметр, амперметр, ваттметр) и равна

$$N_c = \frac{\sqrt{3} U J \cos \varphi}{1000}, \quad (1.14)$$

U , J - напряжение и ток фазы, $\cos \varphi$ - коэффициент мощности.

Сравнивая мощность N_c , потребляемую электродвигателем, с мощностью, которая необходима для создания геометрического напора H_{II} при фактической подаче Q , можно судить о КПД установки в целом.

Дальнейшим предметом рассмотрения будут только объемные насосы.

2. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

2.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Поршневой насос относится к насосам объемного типа и работает по принципу вытеснения жидкости из замкнутого объема. На рис. 2.1 представлена схема поршневого насоса.

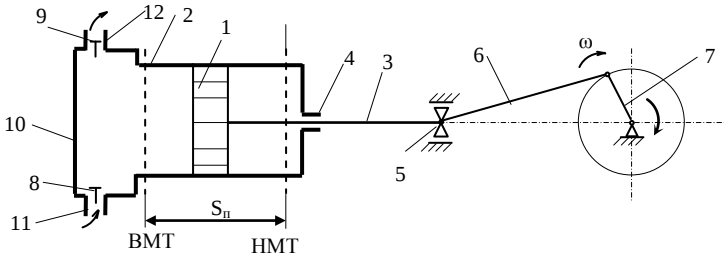


Рис 2.1 Схема поршневого насоса.

- | | |
|------------------------------|---------------------------|
| 1- поршень, | 2- цилиндр, |
| 3- шток, | 4- уплотнение, |
| 5- крейцкопф, | 6- шатун, |
| 7- кривошип, | 8- клапан всасывающий, |
| 9- клапан нагнетательный, | 10-коробка клапанная, |
| 11- трубопровод всасывающий, | 12- трубопровод напорный. |

Работа насоса состоит из двух тактов. При ходе поршня к НМТ клапан 9 закрыт, клапан 8 открыт, в цилиндре 1 образуется вакуум и жидкость всасывается в цилиндр. При движении поршня к ВМТ давление в цилиндре 1 повышается, клапан 8 закрывается, клапан 9 открывается, происходит выталкивание жидкости из цилиндра 1 в нагнетательный трубопровод 12. Далее работа всех органов насоса повторяется.

2.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Поршневые насосы классифицируются по различным признакам.

По типу привода:

- ручные,
- кривошипные,
- прямодействующие (паровые).

По числу подач:

- простого действия (рис.2.1),
- двойного действия (рис. 2.2.а),
- дифференциальные (рис. 2.2.в).

По роду рабочей жидкости:

По числу цилиндров:

- для воды (холодная и горячая),
- для нефтепродуктов,
- кислотные,
- для растворов (цементные).

По расположению цилиндра:

- горизонтальные,
- вертикальные.

По наличию крейцкопфа:

- крейцкопфные,
- бескрейцкопфные.

- одноцилиндровые,
- двухцилиндровые;
- трехцилиндровые.

По конструкции поршня:

- поршневые,
- плунжерные (рис. 2.2.б),
- с проходным поршнем (рис.2.2.г),
- диафрагмовые или мембранные (рис.1.1.).

(приведённая классификация не претендует на полноту).

У прямодействующих насосов поршень насоса связан штоком с поршнем цилиндра двигателя. Наиболее распространены паровые прямодействующие насосы. У плунжерных насосов (Рис. 2.2.б.) поршень выполнен в виде цилиндра иногда пустотелого. Уплотняющее устройство между цилиндром и плунжером выполнено в цилиндре. Плунжерные насосы выполняются для больших напоров. У насосов с цилиндром двойного действия (Рис. 2.2.а) две рабочие полости, что позволяет за один оборот коленчатого вала подать почти удвоенное количество жидкости. Работа такого насоса более равномерна. Для увеличения равномерности подачи применяют многоцилиндровые насосы, они конструктивно отличаются наличием нескольких рабочих цилиндров, каждый из которых для привода поршня имеет свой кривошип на коленчатом валу. Отличием дифференциального насоса (Рис. 2.2.в) является наличие двух камер, одна из которых имеет всасывающий и нагнетательный клапаны, другая клапанов не имеет и постоянно сообщена с нагнетательным трубопроводом, а в качестве поршня предусмотрен ступенчатый плунжер. При ходе влево всасывающий клапан закрывается. Из левой камеры жидкость поступает в нагнетательную трубу и правую камеру. При ходе вправо – нагнетательный клапан закрыт. Из правой камеры жидкость вытесняется в нагнетательную трубу, а в левой камере происходит всасывание очередной порции жидкости. Таким образом, в этом насосе осуществляется периодическое всасывание и непрерывное нагнетание. Равномерное нагнетание возможно, если диаметр правой части плунжера вдвое меньше диаметра левой части. На Рис.2.2.г показана схема проходного поршня т.е. внутреннего подвижного цилиндра.

При его движении вправо жидкость заполняет цилиндр через внешний клапан, при движении влево жидкость поступает в полость поршня через внутренний клапан, т.е. жидкость проходит через поршень, поэтому такой поршень называют проходным.

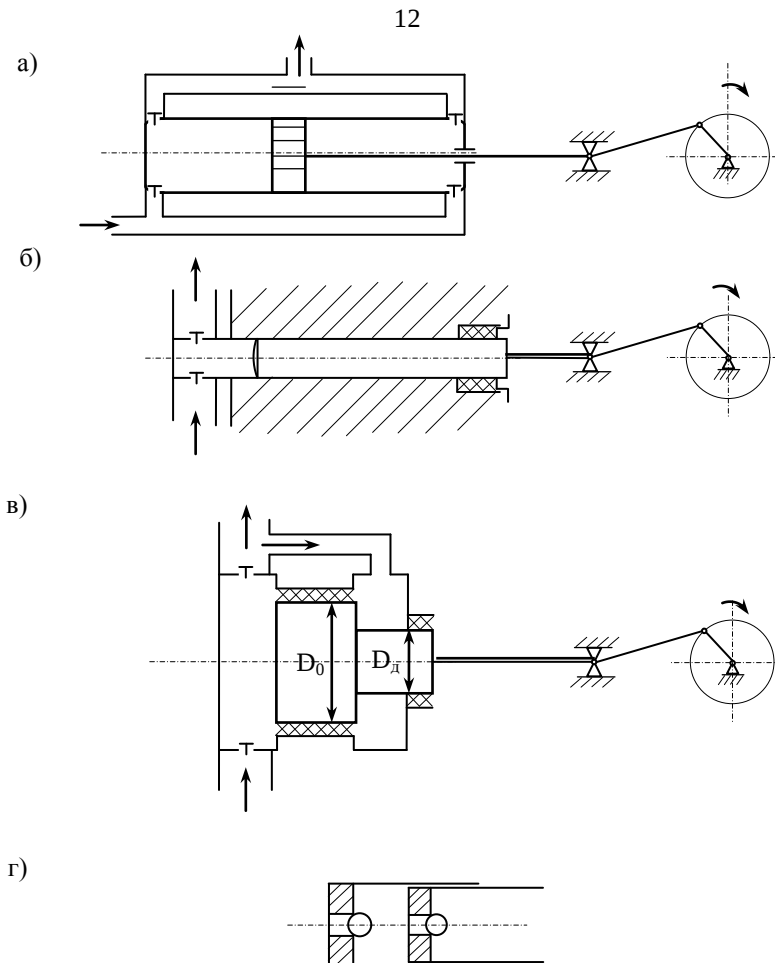


Рис. 2.2. Схемы насосов различного типа

2.3. ПОДАЧА В ПОРШНЕВЫХ НАСОСАХ

Подача насоса – количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени и определяется площадью поршня F_n и его ходом S :

для насоса простого действия $Q_T = F S n$ м³/мин, n - об/мин,

для насосов двойного действия $Q_T = [F + (F - f_{\text{ш}})] S n = (2F - f_{\text{ш}}) S n$

для насосов с K цилиндрами простого действия $Q_T = K F S n$,

для насосов с K цилиндрами двойного действия $Q_T = K(2F - f_{iu})Sn$,

для насоса с дифференциальным поршнем при $\frac{F_0}{F_\partial} = 2$ (F_0 - площадь основной камеры, F_∂ - площадь дополнительной камеры):

- при ходе всасывания $Q_{вс} = F_0 Sn$ и $Q_\partial = \frac{F_0}{2} Sn$,

- при ходе нагнетания $Q_0 = \frac{F_0}{2} Sn$ и $Q_\partial = \frac{F_0}{2} Sn$,

- таким образом в единицу времени

$$Q_T = Q_\partial + Q_0 = \frac{1}{2} F_0 Sn + \frac{1}{2} F_0 Sn = F_0 Sn.$$

Действительная подача меньше теоретической за счет утечек, запаздывания срабатывания клапанов и других потерь, которые оцениваются объемным

КПД: $\eta_0 = \frac{Q}{Q_T} = 0,85 \div 0,95 = \alpha_1 \cdot \alpha_2,$

$\alpha_1 = 0,9 \div 0,95$ - потери за счет запаздывания срабатывания клапанов,

$\alpha_2 = 0,95 \div 0,98$ - утечка жидкости при нагнетании.

2.4. КИНЕМАТИКА ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ

Скорость перемещения жидкости определяется кинематикой движения поршня. Координата положения поршня описывается уравнением

(Рис.2.3) $x = r(1 - \cos \varphi \pm r/l \cdot \sin^2 \varphi)$, обычно $r/l \approx 0,2$, поэтому последним слагаемым можно пренебречь, тогда $x = r(1 - \cos \varphi)$, $\varphi = \omega t$,

$\omega = \pi n / 30$. Скорость поршня равна $u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = r \omega \sin(\omega t)$ и по-

казана на Рис.2.4, ускорение поршня равно $d = \frac{du}{dt} = r \omega^2 \cos(\omega t)$. Эти пара-

метры определяют кинематику течения жидкости в поршневом насосе, которая при нормальном режиме работы должна неотрывно следовать за движением поршня.

