

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МАЙКОПСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра нефтегазового дела и энергетики

НАСОСЫ И КОМПРЕССОРЫ

**Курс лекций
для обучающихся направления подготовки
21.03.01 «Нефтегазовое дело»**

УДК 621.65(075.8)

ББК 31.7

Н 31

Печатается по решению Научно-технического совета Майкопского государственного технологического университета

Рецензент – доктор технических наук, доцент Меретуков З.А.

Составитель – канд. техн. наук, доцент Меретуков М.А.

Насосы и компрессоры. Курс лекций для обучающихся направления подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»– Майкоп: 2019. - стр.

Методические указания составлены в соответствии с учебным планом и рабочей программой дисциплины «Насосы и компрессоры» для направления подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело».

Меретуков М.А.

МГТУ, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Насосы объемного действия	6
2 Подача поршневых насосов	14
3 Работа и мощность поршневого насоса. Индикаторная диаграмма.....	21
4 Конструкция поршневого насоса.	27
5 Роторные насосы.....	38
6 Динамические насосы.....	46
7 Подача, мощность, КПД центробежного насоса.....	55
8 Рабочая характеристика центробежного насоса.....	65
9 Регулирование параметров работы и эксплуатация центробежного насоса.....	74
10 Конструкция центробежных насосов.....	79
11 Компрессоры.....	90
12 Подача поршневого компрессора.....	100
13 Схемы и конструкция поршневых компрессоров	110
14 Турбокомпрессоры.....	118
15 Эксплуатация компрессоров.....	130
Список использованной литературы.....	136

ВВЕДЕНИЕ

Роль гидравлических машин в деятельности человека очень велика. Известно, что люди еще в далеком прошлом применяли различные приспособления и механизмы для нужд водоснабжения, орошения и др. Также известно применение различных водяных и ветряных двигателей для преобразования энергии потока воды (воздуха) в энергию двигателя. В настоящее время нет отрасли промышленности, в которой не использовались бы гидравлические машины.

Гидравлические машины, в частности насосы самых различных конструкций и типоразмеров, широко применяются в нефтяной промышленности при бурении скважин, добыче нефти, сборе, транспорте и подготовке нефти. Гидравлические машины — это машины, которые механическую энергию двигателя преобразуют в механическую энергию жидкости, или наоборот, механическую энергию жидкости в механическую энергию двигателя.

Гидравлические машины делятся на насосы и гидродвигатели (гидромоторы). Насосами следует называть гидравлические машины, в которых механическая энергия преобразуется в энергию перекачиваемой жидкости. В данном курсе жидкость представляется в широком смысле: к категории жидкости относятся и сильно сжимаемые среды - газы. В таком представлении о жидкой среде компрессоры также являются насосами, предназначенными для перекачки газов. Насосы, включая компрессоры, имеют много общего с гидродвигателями, так как в них совершается процесс, обратный процессу, происходящему в насосах, т.е. энергия жидкости (газа) преобразуется в механическую энергию двигателя. Этим объясняется, что конструктивное оформление насосов и гидродвигателей в принципе одинаковое. Под понятием о гидроприводе следует представлять систему, в которой энергия жидкости (газа), перекачиваемой насосами (компрессорами), используется для привода в действие гидродвигателя (пневмодвигателя).

Насосы делятся по принципиальному отличию в устройстве и принципе действия на динамические и объемные.

Динамическими называются насосы, в которых увеличение энергии жид-

кости осуществляется путем воздействия гидродинамических сил, приложенных в жидкости, незамкнутой, постоянно сообщаемой со входом в рабочую камеру и выходом из нее.

Объемными называют насосы, в которых увеличение энергии жидкости осуществляется за счет периодического вытеснения ее из замкнутой рабочей камеры при помощи вытеснителей. К динамическим насосам относятся лопастные, вихревые и струйные, а к объемным — поршневые, роторные и диафрагменные.

Гидродвигатели также делятся на динамические и объемные. К динамическим гидродвигателям относятся турбины, которые делятся на радиальные, радиально-осевые, осевые и тангенциальные. К объемным гидродвигателям следует отнести все объемные насосы, так как они могут быть использованы в качестве гидродвигателей с определенными конструктивными особенностями, необходимыми для преобразования энергии потока жидкости в энергию двигателя.

1 НАСОСЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

Насос – это гидравлическая машина, предназначенная для преобразования механической энергии двигателя, приводящего его в действие, в механическую энергию перекачиваемой жидкости.

Основные особенности объемных насосов следующие:

1. Наличие рабочих камер (полостей), периодически сообщающихся с всасывающим и нагнетательным патрубками.
2. Нагнетательный патрубок геометрически изолирован от всасывающего.
3. Подача перекачиваемой жидкости неравномерная
4. Количество жидкости, подаваемой насосом, не зависит от развиваемого давления.
5. Максимальный развиваемый напор теоретически не ограничен и определяется мощностью двигателя, прочностью деталей насоса и нагнетательного трубопровода.

Объемные насосы применяют для извлечения из скважин нефти, перекачивания нефти по трубопроводам, подачи в скважины различных реагентов. Помимо этого насосы объемного действия применяют при промывке и обработке скважин, гидравлическом разрыве пласта, т.е. тогда, когда необходимо перекачивать сравнительно небольшой объем жидкости, содержащий абразивную взвесь, растворенный газ, химически активные компоненты.

Классификация поршневых насосов

1. По способу приведения в действие:

1.1. Приводные, в которых поршень приводится в движение шатунно-кривошипным механизмом от отдельно расположенного двигателя, присоединенного к насосу при помощи той или иной передачи;

1.2.. Прямое действия, в которых возвратно-поступательное движение поршня насоса обеспечивается от гидравлического (пневматического) цилиндра, представляющих вместе с насосом один агрегат;

1.3. Ручные.

2. По роду органа, вытесняющего жидкость:

- 2.1. Поршневые (рис. 1.1. *а, в, з*), имеющие поршень в форме диска;
- 2.2. Плунжерные (рис. 1.1. *б*), поршень которых выполнен в виде длинного цилиндра (плунжера);
- 2.3. Диафрагменные (рис. 1.1. *д, е, ж*), в которых объем рабочей камеры образован стенками клапанной коробки и перемещающейся диафрагмой. В зависимости от конструкции диафрагма может быть пассивной (рис. 1.1. *д, е*) или активной (рис. 1.1. *ж*).
3. По способу действия:
 - 3.1. Одинарного действия (рис. 1.1. *а, б*);
 - 3.2. Двойного действия (рис. 1.1. *в*);
 - 3.3. Дифференциальные (рис. 1.1. *з*).
4. По расположению цилиндра:
 - 4.1. Горизонтальные;
 - 4.2. Вертикальные.
5. По числу цилиндров:
 - 5.1. Одноцилиндровые;
 - 5.2. Двухцилиндровые;
 - 5.3. Трехцилиндровые;
 - 5.4. Многоцилиндровые.
6. По роду перекачиваемой жидкости:
 - 6.1. Обыкновенные;
 - 6.2. Горячие (для перекачки горячих жидкостей);
 - 6.3. Буровые (для перекачки промывочных растворов при бурении скважин и др.);
 - 6.4. Специальные (кислотные и др.).
7. По быстроходности рабочего органа:
 - 7.1. Тихоходные, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту 40—80;
 - 7.2. Средней быстроходности, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту 80—150;
 - 7.3. Быстроходные, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту

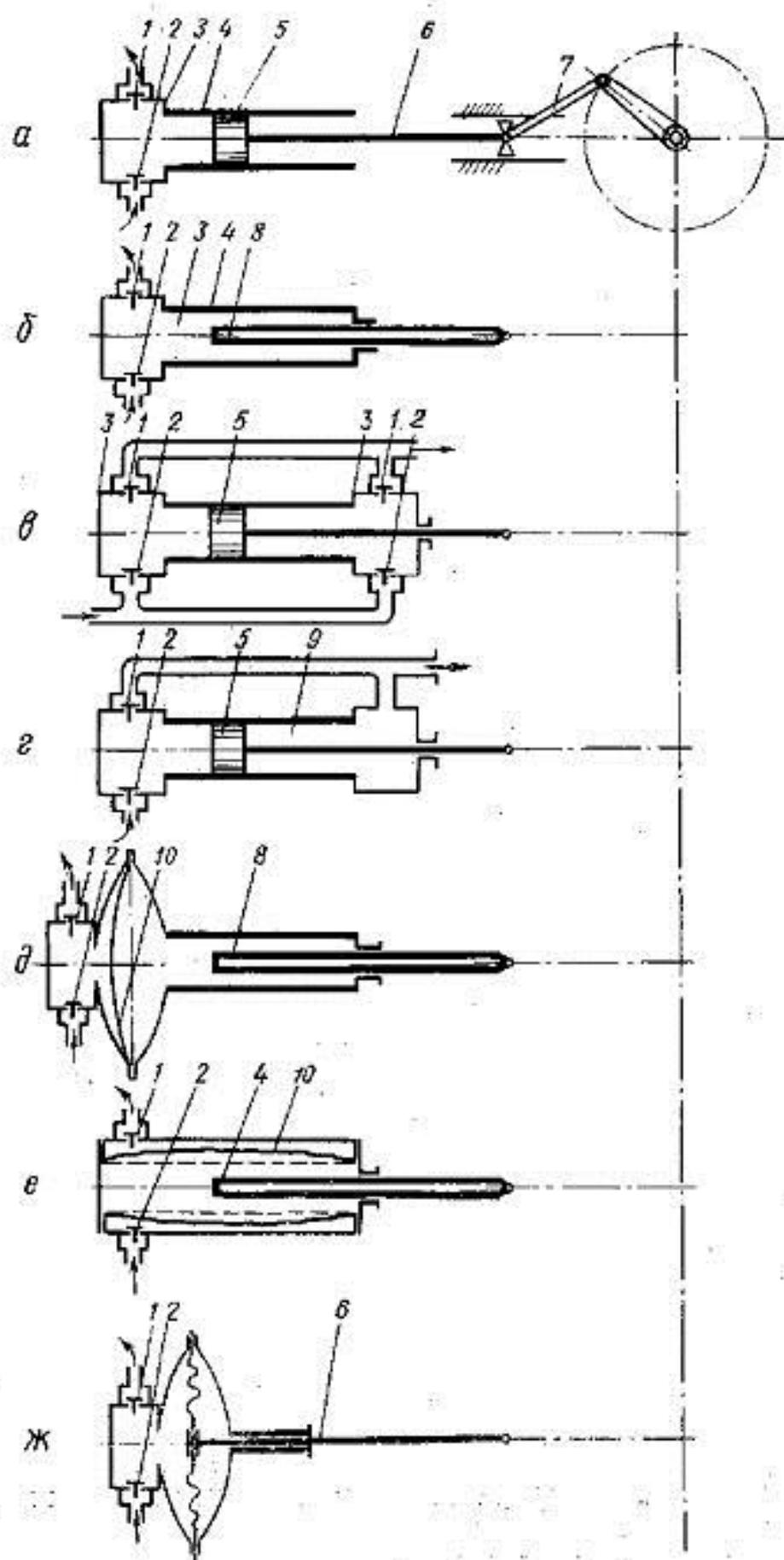


Рис. 1.1. Схемы поршневых насосов

8. По развиваемому давлению:

8.1. Малого давления $P < 1\text{МПа}$;

8.2. Среднего давления $P = 1 \dots 10\text{МПа}$;

8.2. Высокого давления $P > 10\text{Мпа}$.

9. По подаче:

9.1. Малые, диаметр поршня $D < 50\text{мм}$;

9.2. Средние, диаметр поршня $D = 50 \dots 150\text{мм}$;

9.3. Большие, диаметр поршня $D > 150\text{мм}$.

Принцип работы поршневого насоса

В поршневом насосе, перекачивающем жидкость, происходит поочередное заполнение жидкостью рабочих камер и ее вытеснение в результате соответственно увеличения или уменьшения их объема.

Поршневые насосы состоят из механической и гидравлической частей.

Гидравлическая часть служит для преобразования механической энергии поршня или плунжера в механическую энергию жидкости. Механическая часть предназначена для преобразования движения входного звена привода в возвратно-поступательное движение поршня или плунжера.

Простейший поршневой насос (рис. 1.1. а) состоит из цилиндра 4, поршня 5, соединенного при помощи штока 6 с приводной частью насоса 7, всасывающего 2 и нагнетательного 1 клапанов, размещенных в клапанной коробке 3.

Пространство, ограниченное поршнем, стенками цилиндра и клапанной коробкой, называется рабочей камерой насоса. Объем рабочей камеры обусловлен положением поршня: минимальный соответствует левому предельному положению поршня и называется объемом мертвого пространства, максимальный — предельному правому положению поршня. Разница между максимальным объемом и объемом мертвого пространства называется полезным объемом рабочей камеры.

При движении поршня вправо (ход всасывания) объем рабочей камеры увеличивается, а давление в ней уменьшается. Перекачиваемая жидкость под действием атмосферного давления открывает всасывающий клапан и заполняет

рабочую камеру. В это время нагнетательный клапан закрыт. Таким образом, при ходе всасывания рабочая камера связана с всасывающим патрубком и изолирована от нагнетательного патрубка. При обратном ходе поршня в рабочей камере создается давление, превышающее давление в нагнетательном патрубке, нагнетательный клапан открывается и жидкость, по объему соответствующая полезному объему рабочей камеры вытесняется.

Во время нагнетательного хода рабочая камера насоса связана с нагнетательным патрубком (клапан 1 открыт) и изолирована от всасывающего (клапан 2 закрыт)

Одним из конструктивных вариантов насоса одинарного действия является плунжерный, или скальчатый, насос (рис. 1.1. б). При перемещении плунжера 8 в цилиндре 4 изменяется объем рабочей камеры, в результате чего происходит всасывание в рабочую камеру или вытеснение из нее жидкости через клапаны 2 и 1, как у насоса одинарного действия.

Насосы двойного действия (рис. 1.1. в) позволяют увеличить равномерность подачи без существенного усложнения конструкции. Насос имеет две рабочие камеры — слева и справа от поршня 5, две клапанные коробки 3, каждая из которых имеет всасывающие 1 и нагнетательные 2 клапаны. Всасывающий и напорный патрубки общие для двух камер.

При движении поршня влево жидкость из всасывающего патрубка поступает в правую полость, а жидкость, находящаяся в левой полости, вытекает в нагнетательный патрубок. При движении поршня вправо всасывание происходит в левой полости, а нагнетание — из правой, т. е. каждая камера работает как насос простого действия.

Дифференциальный насос (рис. 1.1. г) имеет также две камеры. Левая камера имеет всасывающий 2 и нагнетательный 1 клапаны, правая вспомогательная камера клапанов не имеет. При движении поршня 5 вправо в левой камере происходит всасывание — жидкость через всасывающий клапан 2 поступает из всасывающего патрубка в левую рабочую камеру. Нагнетательный клапан 1 при этом закрыт, а жидкость, вытесняемая из правой вспомогательной рабочей камеры, поступает в нагнетательный патрубок. При ходе поршня влево жидкость вытес-

няется через нагнетательный клапан 1 во вспомогательную камеру 9 , объем которой увеличивается, а оставшаяся часть жидкости идет в нагнетательный патрубков. Таким образом, независимо от направления движения поршня происходит подача жидкости.

Диафрагменные насосы (рис. 1.1. $д, е, ж$) отличаются от рассматриваемых конструкций наличием диафрагмы 10 , образующей вместе с корпусом и клапанами рабочую камеру насоса.

Работа диафрагменного насоса (рис. 1.1. $д, е$) аналогична работе насоса одностороннего действия: при движении плунжера 8 вправо происходит изменение объема рабочей камеры, диафрагма прогибается, перекачиваемая жидкость поступает через всасывающий клапан в рабочую камеру. При движении плунжера влево объем рабочей камеры уменьшается и перекачиваемая жидкость через напорный клапан вытесняется в нагнетательный патрубков.

В зависимости от конструкции насоса различаются «пассивные» и «активные» диафрагмы. В первом случае (рис. 1.1. $д, е$) диафрагма предназначена только для разделения перекачиваемой жидкости и жидкости, передающей энергию от плунжера. При этом перепад давлений на диафрагме минимальный и обусловлен потерями энергии на ее деформацию. Во втором случае (рис. 1.1. $ж$) диафрагма передает усилие от штока $б$ на жидкость и находится под давлением, развиваемым насосом. Малая прочность диафрагм и их низкая усталостная прочность обуславливают применение «пассивных» диафрагм в насосах, работающих при высоких давлениях и малом числе качаний, и «активных» диафрагм в насосах, обеспечивающих низкие давления при большом числе качаний (топливные системы ДВС).

Закон движения поршня насоса

Закон движения поршня насоса обусловлен кинематикой кривошипно-шатунного механизма (рис. 1.2 а)

Вал кривошипа приводится во вращение двигателем с постоянной угловой скоростью ω . При повороте кривошипа на угол α поршень переместится от крайнего левого положения $В'$ на величину $x = OB' - OB$, где $OB' = l + r$; $OB = BC + CO$.

Из прямоугольных треугольников BAC и CAO следует, что $BC = BA \cdot \cos\beta$;

$$CO = OA \cdot \cos \alpha, \text{ откуда } x = l + r - l \cdot \cos \beta - r \cdot \cos \alpha = l \cdot (1 - \cos \beta) + r \cdot (1 - \cos \alpha)$$

Из треугольника BAO при максимальном значении угла β , $\operatorname{tg} \beta_{\max} = r/l \approx \sin \beta_{\max}$,

В кривошипно-шатунных механизмах отношение $r/l = 0,2$ тогда $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - 0,2^2} \approx 0,98$ а так как $\cos \beta \approx 1$, то первый член уравнения $l \cdot (1 - \cos \beta)$ близок к нулю. Пренебрегая первым членом уравнения, получим:

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

Но, так как $\alpha = \omega \cdot t$, тогда:

$$x = r \cdot (1 - \cos \omega t)$$

Линейная скорость поршня равна первой производной от пути x по времени t .

$$u = \frac{dx}{dt} = r \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

Угол поворота α выражен в радианах. Взяв первую производную от него, получим угловую скорость

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

низм

В результате:

$$u = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (1.1)$$

Ускорение поршня равно первой производной от скорости по времени t :

$$a = \frac{du}{dt} = r \cdot \omega \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (1.2)$$

Из полученных выражений следует, что скорость движения поршня изменяется по синусоидальному закону, а ускорение – по косинусоидальному.