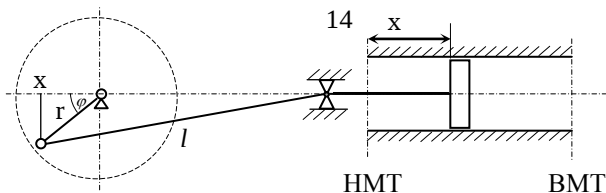


Рис. 2.3. Схема кривошипно-шатунного механизма

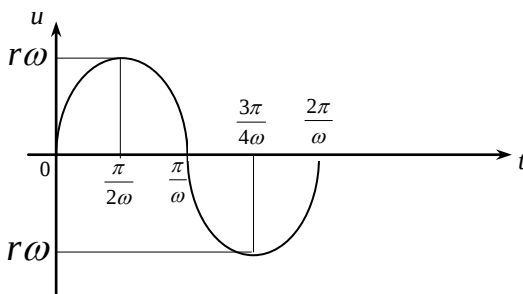


Рис. 2.4. График изменения скорости поршня

Подача жидкости в единицу времени для насоса с цилиндром простого действия равна $q = Fu = Fr\omega \sin(\omega t)$ и показана на Рис. 2.5. Площадь под графиком равна подаче жидкости поршнем за один оборот

$$Q_T = \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} q \cdot dt = Fr\omega \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} \sin(\omega t) dt = Fr\omega \frac{\cos(\omega t)}{\omega} \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} = 2Fr$$

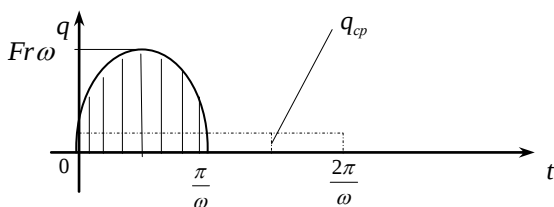


Рис. 2.5. График подачи жидкости цилиндром простого действия

Средний удельный расход жидкости за время оборота кривошипа определяется из равенства

$$q_{cp} \frac{2\pi}{\omega} = 2Fr, \text{ тогда } q_{cp} = \frac{2Fr\omega}{2\pi} = \frac{Fr\omega}{\pi}.$$

Неравномерность подачи можно оценить отношением

$$\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = \frac{Fr\omega}{\frac{Fr\omega}{\pi}} = \pi = 3,14.$$

Неравномерность подачи существенно меньше у насоса с цилиндром двойного действия. В этом случае:

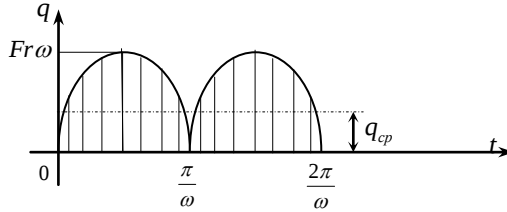


Рис. 2.6. График подачи жидкости насоса с цилиндром двойного действия

$$q_{cp} \left(\frac{\pi}{\omega} + \frac{\pi}{\omega} \right) = 2Fr + 2Fr; \quad q_{cp} = \frac{4Fr}{2\pi/\omega} = \frac{4Fr\omega}{2\pi} = 2 \frac{Fr\omega}{\pi}$$

$$\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = \frac{Fr\omega}{2Fr\omega} \pi = \frac{\pi}{2} = 1,57$$

Такая же неравномерность подачи жидкости будет у насоса с двумя цилиндрами простого действия, привод которых осуществляется от двух кривошипов коленчатого вала, смещённых друг относительно друга на 180° . На Рис. 2.7. показан график удельной подачи насоса с тремя цилиндрами простого действия, кривошипы которых смещаются на 120° благодаря конструкции коленчатого вала. В этом случае

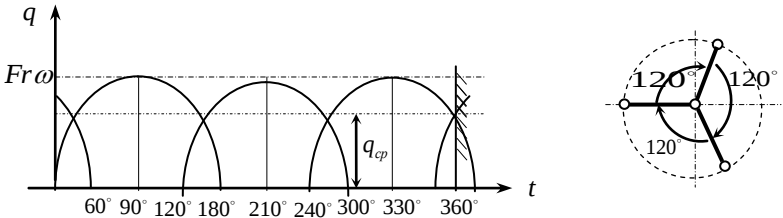


Рис. 2.7. График подачи жидкости насосом с тремя цилиндрами простого действия.

$$q_{cp} \frac{2\pi}{\omega} = 3 \cdot 2Fr; \quad q_{cp} = \frac{6Fr}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{6Fr\omega}{2\pi}; \quad \frac{q_{\max}}{q_{cp}} = \frac{Fr\omega}{\frac{6Fr\omega}{2\pi}} = 1,047.$$

При четырех цилиндрах простого действия $\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = 1,11$; если цилиндров

пять, то $\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = 1,016$; если цилиндров шесть, то $\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = 1,047$ и т.д.

Как видно, с увеличением числа цилиндров неравномерность подачи жидкости уменьшается; при этом насосы с нечетным числом цилиндром имеют лучшую равномерность подачи жидкости. Однако, увеличение числа цилиндров существенно усложняет конструкцию.

2.5. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Изменение давления жидкости на поршень в зависимости от его хода изображают графически и называют индикаторной диаграммой. Ее получают с помощью прибора, позволяющего регистрировать одновременно давление в цилиндре и ход поршня. Индикаторная диаграмма поршневого насоса показана на Рис. 2.8.



Рис. 2.8. Индикаторная диаграмма

На диаграмме видно, что давление всасывания расположено ниже линии атмосферного давления, а нагнетания выше атмосферного. Волнообразность кривых в точках 2 и 4 — результат работы клапанов. На индикаторной диаграмме представлены:

- P_{ni} — среднее индикаторное давление нагнетания,
- $P_{всi}$ — среднее индикаторное давление всасывания,

P_i – полное индикаторное давление $P_i = P_{eci} + P_{ni}$

A_i - индикаторная работа, равная $A_i = P_i F S$, пропорциональна площади охватываемой диаграммой,

N_i - индикаторная мощность $N_i = \frac{P_i F S n}{60 \cdot 1000}$ кВт.

2.6. РАБОТА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Работа поршневого насоса с цилиндром простого действия складывается из двух тактов: всасывания и нагнетания. В процессе всасывания за поршнем (Рис. 2.9.) образуется вакуум и под действием давления P_0 (чаще всего это атмосферное давление) жидкость устремляется за поршнем, заполняя цилиндр. При этом давление P_e не остается постоянным по мере продвижения поршня. Далее удобно рассматривать энергетическую сторону вопроса в виде потерь напора

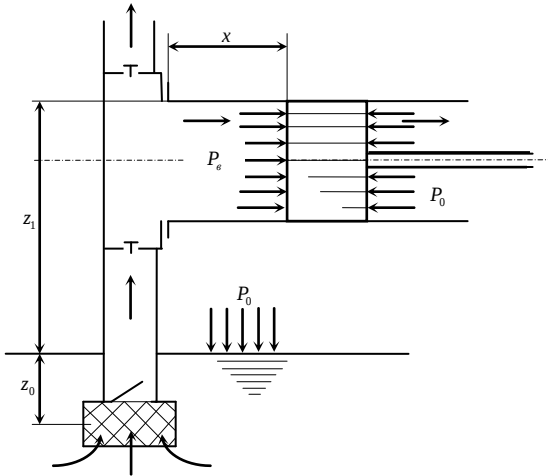


Рис. 2.9. Схема всасывающей линии

$$\frac{P_e}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} - (z_1 + h_{ин} + h_{вс} + h_{вк}), \quad (2.1)$$

Z_1 - высота всасывания, определяется местом установки насоса, если насос расположен ниже исходного уровня жидкости, то Z_1 , становится величиной отрицательной (насос работает с подпором);

$$h_{ин} = \frac{(L + x)}{g} \frac{\partial u}{\partial t} - \text{величина напора, расходуемая на преодоление сил}$$

инерции жидкости во всасывающем трубопроводе и насосе (u – скорость поршня, L – приведенная длина трубопровода, увеличение длины всасывающего трубопровода и повышение частоты вращения привода насоса приводит к росту инерционного сопротивления);

$$h_{\epsilon c} = (1 + \xi_c) \frac{u^2}{2g} - \text{величина напора, расходуемая на преодоление}$$

гидравлических сопротивлений во всасывающей трубе и местных сопротивлений (вход в трубу, повороты и т.д.), приведенный коэффициент сопротивления ξ_c растёт с увеличением колен, задвижек, длины трубопровода и уменьшение его диаметра, данные для расчета приводятся в курсе «Гидравлика»);

$h_{\epsilon k}$ - величина напора, расходуемая на прохождение жидкостью впускного клапана.

Наибольший интерес представляет определение наименьшего значения давления P_{ϵ} (напор $\frac{P_{\epsilon}}{\rho g}$), при котором может происходить устойчивый процесс всасывания. Анализируя работу поршневого насоса с приводом от кривошипно-шатунного механизма, можно видеть, что наименьшее давление P_{ϵ} имеет место в начале хода всасывания ($u = 0$), т.к. в этот момент поршень имеет наибольшее ускорение, а значит и наибольшие силы инерции перекачиваемой жидкости, которая безотрывно должна следовать за поршнем. Именно эти силы оказывают наибольшее влияние на величину

$$P_{\epsilon \min} = P_0 - g\rho(z_1 + h_{\epsilon k} + \frac{L}{g} \omega^2 r) \quad (2.2)$$

Из этого уравнения можно определить допускаемую угловую скорость привода. Если скорость превышает допустимую величину, то жидкость, обладая значительной инерцией, не будет поспевать за поршнем и произойдет отрыв жидкости от поршня. При этом образуется пространство, наполненное парами жидкости, т.к. $P_{\epsilon \min} < P_t$ - давления упругих паров. При интен-

сивном выделении паров появляется кавитация* и происходит срыв работы насоса. В нормально работающем насосе $P_{\text{сmin}} > P_t$. Обычно для нормальной работы насоса полагают $P_{\text{сmax}} = P_t + 20$ кПа, где 20 кПа – запас давления, устраняющий возможность возникновения кавитации, т.е. обеспечивающий безотрывность жидкости от поршня в процессе работы. Из уравнения (2.2) определяется допустимая высота всасывания

$$z_{1\text{max}} = \frac{P_0 - (P_t + 20)}{\rho g} - h_{\text{вк}} - \frac{L}{g} \omega^2 r. \quad (2.3)$$

С увеличением вязкости жидкости, ростом гидравлических сопротивлений, увеличением ω допустимая высота всасывания уменьшается. Температура жидкости существенно влияет на высоту всасывания, с ее увеличением высота всасывания падает. Так высота всасывания воды с температурой 30°C не превышает 5-6 м.

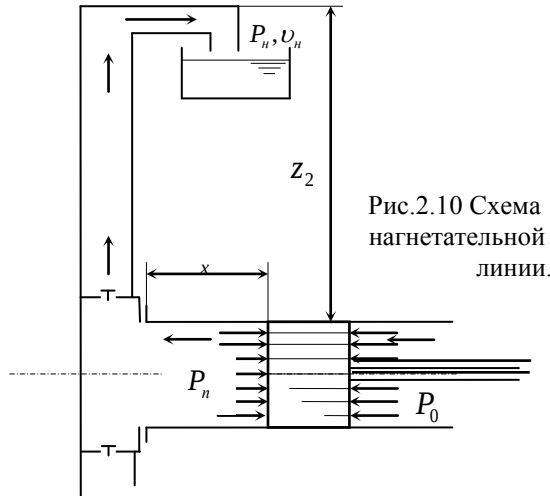


Рис.2.10 Схема нагнетательной линии.

Кавитация.* При изменении давления в момент, когда оно становится $P = P_{\text{ин}}$ (насыщенного пара), капельная жидкость скачкообразно переходит в новое состояние, при котором в жидкости образуются пузырьки, заполненные паром и растворимыми в ней газами – этот процесс называется парообразованием, на поверхности жидкости происходит кипение. Когда давление жидкости превосходит $P > P_{\text{ин}}$, снова происходит скачкообразное изменение состояния жидкости: пар мгновенно конденсируется, а газы растворяются в жидкости. При этом в образовавшиеся пустоты с большой скоростью устремляются частицы капельной жидкости, окружавшей пузырьки, что приводит к мгновенному их смыканию. Это вызывает значительный рост давления в местах смыкания пузырьков, сопровождающейся характерным шумом – это и есть процесс кавитации.