При движении поршня (рис. 1.2, б) от левого крайнего положения B' скорость его увеличивается и достигает максимума при вертикальном положении кривошипа (угол $\alpha = \pi/2$; $u_{\max} = r \cdot \omega$). При дальнейшем перемещении поршня к

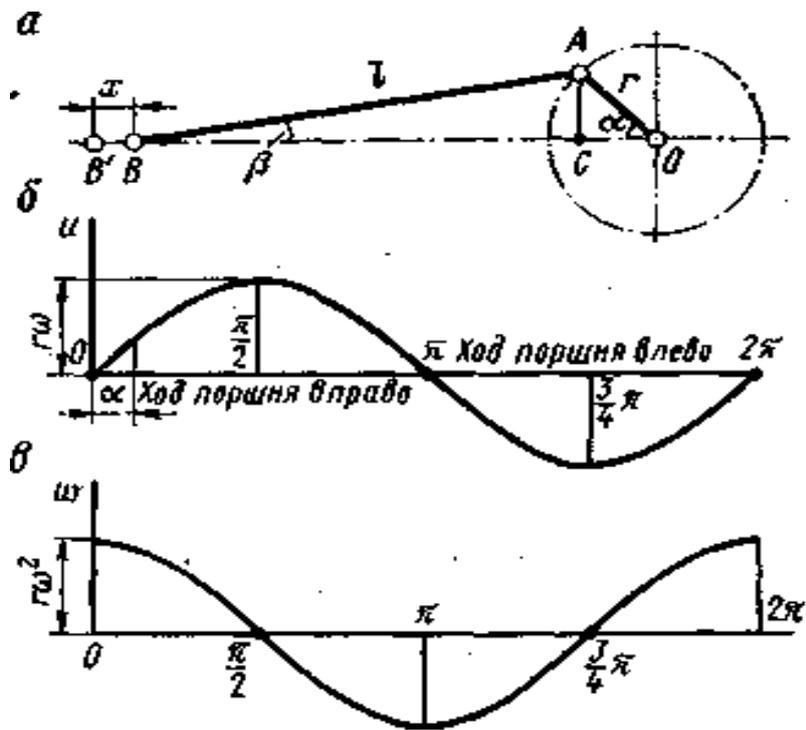


Рис. 1.2 Кривошипно-шатунный меха-

правому крайнему положению скорость его убывает и равна нулю при $\alpha = \pi$. При повороте кривошипа на угол α описанный процесс возрастания и убывания скорости по абсолютной величине повторяется, но направление скорости при этом противоположное.

Закон изменения ускорения (рис. 1.2, в) поршня характеризуется косинусоидальной зависимостью, т. е. максимальное ускорение соответствует углу поворота кривошипа $\alpha = 0$, при увеличении α оно убывает и в момент достижения поршнем максимальной скорости становится равным нулю. При дальнейшем повороте кривошипа скорость движения поршня уменьшается, ускорение становится отрицательным и достигает своего минимального значения при остановке поршня в крайнем правом положении, после чего поршень начинает разгоняться и весь процесс повторяется.

2 ПОДАЧА ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Подачей насоса называется количество жидкости, нагнетаемое насосом за единицу времени.

Средняя теоретическая подача поршневого насоса определяется суммой объемов описываемых поршнями в единицу времени.

Примем следующие обозначения:

F – площадь сечения поршня или плунжера в m^2 ;

S – длина хода поршня в m ;

n – число двойных ходов поршня в минуту;

V – объем, описанный поршнем за один ход в m^3 ;

Q_m – теоретическая подача насоса в m^3/c ;

Подача насоса простого действия

При ходе всасывания в цилиндре освобождается объем $V = F \cdot S \text{ м}^3$. Этот объем заполняется всасываемой жидкостью. При ходе нагнетания этот же объем жидкости нагнетается в напорный трубопровод, следовательно V – теоретическая подача насоса за один двойной ход поршня. Теоретическая подача насоса в 1 секунду:

$$Q_m = \frac{F \cdot S \cdot n}{60} \quad m^3/c \quad (2.1)$$

Подача насоса двойного действия

При ходе поршня вправо (см. рис. 1.1. в) в левую камеру поступает объем жидкости, равный $F \cdot S$, а при обратном в правую камеру поступает объем $(F - f) \cdot S$, где f – площадь сечения штока, уменьшающая полезный объем цилиндра.

Тогда при одном двойном ходе теоретический объем жидкости, поступающей в насос и нагнетаемый им, составит $F \cdot S + (F - f) \cdot S = F \cdot S + F \cdot S - f \cdot S = (2 \cdot F - f) \cdot S$. При этом теоретическая подача насоса двойного действия:

$$Q_m = \frac{(2 \cdot F - f) \cdot S \cdot n}{60} \quad m^3/c \quad (2.2)$$

Подача насоса тройного действия

Подача такого насоса, состоящего из трех насосов простого действия,

равна

$$Q_m = \frac{3 \cdot F \cdot S \cdot n}{60} \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.3)$$

Коэффициент подачи поршневых насосов, факторы на него влияющие

Действительная подача насоса Q_o всегда меньше теоретической Q_m . Это обусловлено:

- а) утечками жидкости через уплотнения штока или поршня в атмосферу;
- б) перетоком жидкости через уплотнения поршня внутри цилиндра;
- в) утечками жидкости в клапанах вследствие их негерметичности и запаздывания закрывания;
- г) подсосом воздуха через уплотнения сальника;
- д) дегазацией жидкости в цилиндре насоса вследствие снижения давления в рабочей камере;
- е) отставанием жидкости от движущегося поршня.

Утечки, перечисленные в пп. а), б) и в), учитываются коэффициентом утечек η_y , явления, перечисленные в пп. г) д) и е), — коэффициентом наполнения η_n .

Произведение коэффициентов утечек и наполнения называется коэффициентом подачи η , который характеризует отношение действительной подачи насоса к теоретической,

$$\eta = \eta_y \cdot \eta_n = \frac{Q_o}{Q_m} \quad (2.4)$$

Коэффициент подачи зависит от качества уплотнений, степени их изношенности, свойств перекачиваемой жидкости и режима работы насоса. В реальных условиях коэффициент подачи колеблется от 0,85 до 0,98.

Графики подачи поршневых насосов

Насос одинарного действия. В правильно работающем насосе жидкость непрерывно следует за поршнем. Объем жидкости, подаваемой в каждый данный момент $Q_{мг}$, равен мгновенной скорости поршня, умноженной на его площадь. Последняя - величина постоянная, следовательно, подача жидкости насосом изменяется так же, как изменяется скорость поршня.

Зная закон изменения скорости движения поршня с кривошипным приводом, получим выражение для определения мгновенного объема подаваемой жидкости:

$$Q_{мг} = F \cdot u = F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (2.5)$$

Так как правая часть полученного выражения отличается от скорости u только постоянным множителем F , то изменение подачи насоса в течение хода поршня может быть графически изображено также синусоидой (рис.1.3. а), причем ординаты ее будут изображать мгновенные подачи жидкости.

Насос двойного действия. За один оборот кривошипа насоса жидкость вытесняется в напорный трубопровод дважды. Если не учитывать объема штока в одной из полостей насоса, то график подачи жидкости будет образован двумя положительными частями двух синусоид (рис. 1.3. б).

Двухцилиндровый насос двойного действия. Кривошипы двухцилиндровых насосов двойного действия смещены на 90° по отношению друг к другу. График подачи насосом жидкости будет образован четырьмя синусоидами (рис. 1.3. в). Характерно, что нулевых значений подачи насоса за полный оборот вала насоса при этом нет, т.е. жидкость поступает в нагнетательный трубопровод непрерывно.

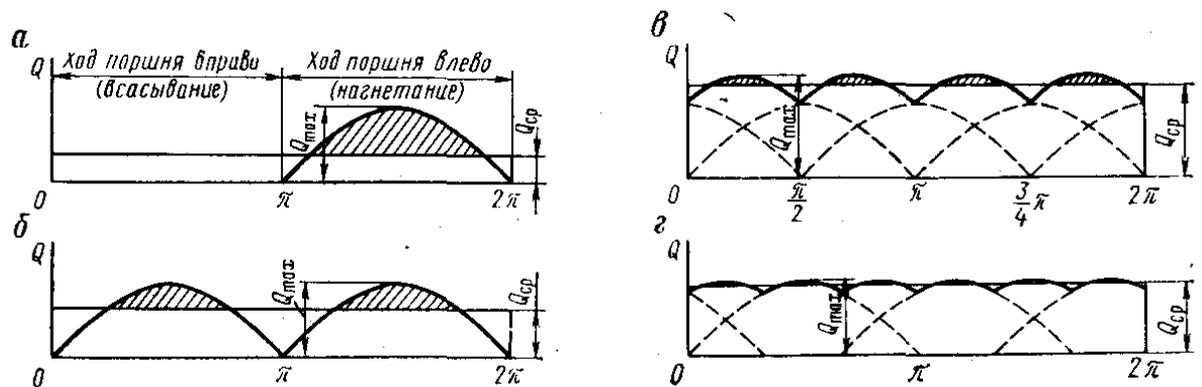


Рис. 2.1 Подача жидкости поршневыми насосами

Трехцилиндровый насос одинарного действия. Кривошипы насоса расположены под углом 120° один по отношению к другому, поэтому суммарная подача всех трех цилиндров будет характеризоваться графиком, полученным в результате сложения трех синусоид, сдвинутых на 120° по отношению друг к другу.

Важнейший показатель, характеризующий насос объемного действия, - *степень неравномерности его подачи*, отражающая отношение максимальной подачи к средней за один оборот кривошипа. Степень неравномерности m может быть определена как отношение максимальной ординаты графика Q_{max} к высоте прямоугольника, равновеликого по площади к этим графикам Q_{cp} (см. рис. 2.1)

$$m = \frac{Q_{max}}{Q_{cp}} \quad (2.6)$$

Для одноцилиндрового насоса одинарного действия

$$Q_{max} = F \cdot r \cdot \omega = F \cdot \frac{S}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{F \cdot S \cdot \pi \cdot n}{60}; Q_{cp} = \frac{F \cdot S \cdot n}{60}; m = \frac{\frac{F \cdot S \cdot \pi \cdot n}{60}}{\frac{F \cdot S \cdot n}{60}} = \pi \approx 3,14$$

т.е. максимальная подача превышает среднюю в 3,14 раза.

Неравномерная подача жидкости приводит к пульсации её потока во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, увеличивая нагрузку на привод насоса.

Неравномерность подачи насосов двойного действия и с большим числом цилиндров определяется аналогичным образом. Коэффициент неравномерности подачи жидкости для некоторых насосов имеет следующие значения:

- Одноцилиндровый насос одинарного действия	3,14
- То же двойного действия	1,57
- Двухцилиндровый насос двойного действия	1,1
- Трехцилиндровый насос одинарного действия	1,047
- Пятицилиндровый насос одинарного действия	1,021

Поршневые насосы с нечетным количеством цилиндров более совершенны, так как обеспечивают более равномерную подачу жидкости. Увеличение числа цилиндров больше трех нерационально, поскольку достигаемый эффект незначителен, а конструкция насоса резко усложняется.

Воздушные колпаки

Для уменьшения колебания давления, обусловленного неравномерностью подачи насоса, применяют воздушные колпаки, устанавливая их на всасываю-

щем и нагнетательном трубопроводах. Принцип действия воздушных колпаков заключается в их заполнении перекачиваемой жидкостью при увеличении мгновенной подачи выше средней и в опорожнении при уменьшении ее ниже средней. В результате в напорном и всасывающем трубопроводах поддерживается постоянная скорость движения жидкости, и влияние сил инерции ее движения сводится к минимуму. Установка воздушных колпаков позволяет резко улучшить параметры насосов, повысить их подачу и надежность. Эффект от применения воздушных колпаков тем выше, чем больше неравномерность подачи насоса - в особенности у одноцилиндровых насосов одинарного и двойного действия.

Воздушный колпак (рис.1.4) представляет собой цилиндрический сосуд, частично наполненный газом. При увеличении давления в трубопроводе жидкость, наполняя колпак, сжимает газ, а при уменьшении давления вытесняется из него сжатым газом.

Рассмотрим работу колпака достаточно большого объема, установленного на нагнетательном трубопроводе одноцилиндрового насоса двойного действия.

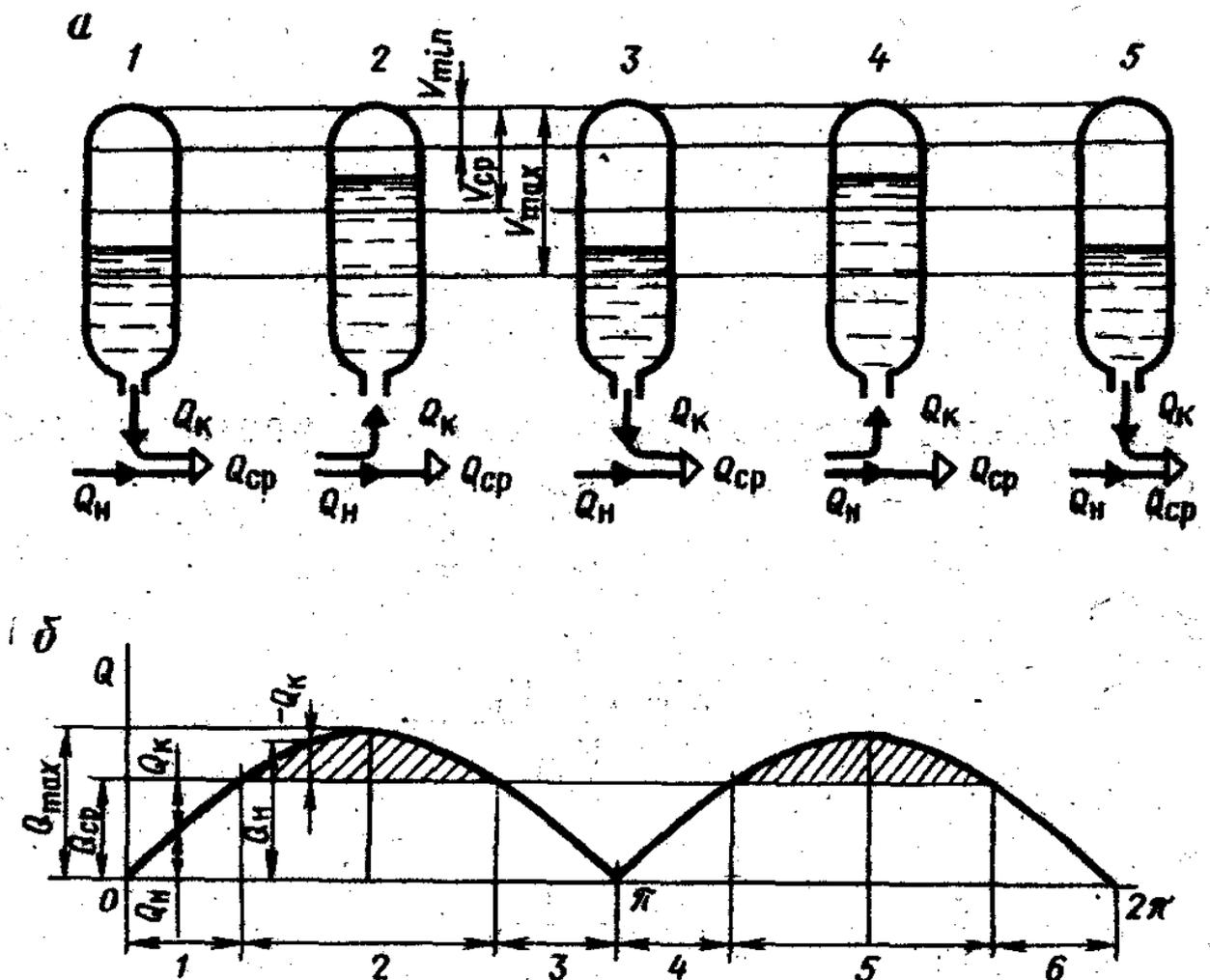


Рис. 2.2 Схема работы воздушного колпака
 а-фазы работы воздушного колпака, б- график подачи одноцилиндрового
 насоса двойного действия

В статическом состоянии при неподвижной жидкости в трубопроводе газ, заполняющий верхнюю часть колпака, находится под тем же давлением, что и жидкость.

В начале вытеснения поршнем жидкости из цилиндра (рис. 2.1 фаза 1) расход ее минимален и пока он не достигнет среднего, объем жидкости, поступающей в напорный трубопровод, будет $Q_{cp} = Q_H + Q_K$, где Q_H — мгновенная подача насоса, Q_K — расход жидкости из колпака. По мере увеличения мгновенной подачи насоса расход жидкости из колпака будет уменьшаться, а при $Q_H = Q_{cp}$ будет равен нулю. При увеличении мгновенной подачи насоса выше средней (фаза 2) колпак начнет наполняться и расход жидкости в напорном трубопроводе будет равен $Q_{cp} = Q_H - Q_K$. При уменьшении мгновенной подачи насоса ниже средней (фаза 3) колпак начнет опорожняться, при этом $Q_{cp} = Q_H + Q_K$.

Таким образом, объем воздуха в компенсаторе все время будет изменять-

ся от минимального V_{min} до максимального V_{max} , и в процессе работы колпак будет аккумулировать объем жидкости, равный $V = V_{max} - V_{min}$. Изменению объема воздуха будет соответствовать увеличение или уменьшение давления.

3 РАБОТА И МОЩНОСТЬ ПОРШНЕВОГО НАСОСА.

ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

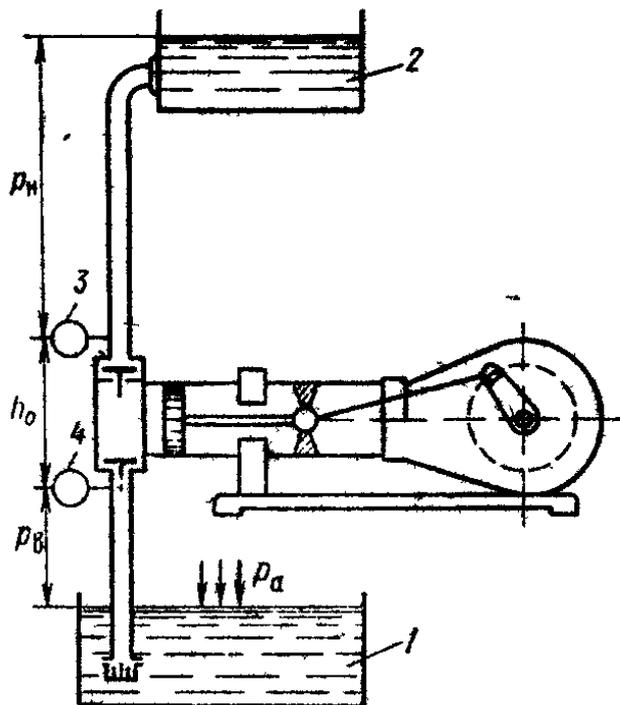


Рис 3.1. Установка приводного поршневого насоса

1- приемный резервуар; 2 напорный резервуар; 3 манометр; 4 вакуумметр

Работа насоса совершаемая за один оборот кривошипа,

$$A = F \cdot S \cdot H_n \cdot \rho \cdot g, \quad (3.1)$$

где H_n – высота подъема жидкости

При ходе всасывания в нормально работающем насосе (рис. 3.1) жидкость следует за поршнем «без отрыва». На жидкость во всасывающем трубопроводе должно действовать давление, преодолевающее:

- а) давление, обусловленное геометрической высотой всасывания h , на которую необходимо поднять жидкость, равно $\rho \cdot g \cdot h_s$;
- б) давление, обусловленное геометрическим сопротивлением всасывающего трубопровода и приемного фильтра, равно $p_{\omega s}$;
- в) давление, обусловленное инерцией жидкости во всасывающем трубопроводе и цилиндре насоса, равно p_{is} ;
- г) остаточное давление в полости цилиндра p_v ;
- д) давление, обусловленное гидравлическим сопротивлением клапана, равно p_k .

Условие безотрывного движения жидкости за поршнем будет иметь вид

$$P_a = \rho \cdot g \cdot h_s + p_{\omega s} + p_{is} + p_v + p_k. \quad (3.2)$$

Давление, обусловленное гидравлическим сопротивлением всасывающего трубопровода, с учетом максимальной скорости движения жидкости может

быть определено следующим образом:

$$p_{\text{ин}} = \rho \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right) \cdot \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin^2 \alpha, \quad (3.3)$$

где ξ_i – коэффициент местных сопротивлений; F_s – площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода; F – площадь поперечного сечения цилиндра насоса; λ – коэффициент трения.

Давление, обусловленное силами инерции, определяется по формуле:

$$p_{is} = \rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot L_s \cdot \cos \alpha, \quad (3.4)$$

где L_s – приведенная длина всасывающего трубопровода:

$$L_s = \sum l_m \cdot F/F_m. \quad (3.5)$$

Здесь l_m – длина участка трубопровода с поперечным сечением F_m .

Определим потери давления во всасывающем трубопроводе:

$$p_s = p_a - p_B = \rho \cdot g \cdot h_s + \rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot L_s \cdot \cos \alpha + \rho \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin^2 \alpha + p_{\kappa}$$

Высота всасывания $h_s = (p_a - p_B) / \rho \cdot g$ – переменная величина и зависит от угла поворота кривошипа α . Самым опасным с точки зрения безотрывного движения жидкости за поршнем является момент начала всасывания, когда силы инерции жидкости максимальны. Для этого момента уравнение высоты всасывания запишется следующим образом:

$$h_s = \frac{p_a - p_B}{\rho \cdot g} - \frac{r \cdot n^2}{90 \cdot g} \cdot L_s - \frac{p_{\kappa}}{\rho \cdot g} \quad (3.6)$$

При нагнетании давление в цилиндре затрачивается на преодоление:

- а) давления в конце нагнетательного трубопровода $p_{\kappa n}$;
- б) геодезической высоты нагнетания h_n ;
- в) гидравлических сопротивлений нагнетательной линии $p_{\text{ин}}$;
- г) сил инерции жидкости p_{in} ;
- д) сопротивления нагнетательного клапана p'_{κ} .

Поэтому давление в полости цилиндра в момент нагнетания может быть определено как:

$$p_n = p_{\text{кв}} + \rho \cdot g \cdot h_n + \rho \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \left(\frac{F}{F_n} \right)^2 \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin^2 \alpha + \rho \cdot L_n \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + p_k.$$

Давление p_n за время оборота кривошипа переменное и максимально при нагнетании жидкости. Таким образом, высота нагнетания жидкости определяется:

$$h_n = \frac{P_n}{\rho \cdot g} \quad (3.7)$$

На практике высоту всасывания и нагнетания определяют следующим образом (см. рис. 3.1). Насосная установка оборудована манометром, учитывающим высоту подъема жидкости h'_n и сопротивление напорной линии, и вакуумметром, учитывающим высоту $h'_{\text{вс}}$ и сопротивлением во всасывающей трубе.

Высотой h_o ввиду её малости пренебрегаем. Полным или манометрическим подъемом H_n будет сумма показаний приборов $H_n = h'_n + h'_{\text{вс}} + h_o = h_{\text{вс}} + h_n$. Таким образом, величина H может быть определена расчетным путем или экспериментально (см. рис. 3.2).

Гидравлическую или полезную мощность насоса простого действия определяют по формуле:

$$N_z = A \cdot n = \rho \cdot g \cdot F \cdot S \cdot n \cdot H_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \quad (3.8)$$

Для экспериментального определения работы насоса и контроля за ним применяют индикатор (рис. 1.6, а). Назначение индикатора - избавиться от параметра t в системе уравнений $S = f(t)$; $p = f(t)$ и привести ее к уравнению, имеющему вид $p = f(S)$.

Индикатор состоит из поршневого манометра и преобразующего механизма. Поршневой манометр имеет цилиндр с притертым поршнем, к верхней части штока которого прикреплено перо. Между поршнем и верхней крышкой цилиндра находится тарированная пружина, а надпоршневой объем цилиндра соединен с атмосферой. Нижняя полость цилиндра соединяется трехходовым краном с исследуемым цилиндром насоса или с атмосферой.

Преобразующий механизм состоит из барабана, на котором укрепляется бумага, и сменных шкивов, обернутых нитью, один конец которой соединен со

штоком исследуемого цилиндра, а к другому подвешен грузик.

При изменении давления в цилиндре насоса поршень манометра перемещается на величину, пропорциональную давлению в цилиндре, перо при этом оставляет на барабане след. При движении поршня насоса барабан поворачивается на угол, пропорциональный перемещению.

Рассмотрим работу индикатора в идеальном случае (пунктирный контур $ABCD$ (рис. 3.6, б) при повороте кривошипа насоса на 360° .

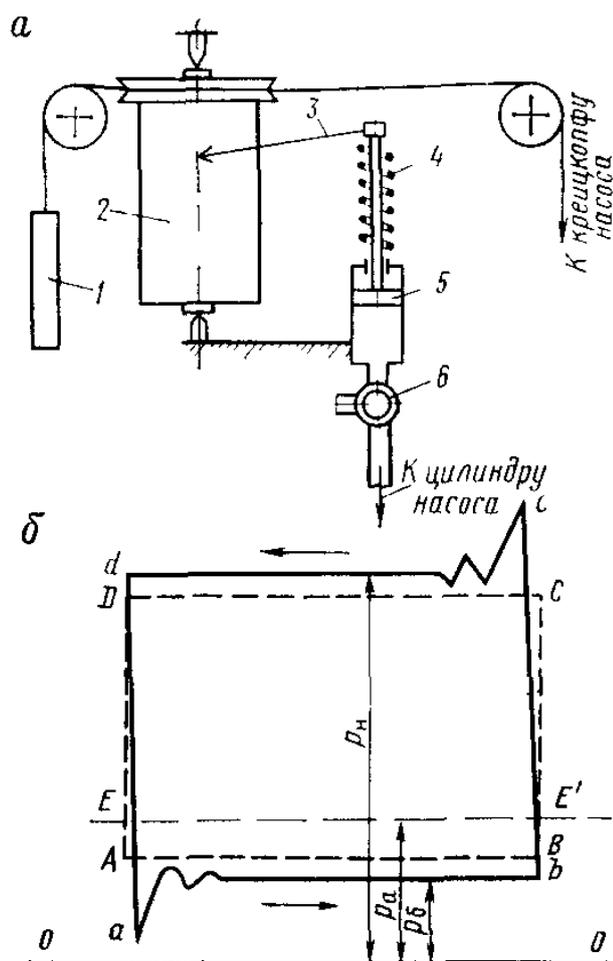


Рис. 3.2. Индикатор а – принципиальная схема

1 – груз; 2 – барабан; 3 – перо; 4 – пружина индикатора; 5 – поршень индикатора; 6 – трехходовой кран; б – индикаторная диаграмма поршневого насоса (пунктирная линия – идеальная, сплошная – реальная)

В левой мертвой точке перо будет занимать положение, соответствующее точке E . В начале хода всасывания при перемещении поршня вправо в цилиндре понизится давление всасывания, поршень манометра при этом переместится вниз, пружина сожмется, в результате чего перо прочертит линию EA .

При ходе всасывания давление в цилиндре будет постоянным, и перо прочертит на вращающемся барабане горизонтальную линию AB , лежащую ниже линии EE' , соответствующей атмосферному давлению. В конце хода всасывания давление в цилиндре станет равным атмосферному – поршень под действием пружины вернется в исходное положение и перо прочертит линию BE' . При ходе нагнетания давление в цилиндре повысится до давления нагнетания и поршень будет перемещаться вверх до тех пор, пока давление жидкости не уравновесится силой упругой деформации пружины. Перо при этом прочертит линию $E'C$.

При ходе нагнетания перо прочертит линию CD вплоть до остановки поршня насоса в левом мертвом положении, когда давление в цилиндре станет равным атмосферному и пружина вернет поршень в исходное положение - линия DE .

При повторении цикла работы насоса будет повторяться и траектория движения пера на бумаге.

В реальных условиях диаграмма будет отличаться от идеальной вследствие наличия воздуха, газа, паров жидкости в цилиндре, утечек через уплотнения поршня и клапанов, запаздывания закрытия и открытия клапанов, их сопротивления и т. д.

Реальная диаграмма (контур $aecd$, рис. 1.6, б) будет отличаться от идеальной наличием зигзагов возле точек a и c , что объясняется гидравлическим сопротивлением клапанов и их колебаниями. Линии da и bc не будут вертикальными, что вызвано запаздыванием закрытия и открытия клапанов. По виду индикаторной диаграммы можно судить о работе отдельных узлов насоса.

Площадь, очерченная контуром индикаторной диаграммы, представляет собой работу, совершенную поршнем за цикл. Разделив площадь индикаторной диаграммы $F_{инд}$ на ее длину и умножив на масштаб пружины индикатора m , мы получим среднее индикаторное давление $p_{ср}$.

Индикаторная работа будет равна $A_i = p_i \cdot F \cdot S$, а индикаторная мощность (кВт) $N_i = A_i \cdot n = p_i \cdot F \cdot S \cdot n$. Эта мощность определена для насоса одинарного действия.

Мощность и КПД поршневого насоса.

Определение мощности привода.

Для определения мощности приводного двигателя необходимо учесть КПД насоса, равный $\eta = N_r / N$

КПД насоса определяется произведением механического КПД на гидравлический. Гидравлический КПД определяется как:

$$\eta_r = h_m / h_i, \quad (3.9)$$

где h_m – манометрический напор;

h_i – индикаторный напор

Механический КПД может быть представлен в виде

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \quad (3.10)$$

где η_1 – КПД подшипников валов (0,98...0,99);

η_2 – КПД зубчатой передачи (0,98...0,99);

η_3 – КПД кривошипно-шатунного механизма (0,95);

η_4 – КПД поршней и сальников (0,92).

Таким образом, мощность, необходимая для приведения насоса в действие:

$$N = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H / \eta_r \cdot \eta_m, \quad (3.11)$$

где: Q – фактическая подача насоса;

H – полная высота подъема жидкости.

Двигатель насоса необходимо выбирать с учетом возможных перегрузок, а также КПД передачи η_n

$$N_{ос} = \varphi \cdot \frac{N}{\eta_n} \quad (3.12)$$

где φ = коэффициент запаса (для больших насосов $\varphi = 1...1,15$, для малых насосов $\varphi = 1,2...1,5$);

η_n – КПД передачи между двигателем и насосом (для клиноременной передачи он равен 0,92 и для цепной – 0,98).

Определение усилий на основные детали поршневых насосов

Гидравлическую часть насоса рассчитывают на прочность по давлению опрессовки, а механическую—по усилиям, действующим в его элементах при наибольшем крутящем моменте, развиваемом приводным двигателем.

Давление опрессовки принимают вдвое большим, чем максимальное, развиваемое насосом. Гидравлическая часть насоса должна быть рассчитана таким образом, чтобы при закупорке напорной линии и несрабатывании предохранительного клапана произошла остановка двигателя, а не поломка насоса.

Клапанные коробки и цилиндры рассчитывают на прочность по формуле:

$$r_{нар} = r_{вн} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4 \cdot p}{[\sigma] - 1,3 \cdot p}}, \quad (3.13)$$

где p – давление опрессовки;

$[\sigma]$ – допустимые напряжения растяжения.

Шпильки, крепящие крышки цилиндров, рассчитывают с учетом предварительной затяжки, обеспечивающей герметичность стыка. Шток рассчитывается на растяжение – сжатие. Кроме этого шток проверяется на устойчивость. Для определения критического усилия $P_{кр}$ на шток используют формулу Эйлера:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (3.14)$$

где μ - коэффициент приведенной длины, принимается равным 0,5 в предположении, что оба конца стержня защемлены;

l – действительная длина стержня;

E – модуль упругости первого рода;

I – момент инерции сечения.

Детали кривошипно-шатунной группы рассчитывают общепринятыми методами на полную долговечность насоса. Силы, действующие в кривошипно-шатунной группе (рис. 3.3), определяют следующим образом:

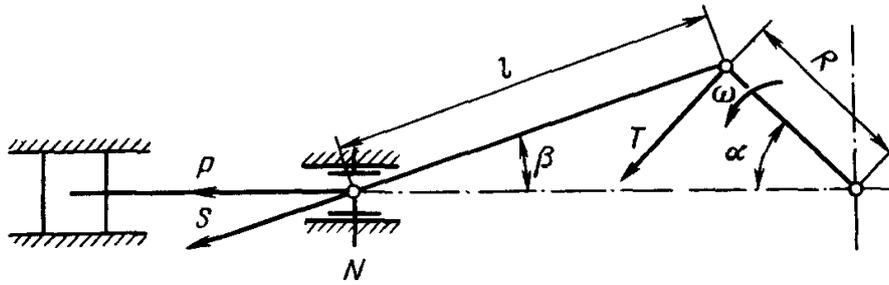


Рис. 3.3 Расчетная схема поршневого насоса

Сила, действующая вдоль шатуна:

$$S = \frac{P + G \cdot f}{\cos \beta} \quad (3.15)$$

где: P – усилие, действующее на шток;

G – массы ползуна и $1/3$ шатуна;

f – коэффициент трения ползуна о направляющие.

Максимальное усилие S_1 достигается при максимальном угле β , так как у большинства насосов $r/l = 0,2$, соответственно $\cos \beta = 0,98$, то для упрощения расчета можно принять $S = P + G \cdot f$. Палец воспринимает силу S , которую можно разложить на тангенциальную силу T , направленную касательно к окружности, и нормальную силу N , воспринимаемую валом кривошипа.

Пренебрегая углом β ввиду его малости, получим: $T = S \cdot \sin \alpha$, т.е. тангенциальное усилие изменяется по синусоидальной зависимости. Полученную формулу применяют для расчета одноцилиндровых насосов.

Для многоцилиндровых насосов тангенциальная сила может быть найдена графически, сложением графиков, характеризующих изменение тангенциальных сил, полученных для каждого цилиндра с учетом их сдвига по фазе.

4 КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЕВОГО НАСОСА. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И ДЕТАЛИ НАСОСА.

Поршневые насосы применяются при капитальном ремонте скважин для обеспечения циркуляции промывочной жидкости при бурении вторых стволов, разбурировании пробок и т. д. Поршневые насосы состоят из механической и гидравлической частей. Механическая часть служит для передачи механической энергии от двигателя (ДВС либо электродвигатель) к поршням, движущимся возвратно-поступательно.

Гидравлическая часть служит для преобразования механической энергии поршней в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости и для придания жидкости необходимого направления.

Наиболее широко применяются поршневые приводные насосы с двумя цилиндрами двухстороннего действия или с тремя плунжерами одинарного действия, с кривошипно-шатунным механизмом и зубчатым редуктором (рис. 4.1).

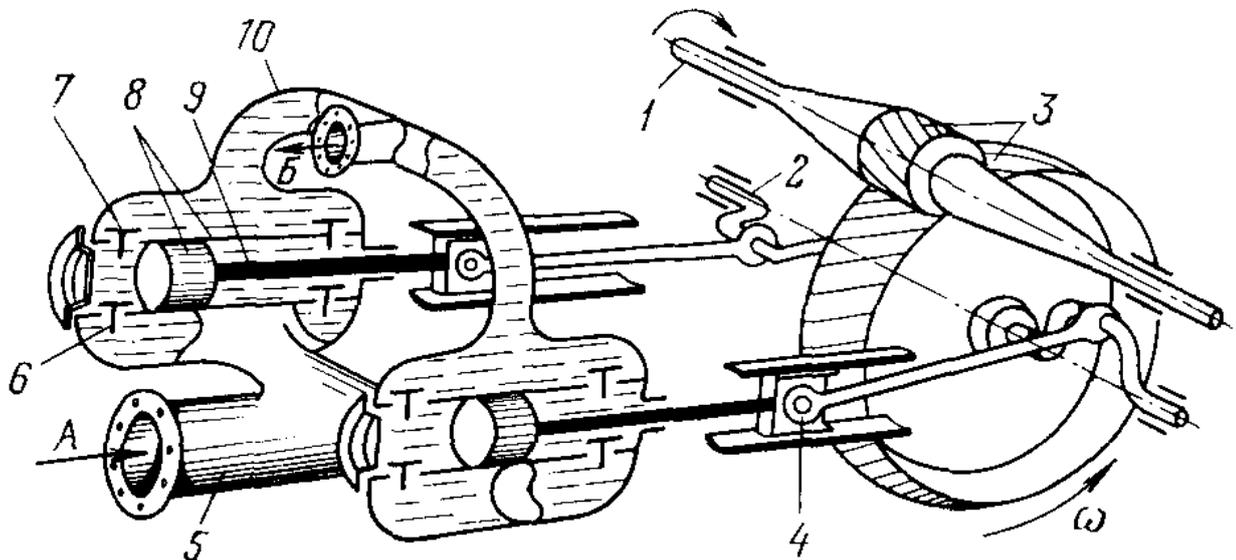


Рис. 4.1 Поршневой насос

Приводная часть насоса состоит из ведущего вала 1, получающего вращающий момент от двигателя, соединенного с ним клиноременной или цепной передачей. Ведущий вал связан с коренным валом 2 зубчатым редуктором 3. Коренной вал с кривошипно-шатунным механизмом 4 преобразует вращатель-

ное движение вала в возвратно-поступательное движение ползуна. Приводная часть размещается в закрытом корпусе, предотвращающем попадание влаги и абразива в масляный картер

Для предотвращения попадания бурового раствора в картер штоки поршней соединяют не непосредственно с крейцкопфом, а через дополнительный шток, соединенный с штоком цилиндра посредством специального отбойника. Он предотвращает попадание бурового раствора, выливающегося через уплотнение штока в приводную часть.

Гидравлическая часть насоса состоит из приемного коллектора 5, клапанно-распределительного механизма, включающего всасывающие 6 и нагнетательные 7 клапаны, цилиндропоршневой группы 8, включающей цилиндрическую втулку, поршень, его шток 9 с уплотнением, нагнетательный коллектор 10.

Гидравлическая часть поршневого бурового насоса состоит из корпусных деталей постоянного применения, ресурс которых равен ресурсу всего насоса в целом, и сменных деталей с ресурсом около 100 ч, в зависимости от условий работы. К числу быстроизнашивающихся сменных деталей поршневого насоса относятся цилиндры, поршни (плунжеры), клапаны и сальниковые уплотнения

Клапанная коробка относится к гидравлической части насоса. В ней размещены рабочие камеры насоса и клапаны; её также называют цилиндром насоса. Большой частью клапанную коробку выполняют отдельно от станины. В многоцилиндровых насосах клапанные коробки изготавливают отдельно друг от друга или в общем блоке.

В зависимости от рабочего давления, температуры и коррозионных свойств перекачиваемой жидкости клапанные коробки изготавливают литыми из чугуна или стали (углеродистой, нержавеющей). Для высоких давлений клапанные коробки выполняют кованными, например у насосов для гидроразрыва пласта (на 50...70 МПа).

У насосов перекачивающих загрязненные жидкости (содержащие песок), как, например буровых или промывочных, рабочая поверхность клапанной коробки (цилиндра), по которой перемещается поршень, быстро изнашивается. Поэтому для таких насосов применяют сменные цилиндрические втулки, внутрен-

няя поверхность которых обрабатывается по высокому классу точности и подвергается термохимической обработке для увеличения износостойкости. У насосов, перекачивающих щелочные и химически разъедающие жидкости, рабочие поверхности защищают специальными облицовками.

Поршни изготавливают из чугуна, а для высоких давлений из стали. Для уплотнения поршня в цилиндре используют кожу, резину, металл и другие предметы. Кожа и резина хорошо работают при перекачке холодных загрязненных жидкостей. Так, у насосов, перекачивающих под значительным давлением жидкость, содержащую абразивные частицы (песок), поршни снабжают резиновыми самоуплотняющимися манжетами (рис. 1.9).