В такте нагнетания жидкость, находящаяся в цилиндре, выталкивается в напорный трубопровод через нагнетательный клапан (Рис. 2.10.) При этом выражение для давления P_n перед поршнем имеет вид

$$\frac{P_n}{\rho g} = \frac{P_n}{\rho g} + z_2 + \frac{v_n^2}{2g} + (\xi_n - 1) \frac{u^2}{2g} + h_{\text{нк}} + \frac{L_n + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t}, \quad (2.4)$$

P_n - абсолютное давление на конце напорной трубы,

L_n - приведенная длина напорной линии, z_2 - высота напорной линии,

ξ_n - коэффициент гидравлического сопротивления напорной трубы,

v_n - скорость истечения жидкости из напорной трубы,

$h_{\text{нк}}$ - сопротивление нагнетательного клапана,

$\frac{v_n^2}{2g}$ - величина напора, расходуемая на кинетическую энергию вытекающей из напорной трубы жидкости,

$(\xi_n - 1) \frac{u^2}{2g}$ - величина напора, расходуемая на преодоление сопротивления

в нагнетательной трубе,

$\frac{(L_n + x)}{g} \frac{\partial u}{\partial t}$ - величина напора, расходуемая на преодоление инерции

жидкости в напорном трубопроводе и насосе.

При длинной напорной трубе, когда L_n велика, а ускорение поршня отрицательно (что имеет место при подходе поршня к НМТ) последний член уравнения (2.4), зависящий от сил инерции жидкости, будет отрицательным. Величина инерционного напора может оказаться больше остальных членов уравнения (2.4). В этом случае давление перед поршнем P_n будет отрицательным - в цилиндре возникает разрежение и жидкость из всасывающего трубопровода некоторое время будет поступать в напорный трубопровод. В этом случае посадка напорного клапана происходит с запаздыванием, (поршень уже будет производит всасывание). Клапан сядет на седло с ударом. Этого следует избегать. Условие, при котором разрежение не возникает, выражается неравенством

$$\frac{P_k}{\rho g} \geq \frac{P_n}{\rho g} + z_2 - \frac{1}{g} L_n \omega^2 r, \quad (2.5)$$

где P_k - давление открытия всасывающего клапана.

При малой высоте z_2 и малом P_n давление в конце хода нагнетания может снизиться до уровня давления паров жидкости P_n , что приведет к отрыву жидкости от поршня, поэтому всегда должно выполняться условие

$$P_{n\min} > P_t \quad (2.6)$$

Зная давление в цилиндре, можно определить работу, совершаемую насосом. Сила полного давления на поршень при всасывании равна

$$P_1 = (P_0 - P_{ec})F = \rho g F [z_1 + h_{un} + h_{ec} + h_{ek}],$$

при нагнетании -

$$P_2 = (P_n - P_0)F = \left[P_n + \rho g \left(\frac{v_n^2}{2g} + h_{un} + h_n + h_{nk} \right) - P_0 \right] F.$$

Полная работа, совершаемая насосом, равна

$$A_T = \int_0^s P_1 F dx + \int_0^s P_2 F dx = \rho g V (H + H_{en}), \quad (2.7)$$

H - полный напор насоса, H_{en} - гидравлические потери.

Индикаторная мощность – работа в единицу времени, т.е.

$$N_i = \frac{A_T n}{60} = \rho g \frac{Vn}{60} (H + H_{en}) = \rho g Q (H + H_n) n \quad (2.8)$$

n - число оборотов в мин, $Q = \frac{Vn}{60}$ - подача м³/с, $(H + H_n) = H_i$ - индикатор-

ный напор. Мощность двигателя $N_{\partialв} = \frac{N_i}{\eta_m}$, $\eta_m = 0,9 \div 0,95$ - механиче-

ский к.п.д. Отношение полезной мощности к индикаторной называется индикаторным КПД

$$\eta_i = \frac{N}{N_i} = \frac{\rho g Q H n}{N_i} = \eta_0 \eta_c.$$

3. КЛАПАННАЯ СИСТЕМА

Клапанная система (рис. 3.1) распределения состоит из всасывающего и нагнетательного самодействующих клапанов. Они срабатывают под действием разности давлений:

$$P_{\kappa 1} = P_1 - P_{1ц}, \quad P_{\kappa 2} = P_{2ц} - P_2.$$

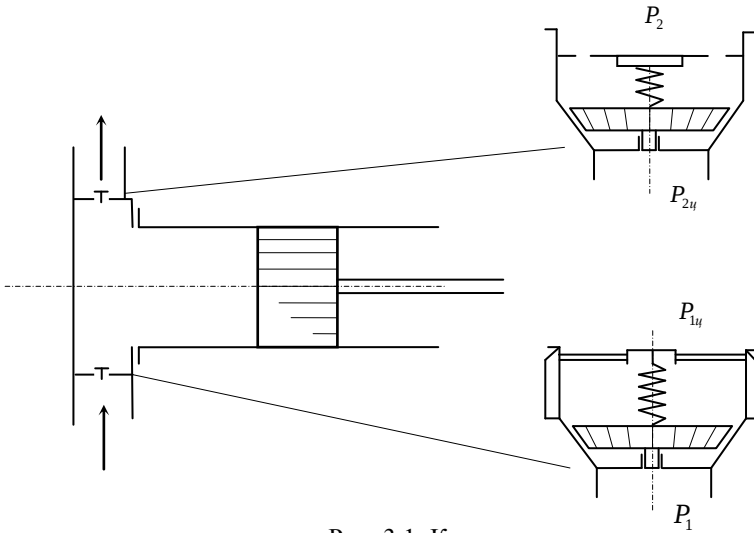


Рис. 3.1. Клапанная система

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления клапанов, равна

$$N_{\kappa} = (P_{\kappa 1} + P_{\kappa 2})Q, \quad (3.1)$$

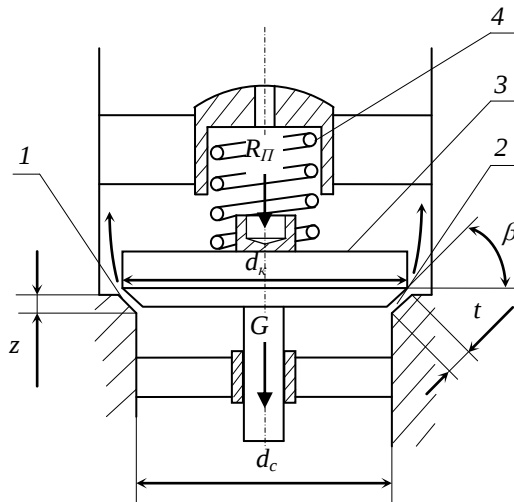


Рис. 3.2. Параметры клапана

Клапан (Рис.3.2) представляет собой конус 3, опирающийся на пружину 4. При открытии клапана конус образует с седлом 1 кольцевую щель 2 высотой z , которая благодаря действию силы пружины R_{II} и веса клапана G способна пропускать жидкость только в одном направлении. Уплотняющие пояски конуса тщательно притирают к седлу, чтобы обеспечить герметичность закрытого клапана. Щели клапанов делают коническими и плоскими, притирка плоских клапанов проще. Однако, в быстроходных насосах с такими клапанами часто возникает стук и вибрация. Клапаны должны выдерживать без заметного износа большое число рабочих циклов. Для этого их посадка на седло должна происходить без удара, что достигается определенной шириной пояска, при котором жидкость из щели высотой z при сближении контактных поверхностей выдавливается достаточно медленно. Обычно принимают следующие соотношения между размерами

$$\frac{z}{d_{\kappa}} < 0,1 \quad \text{и} \quad \frac{t}{d_{\kappa}} < 0,05 \div 0,07.$$

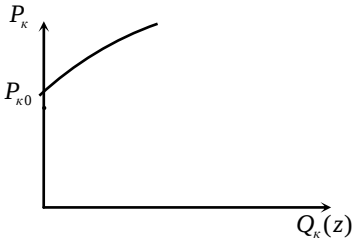


Рис. 3.3. характеристика клапана

Начальное давление $P_{\kappa 0}$, при котором клапан открывается, определяется начальным поджатием пружины R_{II0} и весом клапана.

$$R_{II0} + G \approx \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{\kappa}^2 + d_c^2}{2} \right) P_{\kappa 0}$$

Характеристика клапана описывается системой уравнений:

уравнение пропускной способности клапана

$$Q = \mu S_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\kappa}}, \quad (3.3)$$

уравнение равновесия клапана

$$G + R_{II} = \psi P_{\kappa} \frac{\pi}{4} \frac{d_{\kappa}^2 + d_c^2}{2}, \quad (3.4)$$

характеристикой пружины

$$R_{II} = c(z_0 + z), \quad (3.5)$$

z_0 - начальное поджатие пружины,

$S_{щ} = \pi d_n z$ - площадь щели с плоским контактом,

$S_{щ} = \pi d_n z \sin \beta$ - для щели с коническим контактом,

μ - коэффициент расхода, ψ - коэффициент силы давления.

Коэффициенты μ и ψ являются величинами экспериментальными и зависят они от числа Рейнольдса

$$Re = \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) P_{\kappa}} 2 \frac{z}{\nu}, \quad \nu - \text{кинематическая вязкость жидкости.}$$

Клапанам насосов присуще свойство запаздывания из-за отсутствия жесткой связи между поршнем и клапаном. Закрытие клапана отстаёт от момента прохождения поршнем мертвых точек, когда меняется направление движения поршня.

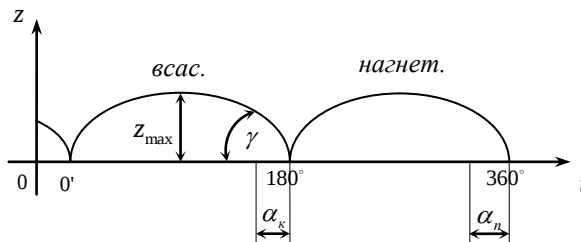


Рис. 3.4. Запаздывание клапанов

Из-за запаздывания закрытия клапанов полезный объем цилиндра несколько уменьшается. При увеличении частоты вращения n время цикла уменьшается, а время запаздывания по отношению к нему увеличивается, т.к. α_{κ} остается тем же, то подача насоса снижается. Запаздывание уменьшается с уменьшением массы клапана, его площади и $z_{\max}$. Таким образом, при повышении n следует применять меньшие клапана и меньший подъем. Но при этом увеличивается P_{κ} , что требует более сильной пружины. А это означает увеличение сопротивления клапанов, что в итоге ведет к ухудшению КПД и всасывающей способности насоса. Скорость сближения клапана с седлом определяет его характер посадки. Если скорость мала, жидкостная пленка выдавливается из щели и скорость снижается до нуля к моменту соприкосновения. При большой скорости деформирующая способность жидкостной пленки уменьшается и посадка клапана на седло происходит с конечной скоростью, т.е. с ударом. При этом посадочные поверхности быстро изнашива-

ются. Скорость клапана (3.6) перед посадкой определяется величинами γ и ω , которые пропорциональны параметрам $z_{\max}$ и n (Рис. 3.4.).

$$V_{\Pi} = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \operatorname{tg} \gamma \cdot \omega, \quad (3.6)$$

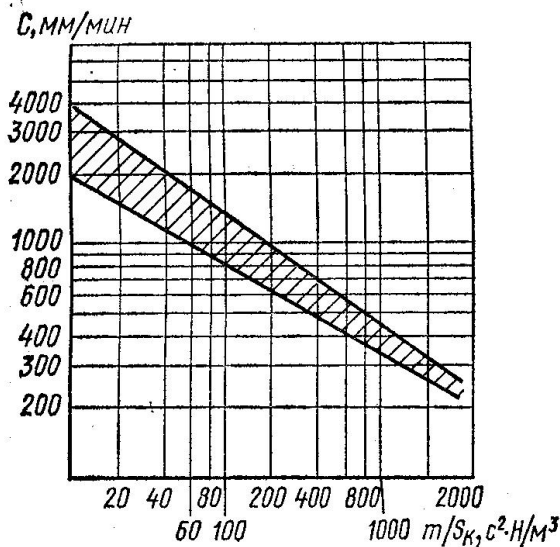


Рис. 3.5. График предельных значений критерия работоспособности C для клапанов.

Экспериментальный график предельных значений $C = z_{\max} \cdot n_{\max} = f\left(\frac{m}{S_k}\right)$

показан на Рис. 3.5 (m - масса клапана, S_k - площадь тарелки). При выборе $z_{\max}$ и n во избежание ударной посадки следует соблюдать условие безударной работы клапана

$$z_{\max} \cdot n < C \quad (3.7)$$

Таким образом, стремление увеличить n , сохраняя хорошую всасывающую способность поршневого насоса, встречает большие трудности из-за особенностей рабочего процесса клапанной системы.

4. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

В соответствии с ГОСТ 173398-72 под характеристикой насоса понимают зависимости $Q = f(P)$, $N = f(P)$, $\eta = f(P)$ при постоянных частоте вращения вала, плотности и вязкости перекачиваемой жидкости.

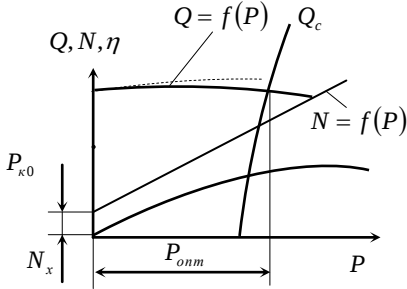


Рис. 4.1. Характеристики насоса

Теоретически подача насоса не зависит от давления, поэтому график $Q_T = f(P)$ — прямая пунктира на линии Рис. 4.1. Такую характеристику называют жесткой, т.к. при изменении P подача не меняется. Аналогичную характеристику имеют все объемные насосы, поэтому они должны снабжаться предохранительными клапанами, предотвращающими случайное повышение давления сверх расчетного во избежание

поломок насоса или привода. Действительная подача насоса $Q = Q_T - \Delta Q$ зависит от давления, так как при его увеличении утечки ΔQ увеличиваются, поэтому действительная характеристика $Q = f(P)$ нелинейная и слегка наклонна к оси абсцисс. При $P = 0$ полезная мощность насоса $N_{\Pi} = 0$, а затрагиваемая энергия обусловлена утечками и трением, иногда эту мощность называют мощностью холостого хода. С увеличением давления мощность увеличивается почти по линейному закону и рост ее объясняется в основном ростом полезной мощности. КПД насоса $\eta = f(P)$ строится по известным $Q = f(P)$ и $N = f(P)$ и имеет явно выраженный максимум, обусловленный влиянием объемных потерь в насосе. Практически характеристики насоса получают на стендах в соответствии с ГОСТ 14658-86. Суть испытаний сводится к опытным замерам значения Q и N при различных значениях P . На Рис. 4.1. показана гидравлическая характеристика сети $Q_c = f(P)$. Точка пересечения $Q_c = f(P)$ и $Q = f(P)$ характеризует режим работы насоса на сеть.

5. ДЕТАЛИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Все детали поршневых насосов можно разделить на две группы: детали механизма движения и детали цилиндро-поршневой группы. К первой группе

относятся: станина, валы, подшипники, зубчатые и червячные передачи, шатуны, крейцкопфы, т.е. детали, являющиеся общими, для всех кривошипно-шатунных механизмов. Ко второй группе относятся детали, принадлежащие гидравлической машине: гидравлическая коробка, цилиндры втулки, поршни, плунжеры, штоки, сальники, клапаны.

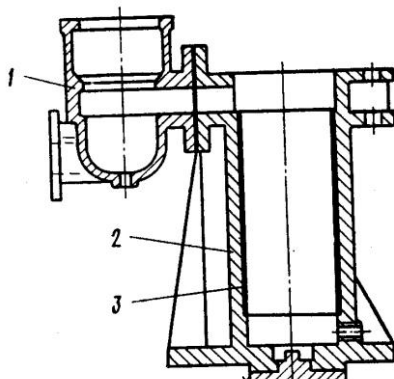


Рис. 5.1. Цилиндр одиночного прямодействующего насоса с клапанной коробкой, выполненной на болтах:

1 – клапанная коробка; 2 – цилиндр; 3 – гильза.

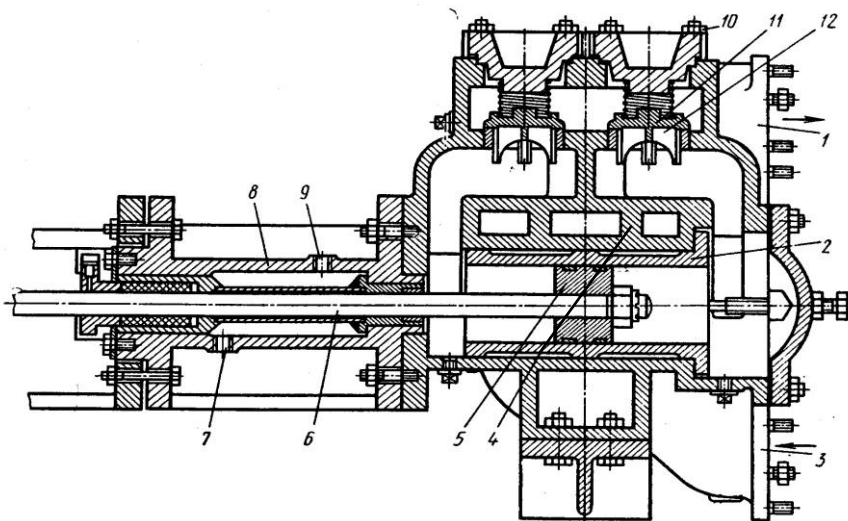


Рис. 5.2. Гидравлическая часть двухцилиндрового парового прямодействующего насоса: 1 – напорный патрубок; 2 – цилиндрическая втулка; 3 – всасывающий патрубок; 4 – клапанная коробка (цилиндр); 5 – поршень; 6 – поршневой шток; 7 и 9 – отверстия соответственно для входа и выхода охлаждающей воды; 8 – сальник, охлаждаемый водой; 10 – клапанная крышка; 11 – пружина клапана; 12 – тарельчатый клапан.

Гидравлическая коробка представляет собой блок цилиндров и клапанных коробок (Рис 5.1 и 5.2). В ней монтируются основные детали гидравлической части. В зависимости от давления, температуры, коррозионности перекачиваемой жидкости гидравлическую коробку изготавливают из чугуна или литой стали (углеродистой или легированной), а при очень больших давлениях коробку делают из стальных поковок. Она снабжена фланцами или приливами для присоединения всасывающего и нагнетательного трубопроводов, крышек цилиндров, клапанных камер. Иногда клапанная коробка выполняется отдельно от цилиндров и крепится к ним болтами. На Рис.5.1 показан цилиндр прямодействующего насоса. Цилиндр имеет вставную гильзу, выполненную из антифрикционного материала, которую заменяют по мере её износа. У многоцилиндровых насосов корпуса цилиндров выполняют в едином блоке. Большое значение имеет правильная форма корпуса цилиндра, при которой не должны образовываться воздушные мешки. Нагнетательный клапан устанавливают в наивысшей точке для того, чтобы воздух, попавший через всасывающий клапан, мог быть удалён при следующем ходе поршня через нагнетательный клапан. На Рис.5.2 показана гидравлическая часть двухцилиндрового прямодействующего насоса. Насос имеет две клапанные коробки, которые выполнены в одной отливке. В гнездах внутренних стенок клапанных коробок монтируются клапаны 12. Для доступа к ним во время осмотра и ремонта имеются люки, закрытые крышками 10. Сальник 8 гидравлического штока 6 имеет водяное охлаждение. На штоке жёстко укреплен поршень 5, который перемещается в цилиндрической втулке 2.

Звеном, с помощью которого образуется замкнутое пространство в поршневом насосе, является поршень. Конструкция поршней отличается большим разнообразием (Рис.5.3). Поршни бывают цельные и составные (разборные). Обычно изготавливают их из чугуна, иногда из алюминия.

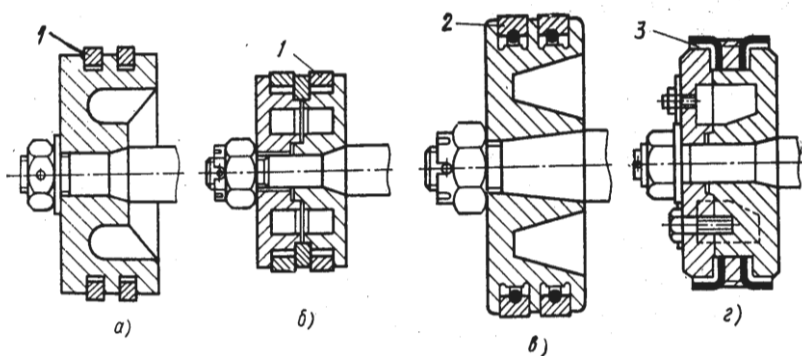


Рис.5.3. Различные конструкции поршней.

На Рис.5.3 а, б показаны цельный и разборный поршни с металлическими кольцами; на Рис.5.3 в представлен цельный поршень с кольцами из текстолита, а на Рис.5.3 г - разборный поршень с кожаными манжетами. Для уплотнения между наружной поверхностью поршня и внутренней поверхности цилиндра на поршни устанавливают, показанные на Рис.5.3 уплотнительные кольца 1, 2, 3, изготовленные в зависимости от перекачиваемой жидкости из чугуна, эбонита, текстолита, резины, прорезиненных тканей. Обычно на поршень устанавливают два или три кольца.

Плунжеры представляют собой конструктивную разновидность поршня. Они представляют собой цилиндр, длина которого много больше диаметра, пустотелого или сплошного сечения. Сплошные плунжеры применяют малых диаметров для высоких давлений. На плунжеры уплотнительные кольца не ставят, а уплотнение устанавливают на внутренней поверхности цилиндра.