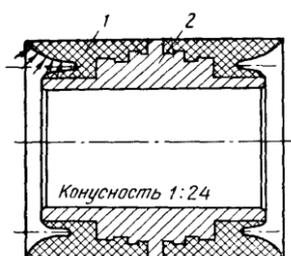


Рис. 4.2 Поршень с резиновыми самоуплотняющимися манжетами.
1 – резина; 2 - сердечник

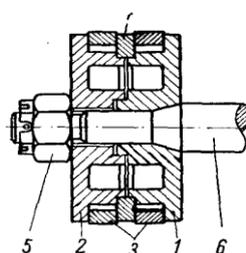


Рис. 4.3 Поршень с пружинящими кольцами
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – уплотнительные кольца; 4 дистанционное кольцо; 5 – гайка; 6 - шток

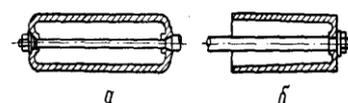


Рис. 4.4 Плунжеры
а – закрытого типа; б – открытого типа

Иногда манжеты закрепляют на металлическом корпусе, и они являются сменными; в других конструкциях резиновые манжеты привулканизируют к сердечнику и при износе заменяют весь поршень. Поршни насосов, перекачивающих нефтепродукты, снабжают чугунными пружинящими уплотняющими кольцами (рис. 4.2).

Плунжеры изготавливают из чугуна или стали. Плунжеры небольшого диаметра делают сплошными, а плунжеры диаметром более 100 мм — в виде полого стакана (рис. 4.3). В насосе плунжер передвигается в короткой втулке и в набивке уплотняющего сальника.

Сальники устанавливают в месте прохода штока или плунжера через стенку цилиндра для предотвращения утечки жидкости. Фонарь сальника выполняют в виде кольца с радиальными отверстиями для подачи и отвода смазывающей жидкости.

Нормального уплотнения можно достигнуть только при аккуратно уложенной и затянутой набивке. Шток должен быть ровным и с очень гладкой поверхностью. Сальник требует большого внимания при работе насоса, так как он может оказаться источником потерь перекачиваемой жидкости и загрязнения помещения насосной, а также причиной пожаров при перекачке легко воспламеняющейся жидкостей.

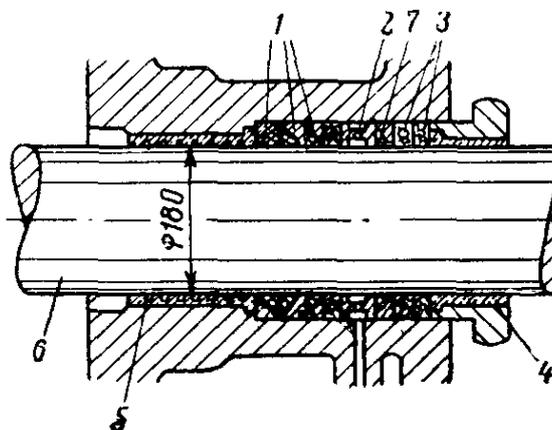


Рис. 4.5 Сальник плунжера насоса с мягкой набивкой.

1 – набивочные кольца; 2 – сальниковый фонарь; 3 – набивка; 4 – вкладыш нажимной втулки; 5 – грундбукса; 6 – плунжер (шток) 7 – набивочные баббитовые кольца

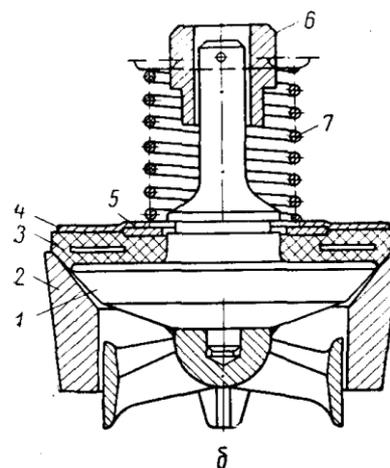


Рис. 4.6 Тарельчатый клапан

1 – тарелка; 2 – седло; 3 – резиновое уплотняющее кольцо; 4 – нажимная шайба; 5 – замковая шайба; 6 – втулка; 7 - пружина

Для набивки сальника применяют асбестовый шнур, кожаные или резиновые манжеты, металлические кольца в зависимости от рода перекачиваемой жидкости, её температуры и давления

Клапан — один из важнейших узлов, дефекты в работе которого сильно отражаются на подаче и надежности работы насоса. Клапаны предназначены для периодического разобщения рабочей камеры насоса от пространства всасывания и нагнетания, при этом обеспечивается движение жидкости в одном определенном направлении.

Клапаны, устанавливаемые на всасывающей и на нагнетательной частях насоса, обычно выполняются одинаковыми. По принципу действия они подразделяются на самодействующие (автоматические) и принудительные действия. Самодействующие клапаны открываются давлением жидкости на их нижнюю поверхность, а закрываются под действием собственного веса или совместного действия веса и давления пружины. Клапаны принудительного действия приво-

дятся в движение от вала насоса через передаточный механизм. Самодействующие клапаны в зависимости от рода движения подразделяются на подъемные и откидные или шарнирные. Подъемные клапаны в свою очередь выполняются тарельчатыми, кольцевыми и шаровыми.

Применение клапанов того или иного типа зависит главным образом от рода перекачиваемой жидкости и числа ходов поршня.

Наибольшее распространение в нефтяной промышленности получили насосы, снабженные тарельчатыми (рис. 4.6) и шаровыми клапанами, причем последние применяют преимущественно в скважинных насосах.

Эксплуатация поршневых насосов

При установке насоса необходимо придерживаться следующих основных правил.

1. Трубопроводы, как всасывающий, так и напорный, не должны иметь резких поворотов. Количество запорных устройств и колен, установленных на трубопроводах, должно быть минимальным.

2. Всасывающий трубопровод должен быть по возможности коротким и проложен с подъемом по направлению к насосу во избежание образования воздушных мешков.

3. При возможности засорения всасываемой жидкости в начале всасывающего трубопровода необходимо установить фильтр.

4. При работе насоса с подпором в начале всасывающего трубопровода необходимо установить задвижку.

5. Соединения всасывающего трубопровода должны быть герметичными.

6. На напорном трубопроводе непосредственно у насоса должна быть установлена задвижка.

7. На всасывающем и напорном трубопроводах возможно ближе к насосу должны быть установлены воздушные колпаки и предусмотрено устройство для пополнения напорного колпака сжатым воздухом.

8. В соответствующих местах насоса или на всасывающей и напорной трубах непосредственно у насоса должны быть установлены вакуумметр и манометр.

При пуске насоса необходимо придерживаться следующих основных правил.

1. Новый насос следует очистить керосином от консервирующей смазки. Вся система смазки должна быть очищена и заполнена маслом; места трения необходимо смазать. Нужно вручную повернуть шкив насоса так, чтобы поршни беспрепятственно прошли оба крайние положения в цилиндрах, и убедиться в том, что насос собран правильно и в цилиндрах нет посторонних предметов.

2. Если насос должен работать при значительной высоте всасывания (более 4 м), а рабочие камеры гидравлической части пусты, то их, а также всасывающий трубопровод при наличии на нем приемного клапана следует заполнить перекачиваемой жидкостью.

При отсутствии приемного клапана необходимо установить вакуум-насос для отсасывания воздуха из рабочих камер и всасывающего трубопровода.

3. Задвижки на напорном и всасывающем трубопроводах должны быть полностью открыты.

4. Двигатель запускают, если это возможно, при пониженном числе оборотов, которое постепенно доводят до нормального. Если такой способ пуска невозможен, то на период пуска посредством обводной линии и задвижки жидкость перепускают из напорной линии во всасывающий трубопровод или приемный резервуар. Убедившись в нормальной работе насоса, задвижку на обводной линии постепенно перекрывают и по достижении нужного напора открывают задвижку на напорной линии, а на обводной — закрывают.

При работе насоса необходимо соблюдать следующие основные условия.

1. Следить за показаниями манометров, вакуумметров и других измерительных приборов.

2. Следить за исправной работой смазочных приборов и устройств и пополнять расход масла.

3. Поддерживать нормальный запас сжатого воздуха в напорных воздушных колпаках, который должен занимать приблизительно $2/3$ объема колпака.

4. Следить за состоянием уплотнений сальников и плотностью соединений гидравлической части.

5. При внезапном изменении режима работы, появлении стуков, чрезмерном нагреве движущихся частей насос следует остановить, выяснить причины ненормальности и устранить их.

Снижение подачи насоса может произойти при засорении сетки приемного трубопровода, повреждении всасывающего или нагнетательного клапана, проникании воздуха через сальник гидравлической части.

Подача может снизиться при сработке поршневых колец, износе цилиндрических втулок.

Причинами появления стука в насосе могут быть нарушение высоты подъема клапана, ослабление гайки, затягивающей поршень на штоке, попадание в цилиндр постороннего предмета, избыток воздуха в нагнетательном колпаке.

6. Через каждые 500...1000 часов работы в зависимости от условий эксплуатации следует проводить текущий ремонт. При этом нужно осмотреть и устранить обнаруженные дефекты клапанов, поршневых колец, сальниковых набивок, деталей приводного механизма, подтянуть все болтовые соединения.

7. Через каждые 4...5.тысяч часов работы рекомендуется разобрать насос, осмотреть все детали, заменить все изношенные и устранить замеченные неисправности.

Регулирование работы поршневого насоса

Регулирование работы поршневого насоса заключается в регулировании основных параметров работы насоса, т.е. его подачи и создаваемого давления. Это можно обеспечить следующим образом:

1. Изменение площади поперечного сечения поршня. С этой целью поршневой насос имеет комплект цилиндрических втулок с различным внутренним и постоянным наружным диаметром, которые вставляются внутри клапанной коробки и закрепляются лобовой крышкой поршневого насоса. При этом имеется соответствующий комплект поршней различного диаметра. Чем меньше диаметр поршня, тем меньше подача насоса и, соответственно, больше развиваемое давление. Недостаток этого способа регулирования заключается в том, что для изменения параметров работы насоса требуется его остановка, и

разборка части гидравлической коробки. Тем не менее, этот способ регулировки применяется на длительный срок работы насоса.

2. Изменение числа двойных ходов поршня или оборотов приводного вала. Это возможно осуществить следующими способами:

2.1. Установкой перед насосом коробки перемены передач. Недостаток – ступенчатость регулирования и громоздкость конструкции

2.2. Изменение частоты вращения привода с двигателем внутреннего сгорания. Недостаток – при плавном регулировании можно изменять частоту вращения ДВС лишь на 20%, не меняя мощности привода.

2.3. Изменение частоты вращения электродвигателя постоянного тока. Это возможно в широких пределах, но, к сожалению, постоянный ток в промышленности применяется, в основном, на транспорте (электropоезд, трамвай, троллейбус).

2.4. Изменение частоты вращения электродвигателя переменного тока. Однако для этого необходимы следующие приспособления, которые ведут к удорожанию работы поршневого насоса:

2.4.1. Вентильный каскад;

2.4.2. Каскад Кремера;

2.4.3. Каскад генератор – двигатель

Изменение числа оборотов кривошипного вала удобный способ регулирования, на практике используется несколько вариантов в комплексе, что позволяет плавно менять подачу поршневого насоса.

3. Подачу поршневого насоса можно уменьшить почти в два раза если убрать нагнетательный клапан в штоковой камере насоса. При этом насос двойного действия будет работать, как насос дифференциального действия, давление и степень неравномерности подачи не изменяются. Этот способ регулирования на практике применяется редко, при закачивании глубоких скважин, когда требуется уменьшить подачу насоса до минимума для уменьшения гидравлических сопротивлений движения жидкости в затрубном пространстве.

4. Изменять длину хода поршня возможно только в специальных дозировочных насосах, которые будут рассмотрены ниже.

Смазка узлов приводной части насоса

Полость картера заполнена маслом. Зубчатое колесо коренного вала насоса при вращении окунается в масляную ванну и захватывает масло, обеспечивая смазку зубчатой пары. При этом часть масла попадает в надкрейцкопфную камеру, а оттуда на направляющие крейцкопфа и через специальный канал на палец соединения крейцкопфа с шатуном, излишки масла стекают в картер. В верхней части картера имеется люк для осмотра деталей приводной части насоса с сапуном, в нижней части – щуп для измерения уровня масла.

В некоторых поршневых насосах подшипники и крейцкопфы смазываются при помощи шестеренного масляного насоса, который приводится в действие от коренного вала и подает смазку в места трения по трубкам. К картеру приводной части прикреплен масляный фильтр, а в клапанной коробке – холодильник для масла.

5 РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

Роторными насосами называются гидравлические машины, работающие, как и поршневые насосы, по принципу вытеснения жидкости.

В роторных насосах отделение напорной линии от всасывающей происходит путем одновременного замыкания трех основных частей насоса: статора (неподвижной части), ротора и замыкателей или вытеснителей. При этом вытеснителями могут быть шестерни, винты, поршеньки, пластинки, которые, вращаясь вместе с валом или ротором, вытесняют жидкость, поступающую в насос, в нагнетательную линию. Роторные насосы не нуждаются в клапанах.

Благодаря поочередному и непрерывному следованию одного вытеснителя за другим подача роторного насоса отличается большой равномерностью. *К основным преимуществам роторных насосов, кроме того, относятся сравнительно небольшие габариты и вес, простота конструкции и изготовления, способность работать при больших числах оборотов, благодаря чему возможно непосредственное соединение с электродвигателем, малая зависимость давления от подачи. Эти насосы находят применение в основном для перекачки вязких жидкостей и используются в качестве масляных, топливных, перекачивающих насосов и насосов для различных систем управления и автоматики.* По виду вытеснителей роторные насосы могут быть шестеренными, винтовыми или пластинчатыми.

Шестеренные насосы

Шестеренный насос состоит из двух находящихся в зацеплении шестерен, помещенных в плотно охватывающий их корпус (рис. 5.1).

Корпус имеет приемный *A* и нагнетательный *B* патрубки; приемный патрубков расположен со стороны выхода зубьев шестерен из зацепления, а нагнетательный — на стороне входа их в зацепление.

Принцип действия насоса заключается в засасывании жидкости в межзубовые впадины, освобождаемые зубьями, выходящими из зацепления, и в вытеснении этой жидкости зубьями, входящими в зацепление. Жидкость, попавшая во впадину со стороны всасывающей полости, переносится в камеру нагне-

тания. Процессы всасывания и нагнетания происходят непрерывно в течение полного оборота шестерен. Находящиеся в зацеплении зубья шестерен представляют собой подвижное уплотнение, разделяющие полости всасывания и нагнетания.

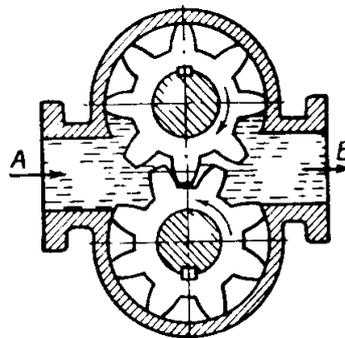


Рис. 5.1 Схема шестеренного насоса

В шестеренных насосах применяют главным образом зубья с эвольвентным профилем, который нечувствителен к изменению расстояния между осями шестерен и прост в изготовлении.

С достаточной для практики точностью подачу насоса (в m^3/c) можно определить по формуле:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b \cdot n \cdot \eta_v}{60}$$

где D_n — диаметр начальной окружности шестерен в m ;

m — модуль зацепления в m ;

b — ширина шестерен в m ;

n — число оборотов шестерен в минуту;

η_v — объемный к. п. д., учитывающий утечки.

Величина η_v находится в пределах $0,7 \dots 0,9$, численное значение механического к. п. д. находится в пределах $0,8 \dots 0,95$. Шестерни насоса обычно исполняют одинакового диаметра с числом зубьев $8 \dots 12$. Шестерни выполняют прямозубыми, косозубыми и шевронными. Насосы применяют для подач $0,25 \dots 40 m^3/час$ и напоров до $2 \dots 3 Mпа$.

Винтовые насосы

Винтовые насосы обычно выполняют с одним, двумя, тремя или пятью винтами при этом один винт ведущий, а остальные ведомые. Винты многовин-

товых насосов помещают в плотно охватывающий их кожух. Всасывающую и нагнетательную камеры помещают со стороны торцов винтов (рис. 5.2).

При вращении винтов в раскрывающуюся впадину винтового канала, находящуюся во всасывающей полости, поступает жидкость. При дальнейшем вращении винтов эта впадина замыкается и жидкость, находящаяся в ней, переносится к нагнетательной полости, где впадина размыкается, и жидкость, находящаяся между входящими в зацепление винтами, проталкивается в нагнетательный трубопровод.

Винтовые насосы имеют ряд преимуществ перед шестеренчатыми: меньше габариты и вес, бесшумность работы, отсутствие перебалтывания перекачиваемой жидкости, способность к перекачиванию жидкостей с самой различной вязкостью, большое допустимое число оборотов. Наибольшее распространение имеют насосы трехвинтовые. Поверхность корпуса, в котором работают винты, заливают баббитом.

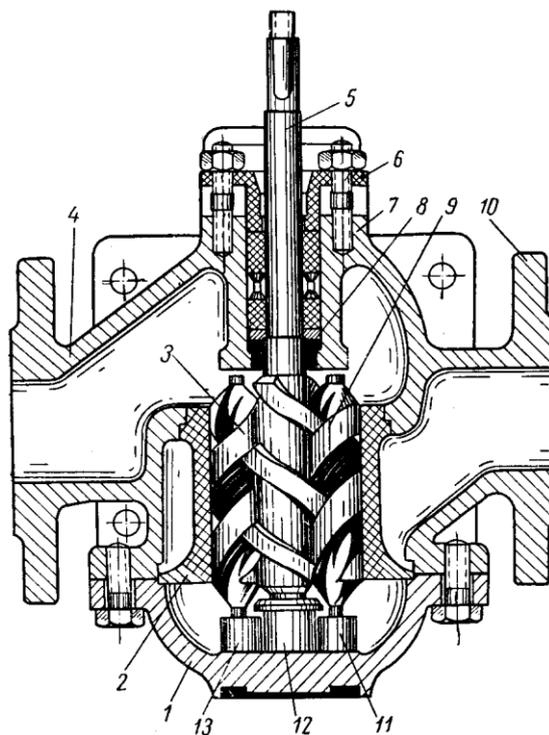


Рис. 5.2 Устройство винтового насоса

1 – крышка корпуса; 2 – обойма роторов; 3 – ведомый ротор; 4 – нагнетательный патрубок; 5 – ведущий ротор; 6 – нажимная втулка уплотнительного сальника; 7 – корпус; 8 – опорная втулка ведущего ротора; 9 – ведомый ротор; 10 – всасывающий патрубок; 11 и 13 – разгрузочные поршни ведомого ротора; 12 – разгрузочный поршень ведущего ротора.

Винты выполняют двухзаходными, а направление винтовой нарезки ведущего винта противоположно ведомым. Передаточное отношение между винтами равно единице. Развиваемый напор пропорционален длине винтов. Особенность винтовых насосов — возможность превращения их в гидравлические двигатели (турбины) путем подведения к ним жидкости под давлением. КПД винтовых насосов достигает 80...90%, и применяются они для подач 1,5...500 м³/ч при напорах до 17,5 МПа и скоростях вращения до 10000 об/мин. Подачу двухвинтового насоса с достаточной точностью можно подсчитать по приближенной формуле:

$$Q = \frac{3 \cdot \pi \cdot t \cdot n}{16 \cdot 60} \cdot (D^2 - d^2) \text{ м}^3/\text{с}$$

где D – внешний диаметр винта в м;

d – внутренний диаметр винта в м;

t – шаг винта в м;

n – скорость вращения винта в об/мин.

Подача трехвинтового насоса приблизительно в 1,5 раза больше подачи двухвинтового.

Одновинтовые насосы отличаются простотой конструкции и могут перекачивать загрязненные и вязкие жидкости.