Для предотвращения попадания воздуха в цилиндр и утечки перекачиваемой жидкости служат сальниковые уплотнения штока поршня и плунжера. На рис 5.4 изображен сальник с мягкой набивкой. При затягивании гаек кольца сальника поджимаются нажимной втулкой. Нормальной считается такая затяжка, при которой сальник пропускает не более 60 капель в минуту. Температура сальника не должна превышать 60 °С.

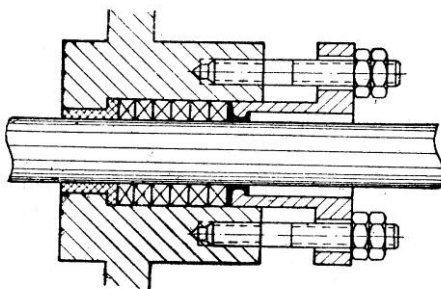


Рис. 5.4. Сальник поршневого насоса

Набивка сальника состоит из отдельных колец, плотно уложенных друг к другу. Для изготовления асбесто-свинцовой и асбесто-алюминиевой набивки используют пропитанный асбестовый шнур. Пропитанный шнур нарезают отрезками нужной длины и обертывают листовой фольгой 5÷6 слоев. Каждый слой перед обертыванием посыпают сухим серебристым графитом. Обернутый фольгой шнур закладывают в пресс-форму в виде кольца и спрессовывают под прессом. Толщина фольги составляет 0,01÷0,015 мм. Готовые кольца должны иметь квадратное или прямоугольное сечение при внутреннем диаметре, равном наружному диаметру штока. Иногда сальники работают с подачей затворной жидкости. В этом случае набивка разделяется фанарным

кольцом, выполненным из металла, через который в сальник поступает запорная жидкость. При перекачке горячих жидкостей применяют охлаждаемые сальники. Широкое распространение получили сальники с манжетным уплотнением (Рис. 5.5).

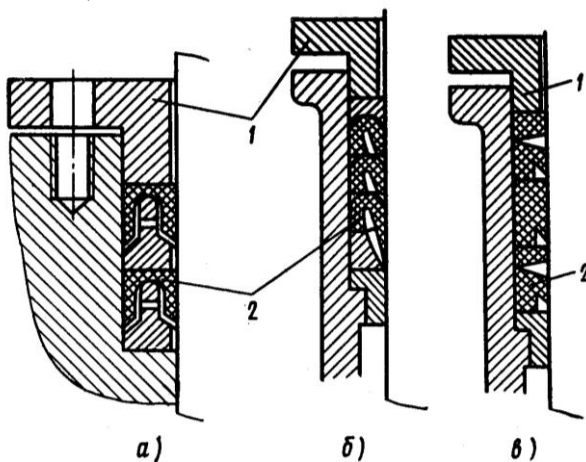


Рис. 5.5. Сальник с манжетными уплотнениями:
1 – нажимные стаканы; 2 – манжеты.

Эти уплотнения предназначены для работы в воде, минеральном масле, дизельном топливе при давлении до 0,05МПа, окружной скорости до 20м/с, температуре в месте контакта манжеты с поверхностью штока от -60 до +170 С. Резиновые армированные манжеты регламентированы ГОСТ8752-79. Сопряжённая с манжетой поверхность штока должна иметь шероховатость 0,63 или 0,32мкм и твёрдость не менее 30HRC

Распределительным звеном в поршневых насосах являются клапаны. Клапаны бывают самодействующими и принудительного действия. Современные поршневые насосы оборудуются исключительно самодействующими клапанами, которые открываются и закрываются под действием разности давлений по обе стороны клапана. По кинематике различаются: откидные клапаны, имеющие одну степень свободы для вращения вокруг оси, расположенной в плоскости прилегания запорного органа; шаровые, обладающие шестью степенями свободы; подъёмные с одной степенью свободы для перемещения вдоль оси канала. Откидные клапаны применяют в насосах с малым числом ходов и при небольших перепадах давления. Шаровые клапаны используют в тихоходных насосах при перекачивании густых и загрязнённых жидкостей; их преимущество – компактность. В обычных конструкциях насосов чаще всего применяют подъёмные клапаны, которые могут быть весовыми или пружинными. Весовые клапаны применяют тогда, когда высокая

температура или коррозионность перекачиваемой жидкости исключают длительную работу пружины. Основные требования, предъявляемые к клапанам, заключаются в обеспечении плотного перекрытия клапанного канала. Для того, чтобы правильно и своевременно происходила посадка клапана на седло, он должен иметь направляющие, предотвращающие перекося, и пружину, обеспечивающую своевременную посадку на седло. Наибольшее распространение в насосостроении получили клапаны тарельчатого и кольцевого типов (Рис.5.6). Преимущество кольцевого клапана заключается в том, что его пропускная способность больше при равных наружных диаметрах с тарельчатым клапаном. Тарельчатые клапаны применяют для перекачки сильно загрязнённых жидкостей. Он может быть с плоским или коническим седлом. Для чистых жидкостей клапан притирают к седлу, для загрязнённых - он имеет резиновую прокладку. В насосах большой подачи применяют батареи, т.е. в рабочей камере устанавливают несколько однотипных клапанов.

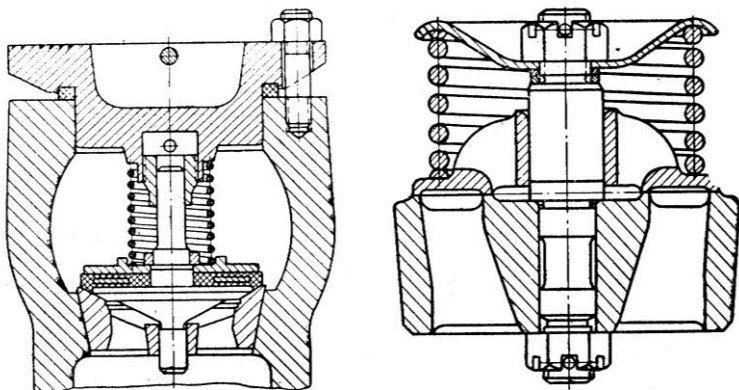


Рис.5.6 Тарельчатый и кольцевой клапаны.

Поршневой насос развивает такой напор, который необходим для преодоления сопротивления движению жидкости в системе нагнетания, поэтому насос обязательно снабжается предохранительным клапаном. При повышении давления сверх допустимого клапан срабатывает автоматически при этом происходит перетекание жидкости из нагнетательной полости насоса во всасывающую (рис. 5.7). Иногда предохранительный клапан устанавливают на нагнетательном трубопроводе. Усилие на пружине пружинного предохранительного клапана регулируют с помощью винта. Применяют и такие предохранительные клапаны, у которых уплотнительный элемент удерживается в закрытом положении металлическим штифтом. При превышении максимально допустимого давления штифт разрушается и уплотнительный элемент открывает выход жидкости. После срабатывания клапана штифт заменяют.

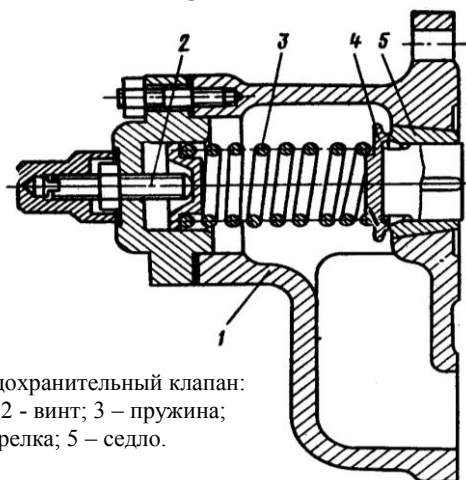


Рис. 5.7. Предохранительный клапан:
1 – корпус; 2 – винт; 3 – пружина;
4 – тарелка; 5 – седло.

Для выравнивания давления поршневые насосы снабжаются пневматическими гасителями пульсаций давления, что создает более равномерное течение жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Простейшие конструкции гасителей – воздушные колпаки.

На фотографиях (см. приложение) представлены основные детали кривошипно-шатунной группы. Крейцкопф изготовлен из стали 45, с одного торца имеет отверстия для надежного плотного крепления штока, с другого торца – гнездо для размещения головки шатуна, на плоских боковых поверхностях видны отверстие для пальца, с помощью которого шатун соединяется с крейцкопфом. В осевом направлении палец удерживается пружинными фиксаторами, для повышения износостойкости поверхность пальца цементируют с последующей шлифовкой.

Шатун, кованный из стали 45или 40Х, имеет съемную крышку на двух шатунных болтах. В верхней и нижней головках шатуна размещены подшипники скольжения: в верхней головке – втулка, в нижней толстостенные полувакладыши, выполненные из бронзы. Нижний подшипник смазывается маслом поступающим из сверления в коренной шейки коленчатого вала, верхний подшипник – смазкой, поступающей по осевому сверлению тела шатуна от его нижней головки .

Для привода коленчатого вала на его среднюю щеку надето червячное колесо, которое находится в зацеплении с червяком, расположенным над червячным колесом. Червяк опирается на радиально-упорные шарикоподшипники. Привод червяка осуществляется от электродвигателя через упругую муфту. Коленчатый вал опирается на две шарикоподшипниковые опоры и имеет три шатунные шейки для привода трех плунжеров.

6. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ В ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

6.1. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршневые химические насосы подразделяются на приводные с кривошипно-шатунным механизмом и на прямодействующие с паровым или пневматическим приводом. Гидравлические машины этой группы весьма сложны вследствие особенностей изготовления, связанных с транспортированием химически активных жидкостей при различных температурах, вязкости, коррозионной активности. Поршневые насосы этой группы должны быть особенно точно изготовлены, обладать жесткой рабочей характеристикой при изменении режимных параметров, возможностью перекачивания жидкостей с широким диапазоном вязкостей. Конструктивное исполнение химических насосов весьма разнообразно, каждая группа отличается от другой назначением или областью применения. В химической промышленности применяются насосы следующих типов:

ХПНП – химические поршневые паровые насосы;

МТр – мембранные трехцилиндровые с регулирующей подачей;

ХТр – химические трехцилиндровые с регулирующей подачей;

ХТ – химические трехцилиндровые;

Тр – трехцилиндровые с регулируемой подачей;

РГ – регулируемые для горячих жидкостей;

РКС – регулируемые для соляной и серной кислоты;

РКХ – регулируемые для суспензии хлористого алюминия.

В шифрах насосов буквы означают:

Х – химический,

П – поршневой,

Н – насос,

вторая П – паровой,

М – модернизированный,

К – кислотный,

С – соляная кислота,

Р – регулируемый;

числитель дроби – подача $\text{м}^3/\text{ч}$,

знаменатель дроби – давление нагнетания в МПа или в $\text{кг}/\text{см}^2$.

В регулируемых насосах плавно регулируются подача за счет изменения длины хода плунжера, для чего существует специальный механизм, либо за счёт изменения частоты вращения двигателя. На рис. 6.1 представлен паровой прямодействующий насос.