Рабочим органом одновинтового насоса служат однозаходный винт и резиновая обойма, внутренняя полость которой представляет двухзаходную винтовую поверхность с шагом в 2 раза большим шага винта. При вращении винта между ним и обоймой образуются свободные полости, куда засасывается перекачиваемая жидкость, которая перемещается вдоль оси насоса к полости нагнетания. При этом на всасывающей стороне создается вакуум, под действием которого жидкость всасывается в цилиндр.

Погружные одновинтовые насосы применяются в нефтяной промышленности для откачки из скважин высоковязкой нефти.

Пластинчатые (ротационные) насосы

Эти насосы широко применяют для подачи масел в гидравлических системах машин. Ротор этого насоса (рис. 5.3) имеет радиальные прорези, в кото-

рых помещаются легко перемещающиеся рабочие лопатки в виде прямоугольных пластин.

При вращении ротора пластины прижимаются наружными торцами к внутренней поверхности корпуса, поочередно отсекая объем жидкости в пространстве между лопатками, и вытесняют ее в напорный трубопровод.

Пластинки прижимаются к корпусу центробежной силой, пружинами или давлением жидкости, подводимой со стороны оси. Подача насоса определяется формулой

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot (R - e) \cdot 2 \cdot b \cdot e \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_0,$$

где R – радиус корпуса; e – эксцентриситет ротора; b – ширина лопатки вдоль оси; n – скорость вращения в *об/мин*; η_0 – объемный к.п.д. насоса

Пластинчатые насосы выполняют для подач $0,3 \dots 12 \text{ м}^3 / \text{ч}$, давлений до 7 МПа при скорости вращения до 1500 об/мин . Снабжая крышки корпуса продолговатыми отверстиями и ползунами, в процессе работы насоса можно изменять величину эксцентриситета e . Тем самым можно изменять подачу насоса.

Дозировочные насосы

Дозировочные насосы предназначены для объемного напорного непрерывного дозирования чистых жидкостей (химических реагентов) для деэмульсации пластовой жидкости, предотвращения отложения парафина и солей в насосно-компрессорных трубах и промысловых коллекторах, для подачи добавок в воду, закачиваемую в нагнетательные скважины.

К специфическим характеристикам дозировочных насосов, помимо всех остальных параметров, характеризующих объемные насосы, относится класс

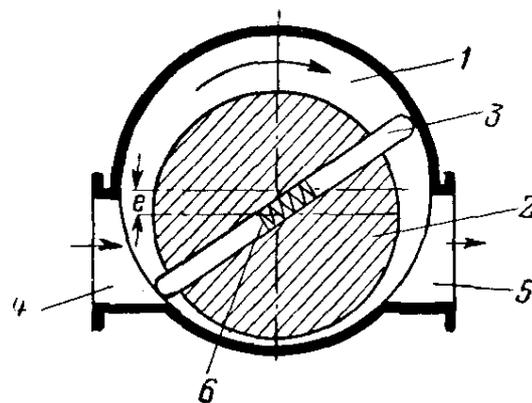


Рис 5.3 Схема пластинчатого насоса с эксцентрично расположенным ротором

точности дозирования, который определяется наибольшим отклонением фактической подачи эталонной жидкости при номинальном режиме работы, насоса, выраженном в процентах от номинальной подачи. Конструкция дозирочного насоса должна позволять плавную регулировку подачи от нуля до максимума без остановки приводного двигателя.

Дозировочные насосы применяются для перекачивания жидкости давлением до 40 МПа в количествах от нескольких литров до нескольких кубических метров в час, при точности дозирования порядка 0,1...2,5 %. Температура перекачиваемой жидкости определяется стойкостью материала уплотнений и при использовании резиновых и резинотканевых манжет не должна превышать 80 °С, а при использовании фторопласта — 200 °С. Область применения насосов определяется стойкостью материалов, из которых выполнена проточная часть, а также стойкостью материала уплотнений.

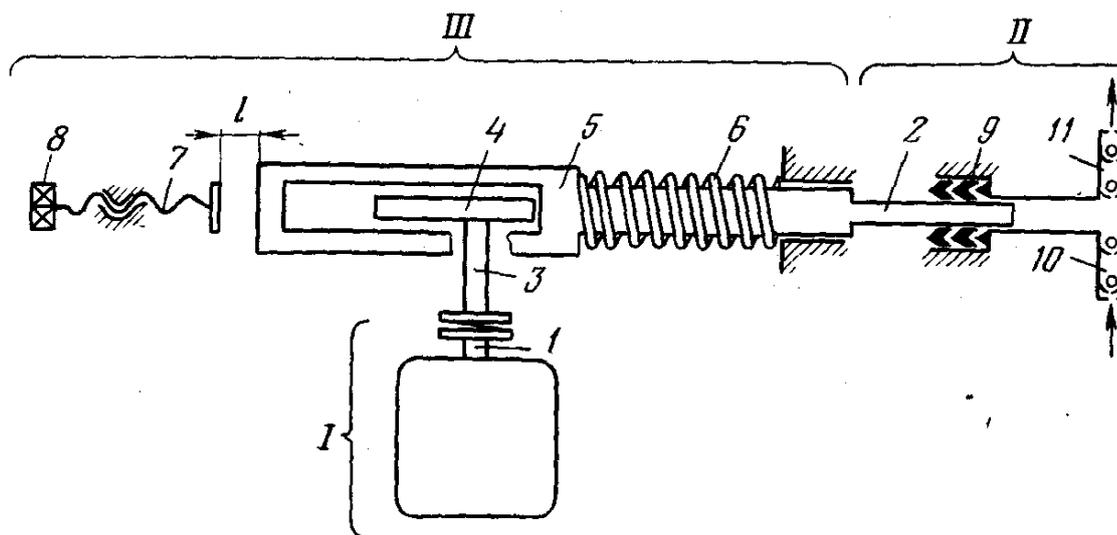


Рис. 5.4 Кинематическая схема дозирочного насоса НД

Дозировочный насос НД — одноплунжерный, горизонтальный, простого действия с регулируемой подачей состоит (рис. 5.4) из мотора-редуктора I, гидроцилиндра II и регулирующего механизма III. Все узлы насоса монтируются на корпусе регулирующего механизма.

Мотор-редуктор включает в себя приводной двигатель и редуктор, выполненные в одном корпусе. Частота вращения вала 1 мотора-редуктора составляет 85 мин⁻¹. Регулирующий механизм предназначен для преобразования вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение плунжера

и для изменения длины его хода

Вал 3 соединен зубчатой муфтой с валом 1 мотора-редуктора. Насаженный на вал 3 кулачок 4 преобразует вращательное движение вала в возвратно-поступательное движение ползуна 5, к которому жестко крепится плунжер 2. Ползун 5 находится в постоянном контакте с кулачком 4 за счет предварительно сжатой пружины 6. Регулирование подачи агрегата достигается изменением длины хода ползуна 5, т. е. в конечном счете, длины хода плунжера за счет изменения зазора l между ползуном и упором 7. На упоре 7 предусмотрена резьба, позволяющая ему перемещаться в осевом направлении при вращении колпака регулятора 8. Гидроцилиндр включает в себя корпус, в котором перемещается плунжер. Зазор между ними уплотняется V-образными манжетами 9. Степень поджатия уплотнений регулируется нажимной гайкой, передающей усилие затяжки через нажимной стакан (эти детали на рисунке не показаны). Всасывающий 10 и нагнетательный 11 клапаны—двойные, шариковые. Клапаны закреплены в корпусе цилиндра с помощью специального хомута, позволяющего легко и быстро собирать и разбирать клапаны. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы присоединены к ниппелям, крепящимся к штуцеру с помощью накидной гайки.

Агрегат работает следующим образом: при вращении вала 1 мотора-редуктора кулачок 4, взаимодействуя с ползуном 5, перемещает плунжер 2, в результате чего происходит ход нагнетания — жидкость из рабочей полости цилиндра выталкивается в нагнетательный трубопровод через клапаны 11. При подходе плунжера к крайнему положению нагнетание заканчивается. Дальнейший поворот кулачка 4 происходит при перемещении плунжера под действием пружины 6, что соответствует ходу всасывания — жидкость из нагнетательного трубопровода через всасывающие клапаны 10 попадает в рабочую полость цилиндра.

Перемещение плунжера 2 и ползуна 5 обусловлено положением упора 7. Если он максимально вывернут из корпуса, то длина хода ползуна будет определяться удвоенным эксцентриситетом кулачка 4. Чем больше упор 7 ввернут в корпус, тем меньше будет перемещение ползуна и тем меньше будет подача

насоса; Помимо ручной регулировки подачи конструкция агрегатов предусматривает автоматическую регулировку специальным исполнительным механизмом, устанавливаемым на регулирующий механизм агрегата.

Кроме описанного насоса, в нефтяной промышленности применяются дозировочные агрегаты серии НД, ГНД, ДА, а также не изготавливаемые в настоящее время, но в некоторых местах еще применяемые дозировочные насосы РПН.

6 ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Динамические насосы широко применяются в самых различных технологических процессах, связанных с подъемом пластовой жидкости, воздействием на призабойную зону пласта, транспортированием нефти и воды в системах поддержания пластового давления, в установках подготовки нефти для нефтеперерабатывающих предприятий и др. Наиболее эффективно использование динамических насосов для перемещения значительных объемов жидкости.

По сравнению с другими видами динамические насосы отличаются простотой конструкции, высокой степенью унификации узлов насосов одного типа, небольшими габаритными размерами, низкой стоимостью. Преимущество динамических насосов заключается также в возможности непосредственного соединения валов насосов с валами электродвигателей, быстроходных турбин и регулирования подачи насосов в широких пределах.

Схема и принцип действия центробежного насоса

Центробежный насос относится к механизмам, в которых жидкости сообщается кинетическая энергия, впоследствии преобразующаяся в энергию давления.

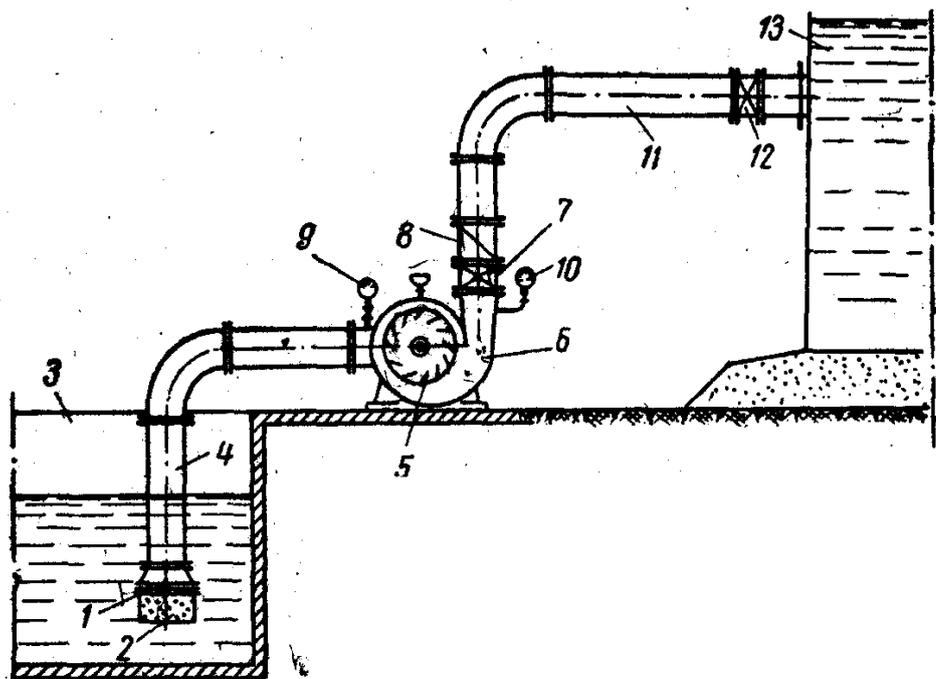


Рис. 6.1. Схема установки центробежного насоса, перекачивающего жидкость с уровня, расположенного ниже оси насоса

Центробежный насос в основном состоит из корпуса и рабочего колеса с лопатками, расположенными между двумя дисками. Колесо вращается с большой скоростью и благодаря развивающейся при вращении центробежной силе отбрасывает находящуюся в нем жидкость от центра к периферии. Эта жидкость поступает в пространство нагнетания, а соответствующий объем жидкости поступает из пространства всасывания к центру рабочего колеса. Так осуществляется непрерывный ток жидкости и увеличивается в то же время её удельная энергия.

Жидкость засасывается из резервуара 3 (рис.6.1.) через приемный клапан 1 с сеткой 2, предохраняющей от попадания в насос посторонних предметов, и поступает во всасывающий трубопровод 4.

Отсюда жидкость поступает в камеру насоса и затем на быстро вращающиеся лопатки рабочего колеса 5, где под действием центробежной силы отбрасывается к периферии и поступает в спиральную камеру 6 или в направляющий аппарат. Жидкость проходит далее через напорную задвижку 7, обратный клапан 8 и напорный трубопровод 11 в резервуар 13. При длинном напорном трубопроводе для удобства обслуживания на нем устанавливают возле резервуара коренную задвижку 12.

Контролируют работу насоса по манометру 10, устанавливаемому на напорном трубопроводе, и по вакуумметру 9, устанавливаемому на всасывающем трубопроводе. В отличие от поршневого, центробежный насос не обладает способностью засасывать жидкость в начале своей работы, так как возникающая при вращении колеса насоса центробежная сила вследствие небольшой плотности воздуха относительно жидкости недостаточна для удаления воздуха из насоса и всасывающего трубопровода и создания необходимого разрежения. По этой причине перед пуском насоса всасывающий трубопровод и корпус насоса необходимо залить жидкостью. Уходу в резервуар заливаемой в насос жидкости препятствует приемный клапан 1. При выбрасывании жидкости из колеса в корпусе насоса образуется разрежение. Под действием атмосферного давления на поверхность жидкости в резервуаре 3 в движение придет столб

жидкости во всасывающем трубопроводе. Таким образом, осуществляется непрерывное движение жидкости в системе установки.

При перекачке нефти и нефтепродуктов установки центробежных насосов обычно располагают ниже резервуара. При этом заливка насоса осуществляется автоматически, как только будет открыта задвижка на всасывающем трубопроводе. Обратный клапан 8 предназначен для автоматического прекращения доступа жидкости к насосу из напорного трубопровода, как только напор, развиваемый насосом, станет меньше давления в напорном трубопроводе. Обратный клапан предотвращает аварию при внезапном прекращении работы двигателя насоса, так как ротор насоса под действием статического напора жидкости напорного трубопровода начнет вращаться в обратную сторону.

Основное уравнение центробежного насоса

Согласно известной из курса гидравлики одномерной теории движение массы жидкости в рабочем колесе может быть уподоблено движению одной элементарной струйки, т.е. движение всей массы жидкости в рабочем колесе рассматривается как движение одинаковых элементарных струек в колесе с бесконечно большим числом элементарно тонких лопаток.

При этом, кроме того, допускается, что траектории движения отдельных частиц жидкости одинаковы с формой лопаток.

Стенки проточных каналов в корпусе центробежного насоса неподвижны, поэтому скорости потока относительно этих стенок являются абсолютными скоростями.

При движении внутри канала рабочего колеса частица жидкости имеет по отношению к колесу относительную скорость w , которая направлена касательно к лопатке в точке ее приложения. Но благодаря вращению колеса при числе оборотов n частица жидкости приобретает и окружную скорость, направленную касательно к окружности радиуса r , определяемую как произведение угловой скорости на радиус r — расстояние рассматриваемой частицы от центра вращения, т. е.

$$u = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

Следовательно, частица жидкости, покидая рабочее колесо, будет иметь окружную скорость по касательной к наружному диаметру колеса в точке выхода и относительную скорость, направленную касательно к выходной кромке лопатки. В результате геометрического сложения этих скоростей (u и w) частица жидкости будет иметь абсолютную скорость c по их равнодействующей (по диагонали параллелограмма, построенного на направлениях скоростей u и w), в направлении которой элементарные струйки жидкости будут выходить из рабочего колеса (рис. 6.2.).

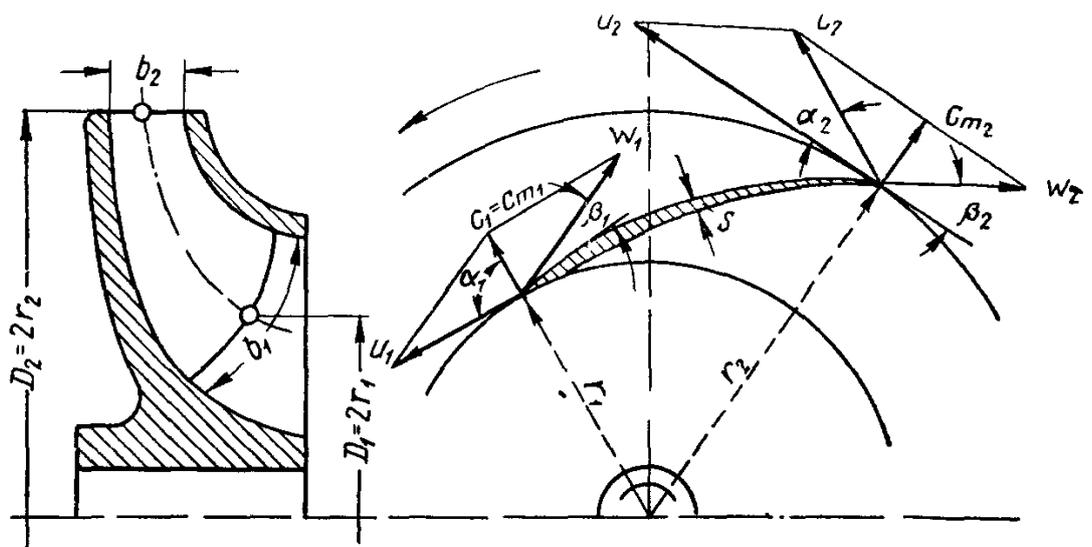


Рис. 6.2 Движение жидкости в каналах рабочего колеса

Угол, образуемый между направлениями абсолютной скорости c и окружной скорости u , обозначают через α . Угол между касательными к лопатке и к окружности в направлении, противоположно направлению окружной скорости, обозначают через β . Этот угол определяет направление относительной скорости w .

Абсолютную скорость можно рассматривать как результирующую двух скоростей: c_u — совпадающей по направлению с окружной скоростью и являющейся проекцией скорости c на окружную и равной $c_u = c \cdot \cos \alpha$; c_m — меридиональной, направленной по радиусу r и равной $c_m = c \cdot \sin \alpha$

Для скоростей входа и выхода из колеса обозначения одинаковы, только входным скоростям придается индекс 1, а выходным — индекс 2.

Тогда будем иметь:

при входе на лопатки: w_1 — относительную скорость, $u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$ —

окружную скорость, c_1 — абсолютную скорость;

при выходе с лопаток: w_2 — относительную скорость, $u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$ —

окружную скорость, c_2 — абсолютную скорость.

Здесь D_1 — внутренний диаметр рабочего колеса; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса; n — число оборотов рабочего колеса в минуту.

Следует заметить, что относительные скорости w_1 и w_2 это те скорости, которые заметил бы наблюдатель, вращающийся с колесом, а абсолютные скорости c_1 и c_2 это скорости, которые заметил бы наблюдатель, находящийся вне колеса.