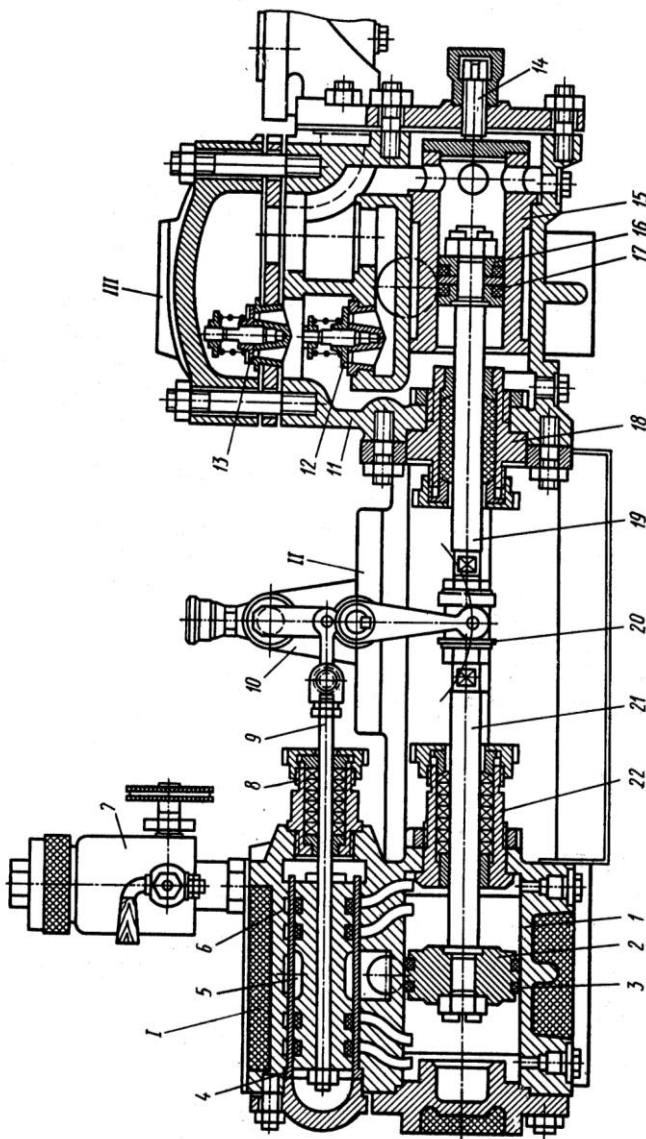


Рис. 6.1. Сдвоенный паровой прямодействующий насос:

I — блок паровых цилиндров; *II* — промежуточная часть; *III* — блок жидкостных цилиндров; *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — поршневое кольцо; *4* — втулка золотника; *5* — цилиндрический золотник; *6* — кольцо золотника; *7* — масленка; *8* — сальник коробки золотника; *9* — шток золотника; *10* — стойка рычагов парораспределения; *11* — жидкостной цилиндр; *12* и *13* — клапаны соответственно всасывающий и нагнетательный; *14* — установочный винт; *15* — втулка цилиндра; *16* — жидкостной поршень; *17* — поршневое кольцо; *18* — сальник жидкостного цилиндра; *19* и *21* — элементы поршневого штока; *20* — резьбовая соединительная муфта; *22* — сальник парового цилиндра

Насосы этой группы по конструктивным признакам делятся на горизонтальные (ПДГ) и вертикальные (ПВГ): подача от 6 до 250 м³/ч, давление на выходе от 0,4 до 5 МПа. К особенностям паровых машин поршневых насосов относятся взрывобезопасность, хорошая всасывающая способность, широкий диапазон регулирования подачи и давления на выходе из насоса. Работают насосы непосредственно от паровой машины, возвратно-поступательное движение поршня осуществляется без громоздкого кривошипно-шатунного механизма, в приводе отсутствует и весьма дорогое устройство – редуктор. Конструкция насоса получается проще, меньше по габаритам и массе, простая возможность регулирования подачи насоса поворотом паровпускного клапана. Насосы предназначены для работы на перегретом паре температурой 300⁰С. Отработанный пар можно использовать для различных целей. Основной особенностью работы прямодействующего насоса является отсутствие определенного закона движения поршня и зависит он от сил сопротивления со стороны движущей жидкости. Насосы этой конструкции состоят из двух основных частей: паровой и гидравлической, соединённых средником. Основой паровой части являются золотниковая камера и блок паровых цилиндров, в которых перемещаются паровые поршни, закреплённые на штоках. Впуск рабочего пара и выпуск отработанного пара осуществляется плоскими или круглыми золотниками, золотники перемещаются штоками.

Гидравлическая часть насосов состоит из блока гидравлических цилиндров и камеры клапанов, отлитых заодно. У насосов с подачей 6 м³/ч камера клапанов съёмная, соединённая с блоком цилиндров шпильками. В камере клапанов установлены друг над другом всасывающие и нагнетательные клапаны. В цилиндры гидравлического блока запрессованы втулки из антифрикционного материала, в которых перемещаются гидравлические поршни, неподвижно закреплённые на штоках. Подача прямодействующего поршневого насоса равна

$$Q = \eta_0 \frac{k \cdot F \cdot \alpha \cdot S \cdot n}{60},$$

$$\text{где } F = \frac{\pi D^2}{4} \text{ (} D \text{ - диаметр гидроцилиндра),}$$

S - ход поршня,

n - число двойных ходов в мин,

k - кратность действия насоса,

$$\alpha = 1 - \frac{f_{ш}}{2F}, \text{ где } f_{ш} \text{ - площадь штока,}$$

η_0 - коэффициент, учитывающий объёмные потери.

На рис. 6.2 представлен насос ХТ-4/20. Это трехплунжерный насос с подачей $4 \text{ м}^3/\text{час}$ и с давлением нагнетания 20 МПа. Трехцилиндровые насосы обладают удовлетворительной равномерностью подачи, поэтому именно они нашли широкое применение. Эти насосы состоят из блока гидравлических цилиндров и станины. В станине размещен механизм движения, включающий кривошипно-шатунный механизм. Плунжер крепится к крейцкопфу (шток отсутствует, что уменьшает габариты). В блоке гидравлических цилиндров размещены клапаны и узлы уплотнение плунжеров. Смазка движущиеся частей осуществляется шестеренным насосом, связанным с коленчатым валом. Привод осуществляется от электродвигателя через упругую муфту. Горизонтальные трехплунжерные насосы с приводом от электродвигателя могут иметь подачу до $40 \text{ м}^3/\text{час}$, давление до 42,5 МПа и мощность до 110 кВт. Предназначены они для перекачивания чистых жидкостей, в том числе химически активных, нейтральных к материалам проточной части, с содержанием твердых частиц не более 0,2 мм при температуре от -50 до $+250^\circ\text{C}$. Применение электропривода позволяет путем изменения скорости вращения плавно регулировать подачу в диапазоне $35 \div 110 \%$ от номинальной. В этом случае в обозначении вводится буква «р» (ТПр, Тр). Насосы выпускают двух типов: со встроенным редуктором (Т) и без встроенного редуктора (ПТ). Различные параметры насосов (подача, давление) и возможность перекачивания разных по свойствам и температуре жидкостей обеспечивается применением плунжеров различных диаметров, соответствующей конструкцией гидравлической части и применением соответствующих конструкционных материалов.

Широкое внедрение непрерывных процессов на предприятиях химической промышленности потребовало организовать непрерывное дозирование жидкостей, применяемых в технологических процессах. Это привело к созданию дозирочных установок. Они должны быть простыми по конструкции и в обслуживании, обеспечивать необходимую точность дозирования, быстрое регулирование подачи отдельных компонентов. Всем этим качествам в той или иной степени отвечают насосы – дозаторы, выпускаемые промышленностью. Наиболее распространены в качестве дозирочных установок насосы плунжерного типа, так как обладают рядом достоинств: жесткой характеристикой, что отвечает требованиям точности; допускают разнообразие простых схем регулирования; осуществляют изоляцию движущихся элементов привода от дозируемой жидкости. Регулирование в дозирочных установках плунжерного типа производят обычно бесступенчатым изменением длины хода плунжера и частотой вращения вала насоса.

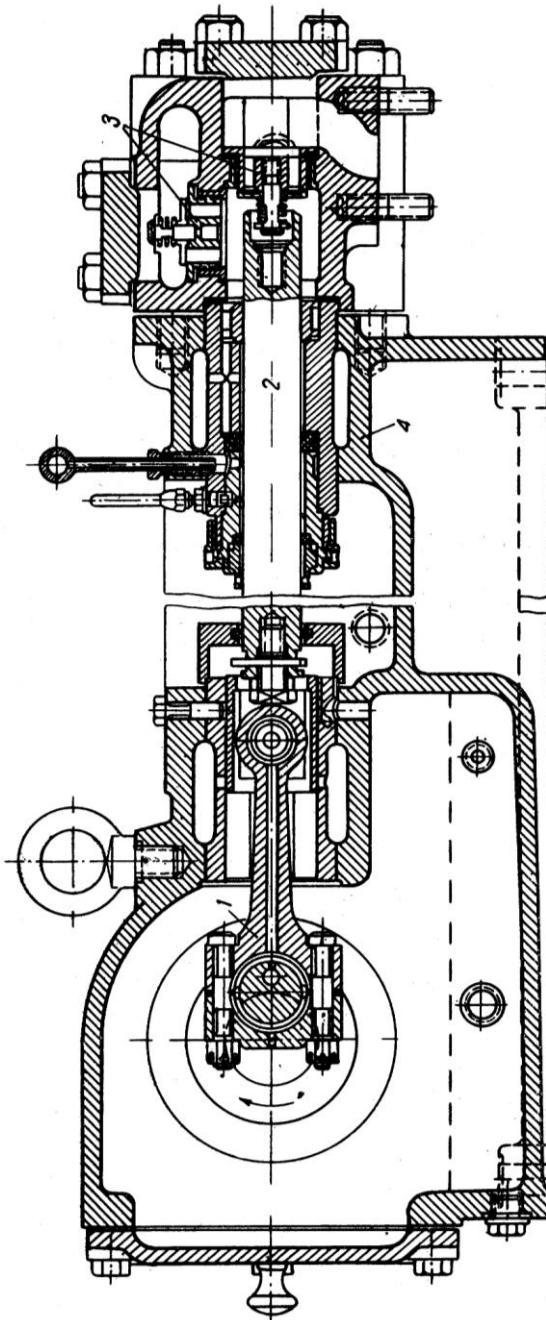
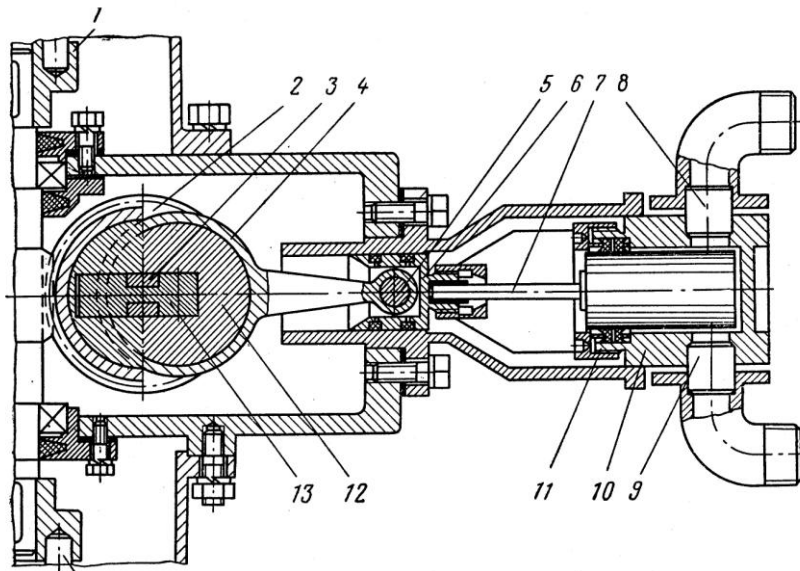


Рис. 6.2. Трехскальный плунжерный насос ХТ—4/20:
 1 — кривошипно-шатунный механизм; 2 — плунжер; 3 — клапаны; 4 — корпус.

На рис 6.3 показан плунжерный дозаторный насос НДП 2/25. Насос применяется для точного дозирования небольших количеств жидких компонентов в различных процессах. Электродвигатель через муфту 14 приводит во вращение червяк 1, который связан с симметрично расположенными относительно него двумя червячными колёсами 2.



6.3 Плунжерный насос-дозатор НДП 2/25

1 – червяк, 2 – червячное колесо, 3 – направляющие, 4 – шатун, 5 – палец, 6 – ползун, 7 – плунжер, 8 – нагнетательный клапан, 9 - всасывающий клапан, 10 – цилиндр, 11 – уплотнение, 12 – эксцентрик, 13 – параллелограмм,

Колёса надеты на специальный пустотелый вал, состоящий из двух половинок, скреплённых направляющими 3. Внутри вала по направляющим перемещается параллелограмм 13. На параллелограмме, между двумя половинками вала, надет эксцентрик 12, на котором крепится нижняя головка шатуна. Другой конец шатуна пальцем 5 соединён с ползуном 6. Гидроблок состоит из плунжера 7, цилиндра 10, всасывающего 9 и нагнетательного 8 клапанов и уплотнения 11. Вращение вала при помощи эксцентрика, шатуна и ползуна передаётся плунжеру в виде возвратно- поступательного движения. Предусмотрено регулирование хода ползуна.

На базе двухкомпонентного насоса собираются четырёх- и шестикомпонентные дозировочные установки. Насос-дозатор заключён в герметичный корпус и залит маслом. Насос- дозатор может быть использован для дозировки различных компонентов, для этого достаточно подобрать устойчивый к

коррозии материал только для плунжерной пары. С целью варьирования такими величинами, как подача и напор, предусмотрены сменные гидроблоки с различными диаметрами плунжеров (от 3 до 20 мм).

При необходимости два насоса-дозатора той или другой марки можно этажно соединить, получив дозировочную установку для одновременного дозирования трёх - четырёх компонентов при одном двигателе.

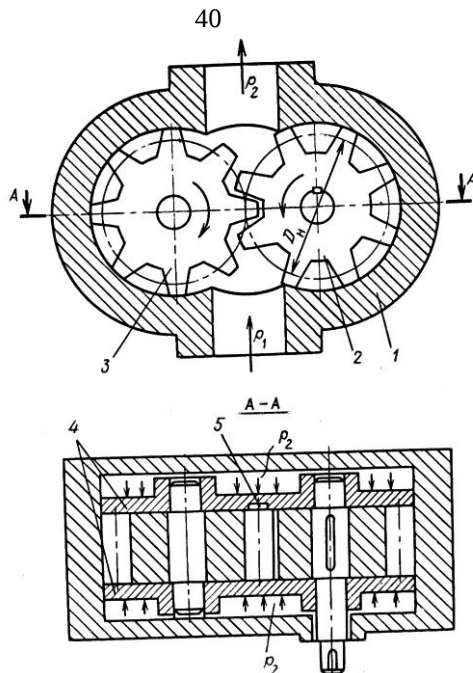
6.2.ШЕСТЕРЁННЫЕ НАСОСЫ.

Шестеренные насосы относятся к роторному типу объемных насосов (рис. 6.4) и обеспечивают подачу жидкости вращением двух зубчатых шестерён, находящихся в корпусе, имеющем очертание неполных окружностей. Шестерни выполняются обычно с эвольвентным профилем зубьев. Благодаря большой прочности зубьев и шестерён, эти насосы могут развивать большие давления, чем пластинчатые насосы. Одна из шестерней является ведущей, приводится от электродвигателя ($n=1500\div3000$ об/мин), другая – ведомая. Жидкость переносится зубьями шестерен во впадинах, ограниченных стенками корпуса, и выжимается из этих впадин на стороне нагнетания вхождением в зацепление зубьев этих шестерен, при этом возможен «зажим» некоторого количества жидкости в замыкаемой зубом впадине. Чтобы давление в этой области чрезмерно не увеличилось и не проявился вакуум при отходе зуба из впадины, в торцевых плоскостях насоса на соответствующем уровне от осей шестерён выполняются разгрузочные канавки, по которым стекает жидкость, зажимаемая между зубьями. Насос имеет предохранительный клапан, соединяющий в момент сброса чрезмерного давления нагнетающую сторону насоса с всасывающей. Подача насоса определяется выражением

$$Q = \eta_0 \frac{f \cdot z \cdot b \cdot n}{30}, \quad f = \frac{\pi D^2}{z^2}$$

D - диаметр начальной окружности шестерни, z - число зубьев, n - обороты шестерни (обычно не более 500об/мин, а угловая скорость не более 50рад/с), b - ширина шестерни, η_0 - коэффициент, учитывающий утечки жидкости, для шестерённых насосов он равен 0,82 - 0,92.

Диапазон подачи этих насосов находится в пределах $0,22\div36$ м³/час, давление в пределах $0,15\div2,5$ МПа. Предназначены они для перекачивания нефтепродуктов и других легковоспламеняющихся жидкостей типа парафина, не вызывающих коррозию рабочих органов насоса и обладающих смазывающей способностью.



6.4 Шестерённый насос:

1 – корпус, 2 – ведущая шестерня, 3 – ведомая шестерня.

6.3. ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

Винтовые насосы, как и шестеренные, относятся к роторному типу объемных насосов. Они обладают рядом особенностей, выгодно отличающих их от поршневых насосов – простота конструкции, отсутствие клапанов и сложных проходов для жидкости уменьшает гидравлические потери, более равномерная подача улучшает условие всасывания у этих машин. Конструкция насосного агрегата компактна и его масса в $5 \div 10$ раз легче поршневого насоса. Привод насоса осуществляется непосредственно от электродвигателя.

Принцип работы винтового насоса заключается в том, что при вращении винта в специально спрофилированном корпусе образуются замкнутые пространства, наполненные перекачиваемой жидкостью, которые при вращении винта перемещаются к напорному патрубку, где и происходит выдавливание жидкости.

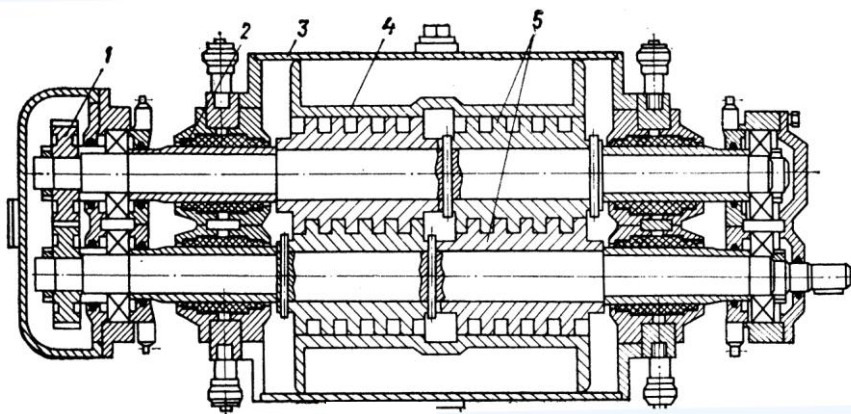


Рис.6.5. Двухвинтовой насос типа 2BV:
1-синхронные шестерни, 2-уплотнение, 3- корпус,
4-обойма, 5-ведущий и ведомый винты (роторы).

На Рис 6.5 и 6.6 представлены двух- и трехвинтовые насосы. В обоих случаях приводным является лишь один винт, остальные винты – ведомые и предназначены для формирования замкнутой области транспортируемой жидкости. Количество винтов в шифре насоса обозначается первой цифрой, а далее в заменителе подача в литрах на 100 оборотов винта, в числителе – давление нагнетания в МПа. Например, насос 1В 80/5Х означает: 1В – одно-винтовой, 80 – подача округленно 80 литров на 100 оборотов винта, давление в 5 МПа, х – химический.

Химические насосы 1В, 2В предназначены для перекачки различных агрессивных жидкостей с механическими примесями, пульпы и других жидкостей. Вообще винтовые насосы допускают обороты винта до 18000 об/мин, обеспечивают подачу в пределах $3 \div 12000$ л/мин, и давление до 20 МПа. Подачу насоса можно определить по формуле

$$Q = \eta_0 \frac{(F - f) \cdot t \cdot n}{60},$$

F - площадь сечения корпуса, в котором размещена винты;

f - площадь, занимаемая винтами,

n - обороты винта, t - шаг винта.

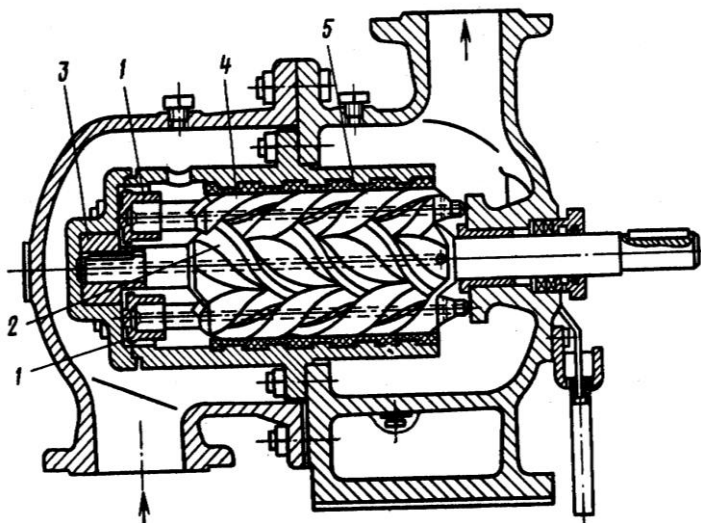


Рис.6.6. Трёхвинтовой насос:

1-разгрузочный стакан, 2,4-ведущий и ведомый винты, 3-разгрузочный поршень, 5-обойма.