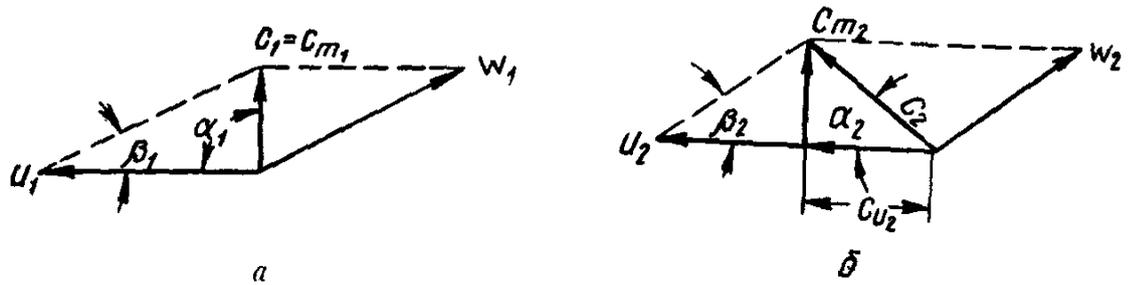


Рис. 6.3 Треугольники скоростей

a — при входе; *б* — при выходе.

Из треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса получим следующие зависимости:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (6.1)$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (6.2)$$

Каждый килограмм жидкости, протекающий через колесо, обладает кинетической энергией (скоростным напором) $\frac{c^2}{2g}$ и, находясь под давлением p ,

имеет потенциальную энергию $\frac{p}{\gamma}$. (γ — удельный вес жидкости (Н/м^3) (отношение веса жидкости к объему)) Если обозначить через p_1 и p_2 соответственно

давление при входе и выходе из рабочего колеса, получим полный напор, развиваемый колесом:

$$H_T = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \quad (6.3)$$

С учетом того, что каждый килограмм жидкости проходя через рабочее колесо, получает приращение энергии за счет центробежной силы, равной произведению массы частицы на ускорение, то баланс энергии для 1 кг жидкости будет иметь вид:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} \quad (6.4)$$

Подставляя в уравнение (6.3) выражение (6.4) получим:

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$$

Первый член этого уравнения представляет приращение напора, вызываемого центробежными силами, действующими на массы жидкости, перемещающейся от r_1 до r_2 ; второй член показывает изменение кинетической (скоростной) энергии потока от входа до выхода из рабочего колеса. Последний член представляет изменение напора в результате изменения относительной скорости потока при протекании жидкости через рабочее колесо.

Пользуясь зависимостями (2.1) и (2.2) заменим w_1 и w_2 соответственно через c_1 , u_1 и c_2 , u_2 . После сокращений получим:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (6.5)$$

Это и есть основное уравнение Эйлера для определения теоретического напора колеса турбомашины, написанное в самом общем виде и справедливое для всех лопастных машин, т.е. водяных паровых и газовых турбин, центробежных насосов и вентиляторов, а также турбокомпрессоров. В результате гидравлических сопротивлений протеканию жидкости через рабочее колесо, на

преодоление которых затрачивается часть энергии, действительный напор, создаваемый насосом, меньше теоретического. Введя в уравнение (2.5.) гидравлический коэффициент полезного действия η_{Γ} , учитывающий уменьшение теоретического напора, получим значение фактического напора:

$$H = \eta_{\Gamma} \cdot \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (6.6)$$

В центробежном насосе во избежание лишних потерь важно соблюдать условие безударного входа жидкости в рабочее колесо. Для этого жидкость подводят к насосу так, чтобы скорость c_o жидкости перед входом в колесо была направлена в плоскости, проходящей через ось насоса, и чтобы абсолютная скорость c_1 жидкости не изменялась или же по возможности мало отличалась по направлению и величине от скорости c_o , т.е. $c_1=c_o$.

В соответствии с этим $\alpha_1=90^\circ$, а второй член правой части равенства (2.6) превратится в нуль и уравнение Эйлера примет следующий вид:

$$H = \frac{\eta_{\Gamma}}{g} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (6.7)$$

Это и есть основное уравнение центробежного насоса.

Действительный напор центробежного насоса

Основное теоретическое уравнение центробежного насоса было выведено на основании одномерной теории, при которой предполагается, что все частицы жидкости описывают в рабочем колесе и направляющем аппарате одни и те же траектории и что форма этих траекторий совпадает с кривизной лопатки. Это возможно лишь при бесконечно большом числе лопаток. Однако в действительности рабочие колеса имеют конечное число лопаток определенной толщины, в результате чего распределение скоростей в поперечном сечении каждого канала будет неравномерным, что может существенно снизить напор H (на 15—20%). Неравномерность распределения скоростей обусловлена следующими причинами. При вращении колеса жидкость, заполняющая его каналы, вращается в сторону, обратную вращению колеса. Это явление можно предста-

вить из рассмотрения движения жидкости в замкнутом объеме между лопатками, т. е. при закрытых внутреннем и внешнем выходном кольцевых сечениях канала.

На рис. 2.4. (канал *I*) показано струйное течение, соответствующее бесконечно большому числу элементарно тонких лопаток. Если жидкость не имеет вязкости, то она при вращении замкнутого сосуда вокруг какой-либо оси, жестко скрепленной с ним, будет вращаться относительно стенок этого сосуда в обратную сторону с той же угловой скоростью, с какой вращается сосуд вокруг оси. Это явление называют относительным вихрем, и оно будет тем слабее проявляться, чем вязче жидкость и уже каналы. Этот вихрь, складываясь с током жидкости от оси колеса к периферии, вызывает неравномерное распределение в каналах колеса (см. рис 2.4. канал *II*).

Кроме того, лопатки вращающегося колеса при передаче механической энергии жидкости, заполняющей его каналы, оказывают на нее давление, которое передается поверхностью лопатки, обращенной в сторону вращения колеса (выпуклой стороной), в результате чего давление на выпуклой стороне больше, чем на противоположной (вогнутой) стороне той же лопатки.

На основании уравнения Бернулли там, где в потоке жидкости больше нарастает давление (потенциальная энергия), будет меньше нарастать скорость (кинетическая энергия) и наоборот. Это приводит к увеличению скоростей в зоне вогнутой стороны лопатки и уменьшению скоростей в зоне выпуклой стороны лопатки, в результате чего получим распределение скоростей, показанное на рис. 2.4., канал *III*.

Указанная неравномерность скоростей в каналах колеса несколько изменяет картину скоростей на входе и выходе из колеса. Под влиянием относительного вихря абсолютная скорость у выхода несколько отклоняется в направлении против вращения колеса и уменьшается по величине. В соответствии с этим меняются стороны и углы α_2 и β_2 треугольника скоростей у выхода из колеса.

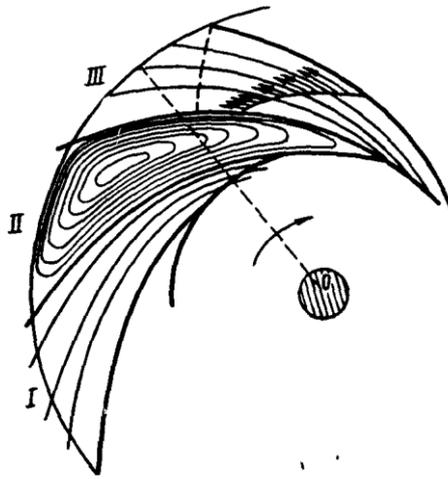


Рис. 6.4 Распределение скоростей
в каналах рабочего колеса

Таким образом, действительная величина абсолютной скорости c'_2 получается меньше c_2 , угол наклона лопаток $\beta'_2 < \beta_2$, а угол α'_2 увеличивается относительно α_2 .

Следовательно, при конечном числе лопаток напор H_d , создаваемый насосом, будет меньше напора H .

При этом основное уравнение Эйлера примет вид:

$$H_d = \frac{\eta_{\Gamma}}{g} \cdot u_2 \cdot c'_2 \cdot \cos \alpha'_2 \quad (6.8)$$

Так как измерить величины c'_2 и α'_2 не представляется возможным, то в уравнение вводят поправочный коэффициент k , определяемый опытным путем для насоса каждого типа в зависимости от числа и формы лопаток, а также формы направляющих аппаратов.

Тогда выражение для действительного напора, развиваемого колесом с конечным числом лопаток, примет вид:

$$H_d = k \cdot \frac{\eta_{\Gamma}}{g} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (6.9)$$

Однако для практического использования это выражение можно преобразовать и представить в следующем виде:

$$H_d = K \cdot D_2^2 \cdot n^2 \quad (6.10)$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса в м;

n – частота вращения вала насоса в об/мин.

K – коэффициент, зависящий от углов α_2 , β_2 и коэффициента k , учитывающего конечное число лопаток.

7 ПОДАЧА, МОЩНОСТЬ, КПД ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Основой для подачи центробежного насоса, т.е. количества жидкости, протекающего через рабочее колесо в секунду, может служить известное уравнение расхода жидкости $Q = F \cdot v$.

Для рассматриваемого случая (рис. 7.1)

$$Q_T = (\pi \cdot D_2 - z \cdot \delta_2) \cdot b_2 \cdot c_{m_2} \quad (7.1)$$

где D_2 - наружный диаметр колеса;

z - количество лопаток;

δ_2 - толщина лопатки по окружности диаметром D_2 ;

b_2 - ширина колеса на внешнем диаметре;

c_{m_2} - скорость выхода жидкости из колеса в меридиональном направлении.

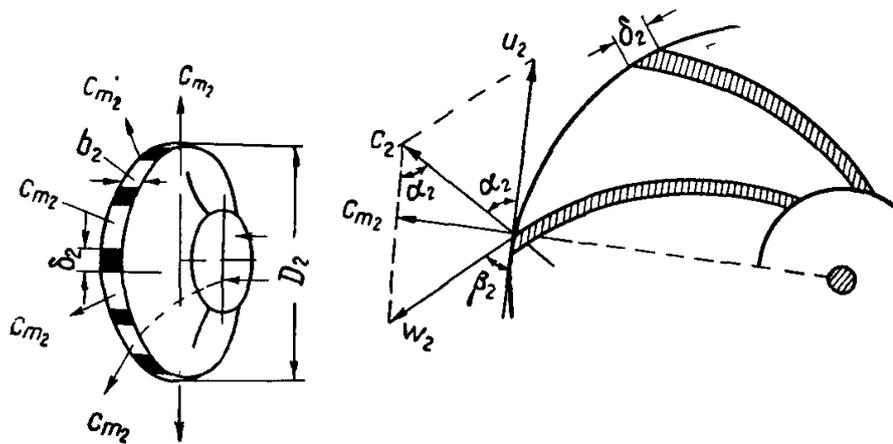


Рис. 7.1 Живое сечение на выходе жидкости из рабочего колеса

В уравнении (2.11) площадь живого сечения колеса на внешней окружности можно выразить $F = \lambda \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2$, где λ - коэффициент стеснения потока жидкости, учитывающий площади, занимаемые концами лопаток.

Этот коэффициент в зависимости от числа и толщины лопаток находится в пределах 0,92...0,95. С учетом того, что $c_{m_2} = c_2 \cdot \sin \alpha_2$ и $u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$ после преобразований получим:

$$Q_T = \lambda \cdot \frac{\pi^2}{60} \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n \cdot \psi,$$

ψ - коэффициент, зависящий от α_2 и β_2 . Пределы изменения $\psi=0,09\dots0,13$
Следовательно, теоретическую подачу центробежного насоса можно представить формулой:

$$Q_T = 0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n.$$

Отсюда видно, что подача центробежного насоса пропорциональна квадрату внешнего диаметра колеса, ширине его, числу оборотов и коэффициенту ψ ,

Действительная подача Q несколько меньше Q_T : $Q = \eta_o \cdot Q_T$, где η_o – коэффициент утечки или объемный к.п.д., учитывающий щелевые потери жидкости через зазор между колесом и корпусом. Эти утечки жидкости обусловлены разностью давлений на выкиде и приеме колеса.

Следовательно, количество жидкости, протекающей через колесо, больше действительной подачи насоса в напорную линию. Для уменьшения утечек указанный зазор делают небольшим – примерно 0,3...0,6мм. Величина η_o в зависимости от конструкции и размеров насоса изменяется в пределах 0,92...0,98. Таким образом, подачу насоса можно определить из выражения

$$Q = 0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n. \quad (7.2)$$

Найденная величина подачи Q будет примерно соответствовать нормальной подаче насоса при данном напоре H , определяемом по формуле (2.10).

При других режимах работы насоса подача будет изменяться в зависимости от изменений напора согласно характеристике насоса.

Мощность и коэффициент полезного действия центробежного насоса

Полезная мощность лопастного насоса равна:

$$N_n = H \cdot g \cdot \rho \cdot Q \quad (7.3)$$

где H и Q соответственно действительные напор и подача лопастного насоса, (см. формулы (2.10 и 2.12)).

Мощность, потребляемая лопастным насосом, включает потери мощности в насосе и зависит, в частности от КПД насоса η .

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q}{\eta} \quad (7.4)$$

Потери мощности в лопастном насосе складываются из механических потерь, потерь на дисковое трение, объемных и гидравлических потерь.

Таким образом, КПД лопастного насоса равен произведению четырех КПД, соответствующих указанным потерям,

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_D \cdot \eta_O \cdot \eta_G \quad (7.5)$$

Механические потери мощности происходят в местах трения – в опорах (радиальных и осевых), у ступиц рабочих колес, в уплотнениях насоса и зависят от конкретной конструкции, типоразмера и качества изготовления узла в котором происходит трение. Механический КПД лопастных насосов изменяется в пределах $\eta_M = 0,9 \dots 0,98$

Потери мощности на дисковое трение происходят в результате взаимодействия потока жидкости с внешними поверхностями дисков рабочих колес, а также разгрузочной пяты. Дисковый КПД лопастных насосов изменяется в пределах $\eta_D = 0,85 \dots 0,95$.

Объемные потери мощности обусловлены утечками через уплотнения рабочего колеса в уплотнениях вала насоса, в разгрузочной пяте и т.д. О величине объемного КПД было сказано выше.

Гидравлические потери мощности происходят в результате преодоления сопротивлений в подводе, рабочем колесе и отводе при движении жидкости через насос. Гидравлический КПД лопастных насосов изменяется в пределах $\eta_G = 0,7 \dots 0,95$.

КПД лопастных насосов, с учетом рассмотренных выше механического, дискового, объемного и гидравлического к.п.д. изменяется в пределах $\eta = 0,45 \dots 0,86$. Максимальное значение КПД достигает 0,89 у наиболее мощных нефтяных центробежных магистральных насосов.

В зависимости от изменения величин множителей изменяется и величина общего КПД насоса. Обычно изменение общего КПД. изображают кривой $\eta = f(Q)$ в характеристике центробежного насоса.

Уравновешивание осевого давления

Давление жидкости, находящейся в каналах рабочего колеса, на его внутренние стороны дисков практически уравновешено и не вызывает возникновения осевого давления. Давление жидкости на наружные стороны дисков рабочего колеса различно (рис. 7.2., а). Вследствие вращения дисков и относительно малого зазора между ними и корпусом насоса давление жидкости на наружные стороны дисков рабочего колеса уменьшается от сечения диаметром D_2 к сечению диаметром D_1 . При этом в области от D_2 до D_1 давления на диски рабочего колеса равны.

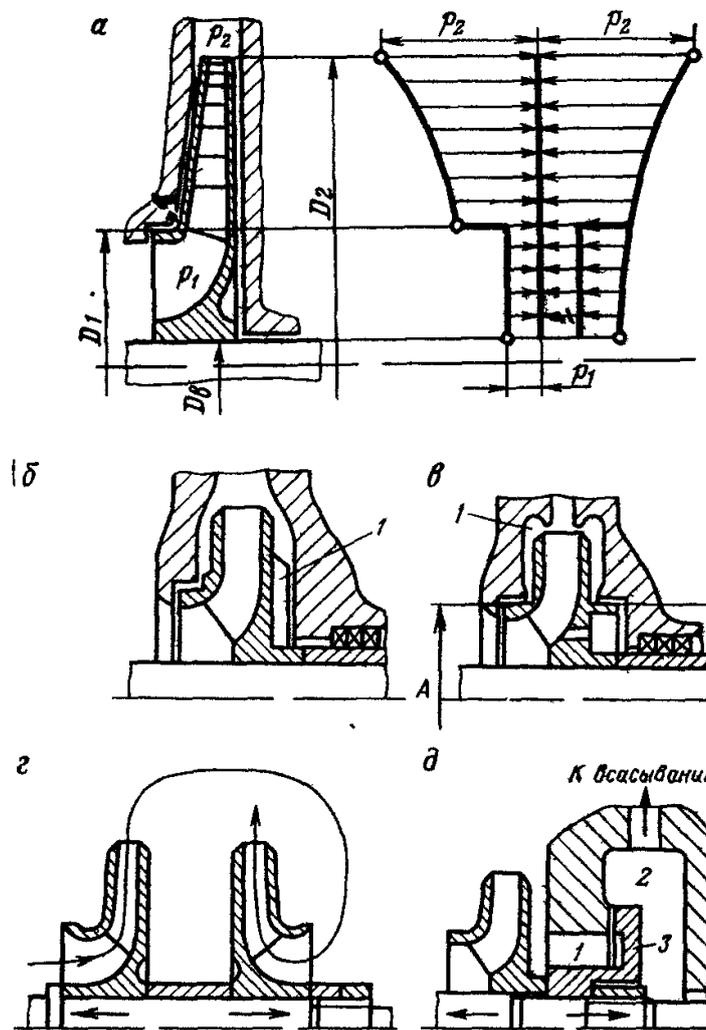


Рис. 7.2 Эпюра осевых сил. Схемы уменьшения осевых сил, действующих на вал

осевых сил, действующих на вал
 сторону всасывания.

Следует отметить, что давления в этой области могут различаться при неравных зазорах между дисками рабочего колеса и корпусом насоса. Тогда в результате разности давлений возникает осевое давление. Кроме того в области от D_1 до D_2 давление жидкости на диск со стороны всасывания (передний диск) меньше давления на задний диск. Разность этих давлений также приводит к возникновению осевого давления, направленного обычно в

Необходимо учитывать, что при определенных режимах работы насоса существенной величины достигает давление струи жидкости, входящей в колесо. Тогда осевое давление может быть направлено в сторону нагнетания.

Для устранения или уменьшения осевого давления применяются различные способы. Лопатки 1 (рис. 7.2., б), расположенные на заднем диске, уменьшают осевое давление, направленное в сторону всасывания. Отверстия в рабочем колесе и уплотнение на нем со стороны нагнетания (рис. 7.2, в) уравнивают давление на поверхностях А. Взаимно противоположное расположение рабочих колес (рис. 7.2, г) и разгрузочная пята 3 (рис. 7.2., д), отжимаемая вправо давлением в камере 1 (камера 2 соединена со всасыванием насоса), уменьшают осевое давление. Для снижения осевого давления применяют также двусторонний подвод жидкости к рабочему колесу, рабочие колеса с дисками различного диаметра (увеличивают диаметр переднего диска или уменьшают диаметр заднего диска).

Явление кавитации и допустимая высота всасывания

Неполадки в центробежных насосах возникают в результате несоблюдения условий входа жидкости в насос.

Если в отдельных областях насоса давление понизится до давления насыщенных паров, то в этих областях начнется вскипание жидкости с образованием в канале воздушных карманов, нарушающих плавность потока. Эти карманы заполняются парами.

Пузырьки паров увлекаются движущимся потоком и, попадая в сферу более высокого давления, конденсируются. Процесс конденсации происходит очень интенсивно. Частицы жидкости, стремясь заполнить область конденсирующегося пузырька, движутся к его центру с очень большими скоростями. При завершении процесса конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются, в результате чего кинетическая энергия этих частиц переходит в энергию давления, причем местное повышение давления достигает значительной величины (десятков мегапаскалей).

Описанный процесс сопровождается местными гидравлическими ударами, повторяющимися десятки тысяч раз в секунду. Это явление называется ка-

витацией, которая может возникнуть как в стационарной, так и в движущейся части насоса.