6.4. РАДИАЛЬНО- И АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Эти насосы так же принадлежат к роторному типу объемных насосов. На рис 6.7 представлен регулируемый радиально-плунжерный насос, который состоит из ротора 2 с цилиндрами и плунжерами 1, распределительного устройства 3 с подводящими 5 и отводящими 6 каналами. Обойма 4 может перемещаться с помощью специального устройства относительно оси ротора на эксцентриситет e . Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось 7 с уплотнительной перемычкой. При вращении ротора цилиндры своими каналами поочередно соединяются с каналами 5 и 6, расположенными в пустотелой оси 7. При переходе через центр их каналы прерываются уплотнительной перемычкой, при этом линия всасывания отделяется от напорной линии; перемычка должна иметь оптимальную толщину. Для увеличения рабочего объема насосы выполняют с двумя – тремя рядами плунжеров. При работе насоса головки плунжеров прижимаются к внутренней поверхности обоймы центробежными силами и давлением жидкости, подаваемой в цилиндры подпиточным насосом. Если эксцентриситета $e \neq 0$, то плунжеры, обкатываясь по обойме, производят всасывание или нагнетание жидкости. Если же $e=0$ то радиальное перемещение плунжеров отсутствует и насос не подает жидкость.

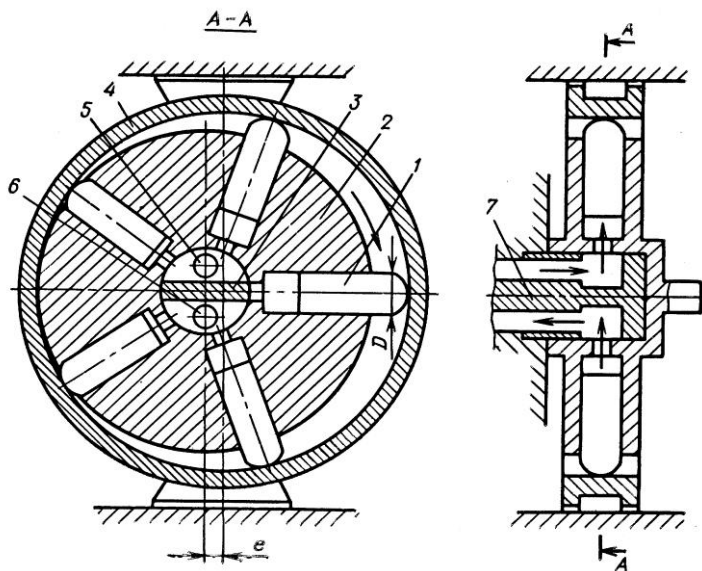


Рис. 6.7. Радиально-плунжерный насос

Подача насоса определяется формулой $Q = \eta_0 F z 2\pi e n$, где F - площадь плунжера, z - число плунжеров, n - число оборотов плунжеров. Изменяя величину и знак e , можно изменять подачу и направление потока жидкости. Регулируемые радиально-плунжерные насосы типа НР выпускаются для гидроприводов машин в разных отраслях промышленности. Их основные технические показатели: $q_n = 125 \div 500 \text{ см}^3/\text{с}$, $Q = 100 \div 400 \text{ л/мин}$, $P = 10 \div 20 \text{ МПа}$, $n = 960 \text{ об/мин}$, $N = 45 \div 192 \text{ кВт}$.

В аксиально-поршневых насосах цилиндры с поршеньками расположены параллельно оси вращения (Рис. 6.8). Ротором насоса является блок цилиндров 4, приводимый во вращение валом 1. Распределительный диск 5 и наклонный диск 2, которого касаются поршеньки 3, при работе насоса остаются неподвижными. Вверх поршеньки толкаются нажатием пружины 6, а вниз - воздействием наклонной поверхности диска 2. Распределение жидкости по цилиндру обеспечивается через канал а, нагнетание жидкости осуществляется по каналу б. Переход поршенька из положения п в положение т соответствует всасывающему ходу, а из положения т в положение п - нагнетательному ходу поршенька.

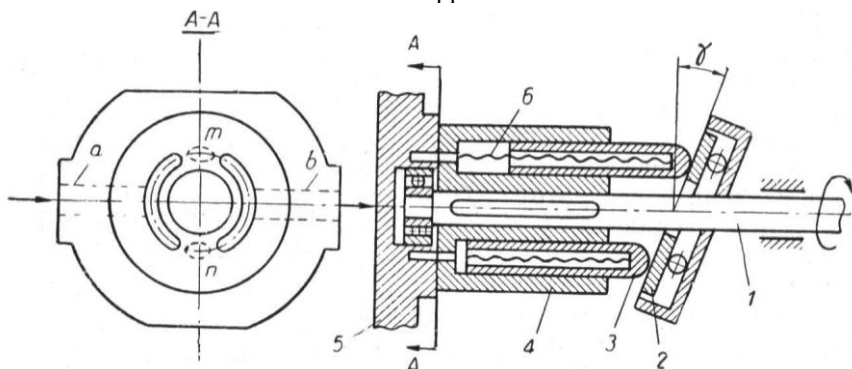


Рис. 6.8. Схема радиально-поршневого насоса.

Ход поршня регламентируется углом наклона γ диска 2 к горизонту. Производительность такого насоса можно определить по формуле $Q = \eta_0 F D z \operatorname{tg} \gamma n$, где D — диаметр окружности расположения осей цилиндров. Регулирование подачи и изменение направления течения жидкости достигается изменением угла наклона диска 2 к горизонту (максимальное значение угла $\gamma_{\max} = 20^\circ$).

6.5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ

Благодаря малым габаритным размерам эти насосы нашли широкое применение в гидроприводах машин — орудий. Они могут быть однократного и многократного действия, одинарными и сдвоенными. Пластинчатые насосы реверсивны, их можно непосредственно соединять с электродвигателем. Но они имеют пониженный КПД за счёт трения лопастей о корпус и могут перекачивать только чистую жидкость без механических примесей, т.к. царапины на рабочей поверхности корпуса нарушают плотность соприкосновения пластин, что ухудшает работу насоса.

Насос однократного действия (Рис. 6.9) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину эксцентриситета e . В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора давлением жидкости или пружинами. Скользя по статору, пластины совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора в статоре, разделяется пластинами на камеры, объём которых во время работы непрерывно меняется.

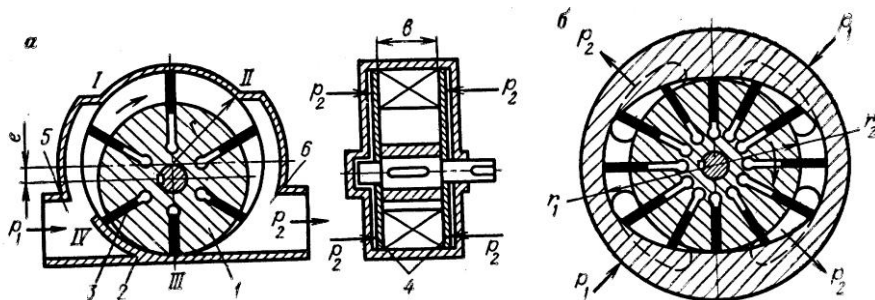


Рис.6.9. Схема пластинчатого насоса.

Если объем увеличивается, то образуется вакуум и под действием атмосферного давления жидкости заполняет камеры; если же объем камер уменьшается, то давление повышается и происходит нагнетание жидкости. Во избежание расклинивания пластин в пазах необходимо, чтобы максимальный эксцентриситет не превышал 0,1 радиуса ротора. Для разделения всасывающей полости 5 и нагнетательной 6 в статоре имеются уплотнительные выступы I-II и III-IV. С торцов ротор уплотняется дисками 4, которые прижимаются к торцам пластин давлением P_2 . Каждая камера за один оборот участвует в нагнетании один раз, поэтому рассматриваемый насос однократного действия (рис. 6.8а). Все камеры этого насоса за один оборот переносят в полость нагнетания объем жидкости, равный объему кольца ширины b и толщины $2e$, за вычетом объема, занятого пластинами. Производительность насоса равна $Q = 2eb(2\pi r - z\delta)n$, где

r - радиус статора, z - число пластин, δ - толщина.

Пластинчатые насосы могут быть с постоянной и переменной подачей, в последнем случае регулирование осуществляется изменением эксцентриситета e . В насосах двукратного действия (рис. 6.8б) каждая камера дважды чувствует в рабочем процессе насоса. Но насосы двукратного действия нерегулируемые.

Серийно выпускаемые нерегулируемые насосы двукратного действия имеют параметры:

$$q_n = 8 \div 224 \text{ см}^3/\text{с}, Q = 5 \div 200 \text{ л/мин}, P = 6,3 \text{ МПа}, N = 4,1 \div 24,5 \text{ кВт}.$$

В заключение отметим свойства роторных насосов в сравнении с поршневым:

1. высокая допустимая частота вращения ротора;
2. компактность, а значит и большая создаваемая мощность на единицу массы;
3. реверсивность движения потока жидкости;
4. бесклапанные распределения жидкости, что позволяет повышать надежность;
5. возможность регулирования подачи, изменением рабочего объема.

Все это по существу является преимуществом роторных насосов, а главными недостатками этих машин является:

1. сложность конструкции;
2. большие утечки жидкости;
3. не допускают работу со слишком засоренными жидкостями.

БИБЛОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рахмилевич З.З. Насосы в химической промышленности. М.: Химия, 1990.- 240с.
2. Краснов В.И., Жильцов Д.И., Набержнев В.В. Ремонт поршневых Насосов. М.: Химия, 1996.-183с.
3. Башта Т.Н., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика и гидропривод. М.: Машиностроение, 1987.- 423с.
4. Абдурашитов С.А., Тупиченков А.А., и др. Насосы и компрессора. М.: Недра, 1974- 294с.
5. Калинушкин М.П. Насосы и вентиляторы. М.: Высшая школа, 1987.-174с.
6. Юфин А.П. Гидравлика, гидравлические машины. М.: Высшая школа, 1965- 427с.
7. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. М.: Недра, 1970- 229с.



Крейцкопф



Шатун в сборе и разобранный



Привод трёхплунжерного насоса (вид сверху и со стороны плунжеров).

Введение.....	3
1. Насосы.....	4
1.1. Назначение. Классификация.....	4
1.2. Принципиальная схема насосной установки.....	5
1.3. Основные параметры.....	7
2. Поршневые насосы.....	10
2.1. Принцип действия.....	10
2.2. Классификация поршневых насосов.....	10
2.3. Подача в поршневых насосах.....	12
2.4. Кинематика подачи жидкости.....	13
2.5. Индикаторная диаграмма.....	16
2.6. Работа поршневого насоса.....	17
3. Клапанная система.....	21
4. Характеристика поршневого насоса.....	25
5. Детали поршневых насосов.....	26
6. Объёмные насосы в химической промышленности.....	33
6.1. Поршневые насосы.....	33
6.2. Шестерённые насосы.....	39
6.3. Винтовые насосы.....	40
6.4. Радиально- и аксиально- поршневые насосы.....	42
6.5. Пластинчатые насосы.....	44
Библиографический список.....	47
Приложение.....	48

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

ДОДИН Юрий Сергеевич

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Учебное пособие

Редактор Пряхина Н.А.

Подписано в печать 08.09.2011 г. Формат 60×84^{1/16}

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 2,79. Уч. изд. л. 1,53.

Тираж 50 экз. Заказ № 1076/889

ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет
им. Д.И. Менделеева»

Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.

Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9

Адрес института: 301650, Новомосковск, Тульская обл., ул. Дружбы, 8