Кавитация сопровождается сильным шумом, треском, вибрацией насоса, вызывает разрушение металла, понижает напор, производительность и к. п. д. насоса.

Кроме механического разрушения металла, кавитация вызывает его коррозию. Особенно быстро разрушается чугун. Разрушаются и более стойкие металлы — бронза, нержавеющая сталь. Поэтому в работе насоса нельзя допускать кавитацию, а высота всасывания должна быть такой, при которой кавитация невозможна.

При эксплуатации центробежных насосов кавитация может возникнуть при понижении уровня жидкости во всасывающем резервуаре ниже расчетного, повышении температуры перекачиваемой жидкости, неправильной установке и неправильном монтаже насоса.

Высота всасывания определяется расстоянием, отсчитываемым по вертикали от оси колеса насоса до свободного уровня в резервуаре, из которого жидкость откачивается насосом. Если уровень жидкости находится ниже оси насоса, то высота всасывания положительна, а если выше оси насоса (подпор), то отрицательна. Высота всасывания центробежного насоса зависит от ряда факторов: барометрического давления (с уменьшением этого давления всасывающая способность насоса уменьшается); упругости паров перекачиваемой жидкости, зависящей от ее температуры; вязкости перекачиваемой жидкости и сопротивления всасывающего трубопровода; кавитационного запаса, необходимого для нормальной работы насоса.

С целью уменьшения потерь во всасывающем трубопроводе уменьшают, по возможности, его длину, делают его более прямым, устанавливают минимальное количество арматуры, избегают воздушных мешков, снижают скорость движения жидкости. Для практических целей высоту всасывания центробежного насоса (h_m) можно определить по опытной формуле, предложенной С. С. Рудневым:

$$H_s = H_a - 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3} \quad (7.6)$$

где H_s – допустимая высота всасывания, отнесенная к горизонтальной оси рабочего колеса в *м ст.* жидкости;

H_a – давление на свободную поверхность сверх упругости паров в *м ст.* жидкости;

n – скорость вращения вала насоса в *об/мин*;

Q – подача насоса в *м³/сек* (для насоса с двусторонним входом принимается равной половине подачи);

$c_{кр}$ – кавитационный коэффициент, зависящий от быстроходности насоса n_s .

При перекачке нефтепродуктов, обладающих небольшой вязкостью, явление кавитации несколько ослабляется, так как коэффициент теплопередачи нефтепродуктов, меньший, чем у воды, замедляет процесс парообразования, а наличие в составе нефтепродуктов различных фракций углеводородов с различными точками кипения обуславливает более плавное изменение характеристики насоса. При перекачке горячих нефтепродуктов жидкость находится под давлением собственных паров ($H_a = 0$). Следовательно:

$$H_s = -10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3} \quad (7.7)$$

т. е. для работы насоса необходимо создать подпор.

Зависимость подачи, напора и мощности от числа оборотов

Зачастую приходится испытывать насос при числе оборотов, отличном от нормального. Поэтому необходимо знать, как изменится подача, напор и мощность при изменении числа оборотов. Из рассмотрения формул (2.10, 2.12 и 2.14) видно, что если изменить число оборотов n вала насоса, которым соответствовали напор H_d , подача Q и мощность N , то будут получены новые напор H'_d , подача Q' и мощность N' , пропорциональные n_1 . Тогда:

$$\frac{H_d}{H'_d} = \frac{K \cdot D_2^2 \cdot n^2}{K \cdot D_2^2 \cdot n_1^2} = \frac{n^2}{n_1^2} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (7.8)$$

т.е. напор пропорционален квадрату числа оборотов, $H_D = f(n^2)$

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n}{0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n_1} = \frac{n}{n_1} \quad (7.9)$$

т.е. подача насоса пропорциональна числу оборотов, $Q = f(n)$

$$\frac{N}{N'} = \frac{\frac{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q}{\eta}}{\frac{H' \cdot g \cdot \rho \cdot Q'}{\eta}} = \frac{H \cdot Q}{H' \cdot Q'} = \frac{n^2 \cdot n}{n_1^2 \cdot n_1} = \frac{n^3}{n_1^3} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (7.10)$$

т.е. при условии $\eta = const$, гидравлическая мощность пропорциональна кубу числа оборотов, $N = f(n^3)$. Полученные зависимости называют законом пропорциональности или подобия и ими широко пользуются для определения параметров насоса при изменении числа оборотов.

Коэффициент быстроходности

С целью установления аналогии между рабочими колесами отдельных типов и отнесения их к определенной серии существует понятие коэффициента быстроходности колес n_s ; он является основной характеристикой, определяющей тип насоса, и влияет на выбор числа ступеней центробежного насоса. Коэффициентом быстроходности колеса насоса называется число оборотов такого эталонного колеса, которое геометрически подобно рассматриваемому, имеет одинаковые с ним гидравлический и объемный КПД., но создает напор $H = 1\text{ м}$ и имеет подачу $Q = 0,1\text{ м}^3/\text{сек}$, т.е. развивает гидравлическую мощность 1 кВт .

Коэффициент быстроходности определяют из условий геометрического подобия по следующей формуле:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (7.11)$$

где n – скорость вращения колеса в *об/мин*;

Q – подача в $\text{м}^3/\text{сек}$ при максимальном КПД.;

H – напор одного рабочего колеса в *м вод. ст.*

Для насоса с рабочим колесом двойного всасывания для подачи следует принимать $Q/2$. Коэффициент быстроходности – величина, определяющая для оптимального режима тип подобных насосов независимо от размеров и числа оборотов.

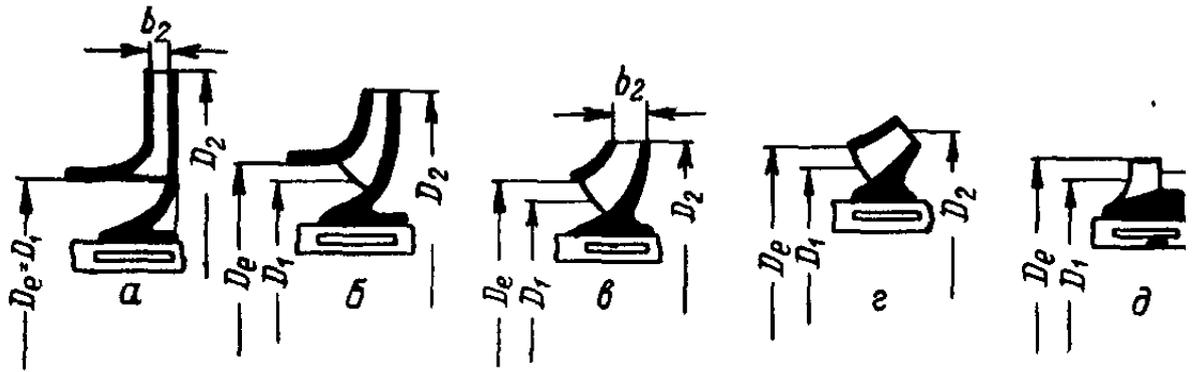


Рис. 7.3 Классификация рабочих колес в зависимости от быстроходности
а – тихоходное колесо центробежного насоса ($n_s=50\dots80$ и $D_2/D_1\approx 2.5$); *б* – нормальное колесо центробежного насоса ($n_s = 80\dots150$ и $D_2/D_1\approx 2$); *в* – быстроходное колесо центробежного насоса ($n_s = 150\dots300$ и $D_2/D_1\approx 0.8..1,4$); *г* – колесо диагонального насоса ($n_s = 300\dots600$ и $D_2/D_1\approx 1.2..1.1$); *д* – колесо пропеллерного насоса ($n_s = 600\dots1200$ и $D_2/D_1\approx 1.8$).

Лопастные насосы в зависимости от n_s разделяют на три основные группы: центробежные, диагональные и пропеллерные (осевые). Как следует из рис. 7.3, центробежные насосы при $n_s < 50$ не применяются, так как КПД таких насосов был бы низким из-за больших потерь на трение при протекании жидкости в узких каналах рабочего колеса. Это область применения поршневых насосов, имеющих высокий КПД.

Так как при данных значениях Q и H коэффициент быстроходности n_s пропорционален числу оборотов насоса n , то с увеличением числа оборотов уменьшаются размеры и вес насоса.

Для получения больших напоров следует увеличивать число оборотов n данного колеса или увеличивать наружный диаметр колеса D_2 (D_e — наружный диаметр входного канала колеса). Величина напора колеса пропорциональна квадрату его диаметра D_2 и квадрату окружной скорости на выходе из колеса. Для получения больших напоров насосы выполняют многоступенчатыми или применяют последовательное соединение насосов.

Из рассмотрения формулы (7.11) следует, что при заданном числе оборотов n коэффициент быстроходности n_s увеличивается с увеличением подачи и уменьшением напора. Следовательно, тихоходные колеса служат для создания больших напоров при малой подаче, а быстроходные колеса (диагональные и

пропеллерные) дают большую подачу при небольших напорах. Поэтому тихоходные насосы наиболее часто применяют для водоснабжения и в нефтяной промышленности для подачи нефти из скважин, где требуется создание больших напоров, а пропеллерные насосы используют в установках, предназначенных для подъема больших масс жидкости на сравнительно небольшую высоту, например для подачи воды в оросительные каналы.

8 РАБОЧАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

В характеристике центробежного насоса (рис.8.1) указано изменение напора H , мощности N , потребляемой насосом, и КПД η в зависимости от подачи Q насоса при неизменной частоте вращения вала.

Режим работы насоса с наибольшим КПД называют оптимальным ($Q_{\text{опт}}$). Область в пределах изменения подачи при небольшом снижении КПД (Q_1, Q_2) называют рабочей. Насос рекомендуется применять в пределах этих параметров.

Теоретический напор насоса ($H_{T\infty}$) при бесконечном числе лопаток изменя-

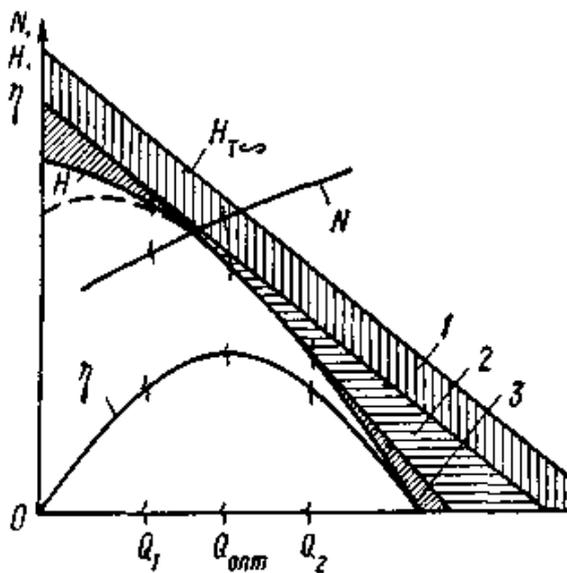


Рис. 8.1 Характеристика лопастного насоса

ется линейно в зависимости от изменения подачи. Действительно, с изменением подачи меняется только величина скорости $c_{u2\infty}$ прямо пропорциональная количеству жидкости, проходящей через каналы рабочего колеса. Таким образом, напор $H_{T\infty}$ как функция от подачи представляется прямой линией (см. рис. 8.1).

При переходе к реальному насосу напор уменьшается, что обусловлено потерями в связи с конечным числом лопаток (на рис. 8.1 заштрихованная зона 1), потерями напора в каналах насоса (зона 2), потерями на входе в колесо, переходе в отвод и в отводе (зона 3).

Напор насоса обычно наибольший при нулевой подаче в режиме, который называется режимом закрытой задвижки. У некоторых насосов наибольший напор не совпадает с нулевой подачей. Характеристика такого насоса показана на рис. 8.1 пунктиром. Здесь, в области малых подач, работа насоса будет неустойчивой, так как напор не определяет однозначно количество подаваемой

жидкости (при одной и той же величине напора может быть подача большая и меньшая).

Нулевому напору насоса всегда соответствуют нулевой КПД. и наибольшая подача насоса, так называемая работа насоса на излив, т. е. без преодоления полезных сопротивлений. Мощность, потребляемая насосом при нулевой подаче или нулевом напоре, не равна нулю, так как при этих режимах имеются потери на дисковое трение, рециркуляцию жидкости у входа и выхода из колеса, механические и объемные потери (утечка).

Запуск центробежного насоса производится в режиме закрытой задвижки, так как при этом наименьшая мощность потребляемая насосом, а следовательно и минимальный пусковой ток на обмотке электродвигателя.

Определение рабочей характеристики насоса при изменении вращения вала

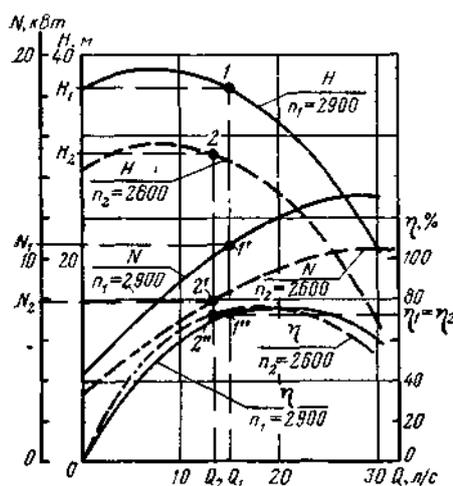


Рис. 8.2 Характеристика насоса при разных частотах вращения вала

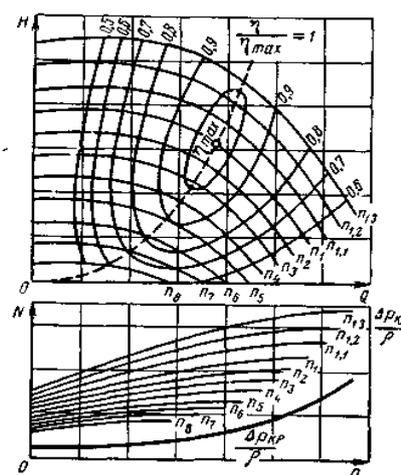


Рис. 8.3 Универсальная характеристика насоса при изменении частоты вращения его вала

На рис. 8.2 показаны характеристики насоса при частоте вращения вала 2900 и 2600 об/мин. Подача Q_2 получена пересчетом подачи Q_1 по формуле (2.19). Новый напор (точка 2) определен по формуле (2.18). Мощность при новом режиме (точка 2') определена по формуле (2.20). КПД при новом режиме не изменяется, и точку 1'' перенесем по горизонтали в точку 2''.

Необходимо учесть, что при большом снижении частоты вращения колеса к.п.д. насоса уменьшается, так как возрастает доля механических потерь.

Таким же порядком определяются все точки кривых характеристики.

Построив характеристики насоса при нескольких значениях вращения вала и соединив точки равного к.п.д., получим универсальную характеристику насоса при изменении частоты вращения его вала (рис. 8.3). Если при построении универсальной кривой принимались внутренние к.п.д. насоса, то кривые равных к.п.д. представляют собой параболы. При общем к.п.д. насоса (с учетом механических потерь в сальниках и подшипниках) эти кривые искажаются и не соответствуют форме параболы.

Универсальная характеристика позволяет по одному графику определить параметры насоса при изменении частоты вращения его вала.

Обточка рабочих колес по диаметру

Подача и напор насоса находятся в определенной зависимости от внешнего диаметра рабочего колеса D_2 .

Обточка большинства типов колес в небольших пределах (от D_{21} до D_{22}) мало изменяет выходной угол лопатки и площадь сечения канала между лопатками на выходе. Рекомендуются следующие предельные величины обточки колеса в зависимости от коэффициента быстроходности n_s :

n_s	60	120	200	300	350	>350
$(D_{21}-D_{22})/D_{22}$	0,2	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

В этих пределах используя формулы (2.10) и (2.12) можно принять:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^2 \quad (8.1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^2 \quad (8.2)$$

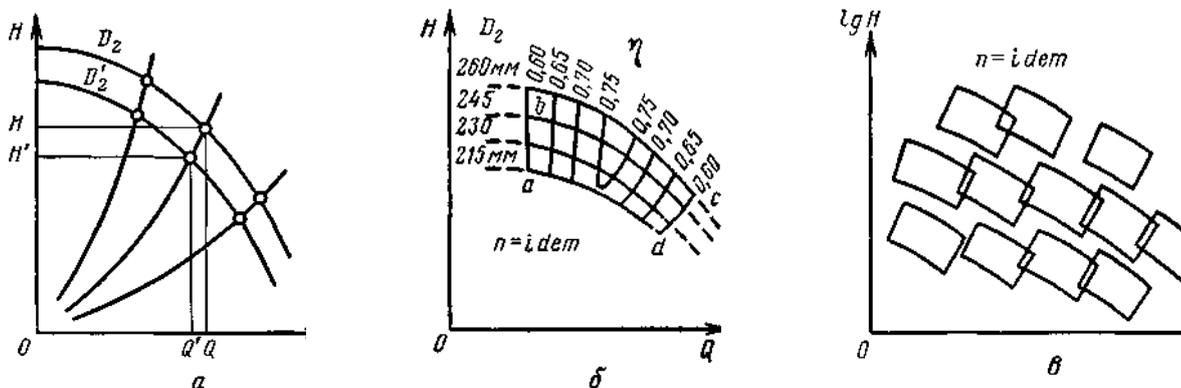


Рис. 8.4 Рабочие поля характеристик лопастных насосов при обточке колеса по диаметру

Опыты показывают, что для режимов работы насоса, удовлетворяющих этим зависимостям, к.п.д. насоса приблизительно одинаков. Приняв несколько изменений диаметра рабочего колеса насоса, можно построить универсальную характеристику и для обточки колеса (рис. 8.4, а).

По рекомендуемым пределам обточки и границам рабочей области по КПД определяется рабочее поле насоса (а, б, с, д, рис. 8.4, б). В каталогах иногда дается сводный график рабочих полей насосов (обычно в логарифмических координатах) (рис. 8.4, в), что значительно облегчает выбор насоса.

Влияние плотности и вязкости перекачиваемой жидкости на работу насоса

Центробежные насосы на нефтяных промыслах применяются для подачи весьма разнообразных по своим физическим показателям жидкостей: сильно минерализованной воды (плотность более 1000 кг/м^3), сырой нефти и некоторых нефтепродуктов (плотность менее 1000 кг/м^3), но при этом с большой вязкостью.

Основные технические показатели любого насоса определяются при работе его на воде с плотностью 1000 кг/м^3 и вязкостью $0,01 \text{ см}^2/\text{с}$ и вносятся в техническую документацию на насос. Поэтому при выборе и эксплуатации центробежного насоса необходимо учитывать влияние плотности и вязкости подаваемой жидкости на характеристику насоса.

Полезная мощность насоса и потери мощности (за исключением механических потерь в сальниках и опорах) изменяются с изменением плотности по-

даваемой жидкости. С уменьшением плотности жидкости уменьшается полезная мощность, вследствие чего уменьшается и КПД насоса. С увеличением плотности происходит обратное — увеличиваются полезная мощность и к. п. д. насоса. Подача Q и напор H насоса не зависят от плотности подаваемой жидкости, и характеристика $Q—H$ насоса остается неизменной. Давление насоса изменяется прямо пропорционально плотности жидкости.

Изменение вязкости жидкости влияет в основном на потери мощности, на дисковое трение и гидравлические сопротивления движению потока жидкости и оказывает значительно большее по сравнению с плотностью жидкости влияние на потери мощности. При подаче вязких сырых нефтей и нефтепродуктов потери мощности насоса резко увеличиваются, и КПД насоса уменьшается, несмотря на увеличение объемного КПД в результате уменьшения объемных потерь. При увеличении вязкости подаваемой жидкости уменьшаются напор и подача насоса, и характеристика $Q—H$ снижается.

При пересчете технических показателей насоса при подаче им воды на подачу более вязкой жидкости используются экспериментальные данные. Теоретическое решение такой задачи затруднено из-за сложности явлений, происходящих в насосах. Для анализа экспериментальных данных и пересчета технических показателей насоса Д. Я. Сухановым, Р. И. Шищенко, М. Д. Айзенштейном и другими предложено несколько методов.

В большинстве методов используются пересчетные коэффициенты для подачи (K_{qv}), напора (K_{nv}) и КПД ($K_{\eta v}$) насоса. Зная технические показатели насоса при подаче им воды (с индексом «В»), можно определить новые технические показатели при подаче вязкой жидкости (с индексом v) по формулам

$$Q_v = K_{qv} \cdot Q_B \quad (8.3)$$

$$H_v = K_{nv} \cdot H_B \quad (8.4)$$

$$\eta_v = K_{\eta v} \cdot \eta_B \quad (8.5)$$

Работа центробежного насоса в одинарный трубопровод

При практическом использовании насосов всегда имеется следующая система: подвод жидкости к насосу – насос – нагнетательный трубопровод – потребитель. Характеристики всех четырех частей системы связаны между собой.

Первая часть системы определяет напор у входа жидкости в насос. Минимальная ее величина ограничена допустимой высотой всасывания. Жидкость, подводимая к насосу, может иметь и большой напор, например при последовательной работе насосов. Наибольший напор на всасывании ограничивается прочностью узлов насоса. Напор на всасывании насоса может изменяться в зависимости от величины подачи.

Напор у выкида насоса будет равен сумме напора у входа в насос и напора, создаваемого насосом. Таким образом, может быть получена характеристика

Q — H первых двух частей системы.

Примем, что нагнетательный трубопровод и потребитель представлены одной характеристикой, полученной суммированием характеристик трубопровода и потребителя.

Эта характеристика зависит от требований потребителя (высоты подъема или необходимого давления жидкости) и от потерь напора в нагнетательном трубопроводе. Последнее растет с увеличением подачи.

Суммарную характеристику нагнетательного трубопровода и потребителя будем далее условно называть характеристикой нагнетательного трубопровода.

Наложением характеристики первых двух частей системы на характеристику нагнетательного трубопровода можно найти рабочий режим всей системы.

На рис. 8.5 даны суммирующая характеристика приемной и напорной частей системы (кривая 1). Напор на приеме насоса зависит от уровня, с которого поднимается жидкость, и потерь напора в трубопроводе. Характеристика насоса

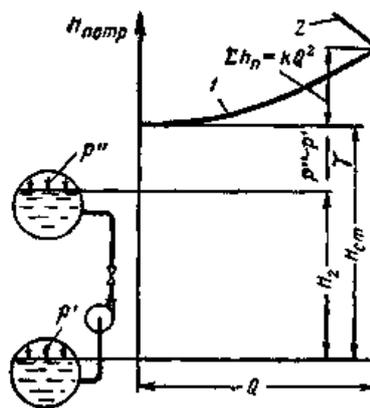


Рис. 8.5 Характеристика работы насосной установки

представлена кривой 2. Пересечение характеристик 1 и 2 (точка *A*) определяет рабочий режим всей системы.

Рабочая точка *A* показывает какой напор $H_{номр}$ должен создать насос для того, чтобы поднять жидкость на высоту $H_{см}$ и преодолеть при этом гидравлические сопротивления $\sum h_n = k \cdot Q^2$

Работа насоса в разветвленный трубопровод

На практике встречаются случаи, когда насос или насосная станция подают жидкость не одному потребителю, а нескольким по разветвленному трубопроводу. При этом требования потребителей, протяженность и сечения трубопроводов различны. На рис. 2.14 показана схема подачи жидкости одним насосом в два резервуара, находящиеся на разных уровнях.

Насос создает напор более высокий, чем уровни жидкости в резервуарах. Таким образом жидкость подается в оба резервуара. Пренебрегаем потерями напора в трубопроводе до разветвления (точки *B*). Тогда характеристики трубопроводов *BC* и *BD* будут представлены соответствующими кривыми, а насоса — кривой *B*.

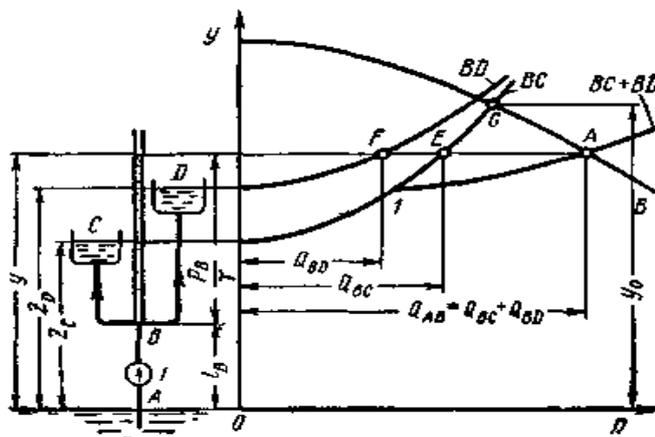


Рис. 8.6 Работа насоса на разветвленную сеть

в точке *A* определяет режим его работы на разветвленный трубопровод. При этом общая подача будет равна $Q_C + Q_D$, а подача по отдельным ветвям трубопровода определится пересечением горизонтали, проведенной из точки *A*, с характеристиками соответствующих трубопроводов.

Во всех случаях работы насоса точка *A* должна быть в области его эффективного рабочего режима (см. рис. 8.6).

Суммарная характеристика трубопроводов получается сложением абсцисс кривых *BC* и *BD* и будет представлена кривой *BC + BD* (от точки *I* до обозначения *BC + BD*). Пересечение этой кривой с характеристикой насоса в

Возможно, что при оснащении системы насосом его напор будет больше требуемого, и подача насоса может значительно увеличиться. Насос будет работать не в рекомендуемой области и с подачей, отличной от требуемой. Если насос нельзя заменить, то необходимо отрегулировать его.

Параллельная работа центробежных насосов

В практике использования насосов на нефтяных промыслах часто появляется необходимость работы нескольких насосов на один нагнетательный трубопровод.

Наиболее часто насосы работают параллельно (насосные станции водоподъема, перекачки нефти, нагнетание воды в пласт). Такие насосы обычно устанавливают в одной насосной. Они могут иметь разные характеристики. Рассмотрим упрощенный случай работы двух насосов, близкий к практическим задачам, когда можно пренебречь сопротивлением всасывающей части системы и напорных трубопроводов до узловой точки O (рис. 8.7). Насосы и их характеристики имеют индексы I и II .

При параллельной работе насосов подача их складывается, а напоры равны. Для получения суммарной их характеристики необходимо сложить абсциссы характеристик обоих насосов при равных ординатах (напорах).

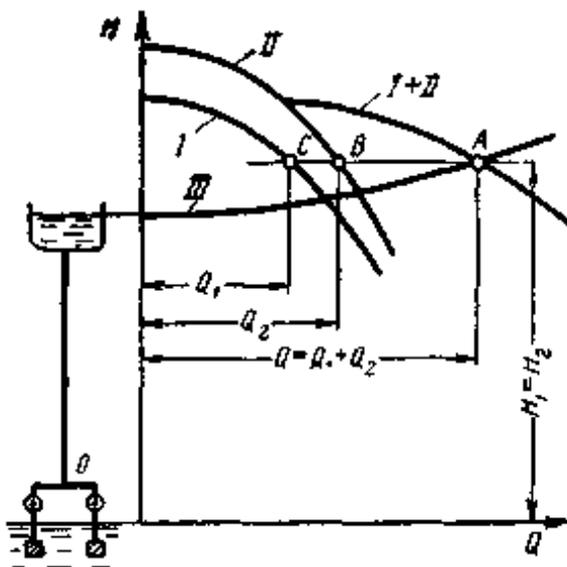


Рис. 8.7 Параллельная работа насосов

Суммарная характеристика обоих насосов представлена кривой $I + II$. Характеристика нагнетательного трубопровода пересекает суммарную характеристику насосов в точке A . При этом подача будет равна $Q = Q_I + Q_{II}$ напор $H_I = H_{II}$. Таким образом, режимы работы насосов I и II определяются точками C и B . При параллельной работе двух насосов возможен режим их работы, при котором напор одного из них (например насоса II) превысит напор другого в его режиме нулевой подачи.

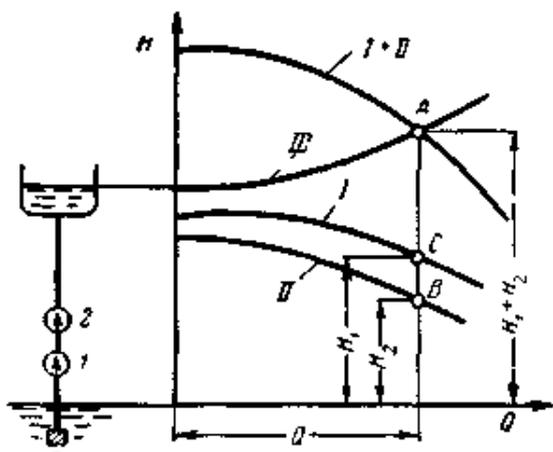
Тогда насос II будет нагнетать жидкость через насос I в сторону его приема. Такая работа возможна, например, при возраста-

нии давления в нагнетательном трубопроводе /// и в случае запуска одного из насосов при открытой задвижке на его выкиде и при работающем втором насосе.

Поэтому необходимо для параллельной работы подбирать насосы так, чтобы рабочий напор не превышал напора при нулевой подаче одного из насосов. Рекомендуется подбирать насосы для параллельной работы с возможно близкими напорами при нулевой подаче. Для предотвращения перекачки жидкости одним насосом через другие необходимо у выкидов насосов устанавливать обратные клапаны.

Последовательная работа центробежных насосов

Последовательная работа насосов применяется при необходимости увеличить напор жидкости, подаваемой в нагнетательный трубопровод. При этом первый насос (рис. 8.8) подает жидкость на прием второго насоса. Второй насос нагнетает ее в трубопровод.



Таким образом, через оба насоса проходит одинаковое количество жидкости Q , которая подается в нагнетательный трубопровод с напором, равным сумме напоров насосов I и II.

Суммарная характеристика двух насосов представлена кривой I + II, характеристика нагнетательного трубопровода — кривой III. Эти кривые пересекаются в точке A, являющейся рабочей точкой системы. Режимы работы насосов I и II пересекаются точками C и B. При последовательной работе насосов подача первого насоса должна быть равной подаче второго или несколько большей (в пределах рабочей области второго насоса), а напор в начале нагнетательного трубопровода должен быть допустимым для второго насоса по условию сохранения его прочности.

Рис 8.8 Последовательная работа насосов

При последовательной работе насосов подача первого насоса должна быть равной подаче второго или несколько большей (в пределах рабочей области второго насоса), а напор в начале нагнетательного трубопровода должен быть допустимым для второго насоса по условию сохранения его прочности.

9 РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Регулирование параметров работы центробежного насоса можно осуществить при постоянном или измененном числе оборотов ротора. При изменении числа оборотов подача напор и мощность изменяются по закону подобия согласно формулам (2.18), (2.19) и (2.20). При перекачке жидкости с изменением её вязкости результаты указанных соотношений несколько отличаются.

Регулирование при постоянном числе оборотов. Существует несколько способов регулирования.

1. Регулирование дросселированием на напорном трубопроводе при помощи задвижки — простая операция, поэтому широко применяется. Однако при этом происходит потеря энергии, снижается КПД., так как в задвижке теряется часть напора, создаваемого насосом. Точка пересечения A характеристик насоса и трубопровода перемещается влево по кривой $Q—H$ (рис. 2.13). Абсцисса новой точки соответствует уменьшенной подаче.

2. Регулирование дросселированием на приемном трубопроводе. Однако этот способ не может быть рекомендован, так как к указанным недостаткам такого регулирования добавляется еще большее снижение к. п. д. вследствие ухудшения всасывающей способности, выделение паров жидкости и затем возможность появления кавитации.

3. Регулирование впуском небольшого количества воздуха в приемную трубу. Однако этот способ, несмотря на его сравнительную экономичность, не применяется при перекачке нефти и нефтепродуктов. При впуске воздуха в приемную трубу при перекачке легко испаряющихся жидкостей, помимо явления кавитации, может произойти взрыв

4. Регулирование перепуском части нагнетаемой жидкости из напорного патрубка в приемный. Осуществляется перепуск жидкости через обводную линию (байпас). При перепуске части жидкости по обводной линии общая подача насоса увеличивается, а напор в соответствии с характеристикой снижается.

Однако этот способ регулирования неэкономичен, так как с перепускаемой жидкостью теряется затраченная энергия. В многоступенчатых насосах часть жидкости перепускают не из напорной линии, а с первой или второй ступени. При этом теряется меньшая часть энергии и экономичность регулирования повышается.

5. Регулирование изменением схемы соединения насосов. Как было указано, совместная работа насосов может быть осуществлена при параллельном и последовательном их соединении. При последовательном соединении однотипных насосов развиваемые ими напоры складываются, а при параллельном соединении складываются подачи. Пренебрегая потерями, можно считать, что при последовательном соединении одинаковых насосов напор удваивается, а при параллельном их соединении подача возрастает и распределяется поровну между насосами, но получается меньше суммы подач тех же насосов, работающих в отдельности на заданный трубопровод. Таким образом, переключением насосов с последовательного соединения на параллельное и наоборот можно изменять подачу жидкости в трубопровод и ее напор. Указанный способ регулирования можно применять при перекачке нефти, когда в зависимости от температуры окружающей среды (летом, зимой) изменяется противодействие в трубопроводе.

6. Регулирование уменьшением диаметра рабочих колес.

При этом способе не затрачивается лишняя энергия. Способ широко применяется для центробежных насосов спирального типа и заключается в уменьшении наружного диаметра рабочих колес обтачиванием в соответствии с универсальной характеристикой.

7. Регулирование уменьшением количества рабочих колес. Применяется, когда насос может развить напор больший, чем противодействие в трубопроводе.

8. Регулирование закрытием некоторого количества каналов рабочего колеса. При этом уменьшаются подача и напор насоса.

Последние три способа экономичны, но связаны с остановкой и разборкой насоса и применяются, когда режим работы меняют на продолжительное время.

На нефтепромыслах в основном применяют первый и четвертый способы регулирования.

Эксплуатация центробежных насосов

В процессе работы насоса необходимо систематически проверять нагрев подшипников и сальников насоса, а также давление по манометру и следить за приборами, показывающими поступление масла и воды для охлаждения. Система охлаждения должна обеспечить температуру подшипников, не превышающую 60° С.

Следует следить за тем, чтобы уровень жидкости отвечал требуемой высоте всасывания или подпора насоса, особенно при пуске или прогреве агрегата. При остановке насоса необходимо медленно закрыть задвижку на напорном трубопроводе и выключить двигатель. После охлаждения насоса (горячего) нужно закрыть все вентили, подводящие масло и воду для охлаждения, а также закрыть краны у манометров.

Если насос останавливают на длительное время, рабочие колеса, уплотняющие кольца, защитные гильзы вала, втулки и все обтекаемые жидкостью детали следует смазать, а сальниковую набивку вынуть.

Узлами центробежного насоса, определяющими продолжительность его бесперебойной работы, являются сальники и подшипники, поэтому их монтажу и уходу за ними необходимо уделять особое внимание. При нагреве сальника следует несколько раз включить и выключить насос, пока не просочится масло через набивку. Если масло не появится, то это означает, что сальник слишком туго набит, и его нужно ослабить. Нагрев подшипников, прекращение поступления смазки, вибрация или ненормальный шум свидетельствуют о неполадках в насосе; последний должен быть немедленно остановлен для осмотра и устранения причин, вызывающих ненормальную его работу.

При помощи насосов на нефтепромыслах перекачивают нефть из резервуаров сборных установок, буферных и участковых нефтесборных пунктов и

сборных общепромысловых и товарных парков, а также их используют для внутренней перекачки на деэмульсационных и стабилизационных установках.

Для этого сооружают насосные станции, отличающиеся друг от друга количеством и производительностью насосов, а также общими размерами зданий. Для сборных установок и участковых пунктов специальных зданий насосных станций обычно не сооружают, а насосы монтируют на металлических передвижных основаниях - салазках и защищают от атмосферных влияний капотом с жалюзийными решетками.

Для общепромысловых и товарных парков применяют мощные насосы и сооружают специальные здания. Выбор производительности, типа и количества насосов зависит от количества перекачиваемой жидкости, ее вязкости, числа часов работы в сутки и вида энергии для двигателя.

Наиболее широко применяют на нефтепромыслах центробежные насосы, как более экономичные и удобные в обслуживании. Но область их применения ограничена, так как КПД насоса с увеличением вязкости нефти резко снижается.

В качестве привода обычно применяют электродвигатели и только при отсутствии электроэнергии пользуются двигателями внутреннего сгорания.

Насосную станцию следует располагать так, чтобы был обеспечен самотек от резервуаров к насосам. Это особенно важно для центробежных насосов, пуск которых возможен при герметичном всасывающем трубопроводе.

По условиям ремонта и эксплуатации целесообразно устанавливать по возможности однотипные насосы с одинаковой производительностью.

При определении размеров и конструкции здания насосной станции руководствуются нормами и требованиями техники безопасности. Агрегаты должны быть расположены так, чтобы были обеспечены полная безопасность и удобство обслуживания, возможность монтажа и разборки машин. Для этого должен быть доступ к каждому агрегату со всех сторон.

Проход между агрегатами принимается не менее 1 м при низковольтных электродвигателях и не менее 1,5 м при высоковольтных. Расстояние между неподвижными выступающими частями оборудования должно быть всегда не ме-

нее 0,7 м. Расстояние от длинных сторон фундаментных плит электронасосов до стенки не менее 1,25 м. Исключение может быть допущено для насосов с диаметром напорных патрубков не более 150 мм, которые можно устанавливать на расстоянии 0,8 м от стены.

При двухрядном расположении насосов проходы между выступающими частями насосов, расположенных в разных рядах, должны составлять не менее 2 м.

В насосных могут быть установлены любые двигатели. Однако при перекачке нефти и нефтепродуктов с температурой вспышки паров 45° С и ниже двигатели внутреннего сгорания и взрывоопасные электродвигатели должны быть ограждены от помещения насосов глухой стеной из негоряемых материалов. Вал, соединяющий двигатель с насосом, должен быть пропущен через сальник. Не допускается для этих насосов применение плоскоремennых передач.

Здание насосной станции сооружают из огнестойких или полуюгнестойких материалов.

Здание насосной станции должно быть оборудовано паровым или водяным отоплением, водопроводом, канализацией, взрывобезопасным электроосвещением и вентиляцией. Вентиляция в насосной может быть естественной или принудительной и должна обеспечивать 10—15-кратный обмен воздуха.

10 КОНСТРУКЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

На рис. 10.1 показан наиболее простой по конструкции одноступенчатый консольный насос с осевым входом. Основными узлами этого и других центробежных насосов являются: подвод насоса 2, рабочее колесо 4, отвод 1, уплотнения рабочего колеса 3, сальник 5, вал насоса 6, опоры вала 7. Вал насоса соединяется с приводящим двигателем с помощью муфты 8. Жидкость поступает в подвод насоса и перемещается рабочим колесом в отвод, который соединен с нагнетательным трубопроводом.

Рабочее колесо в большинстве насосов состоит из следующих частей: ступицы, переднего и заднего дисков и лопастей. Вращение вала насоса передается закрепленной на нем ступице и соединенному со ступицей заднему диску, а затем лопастям и переднему диску рабочего колеса.

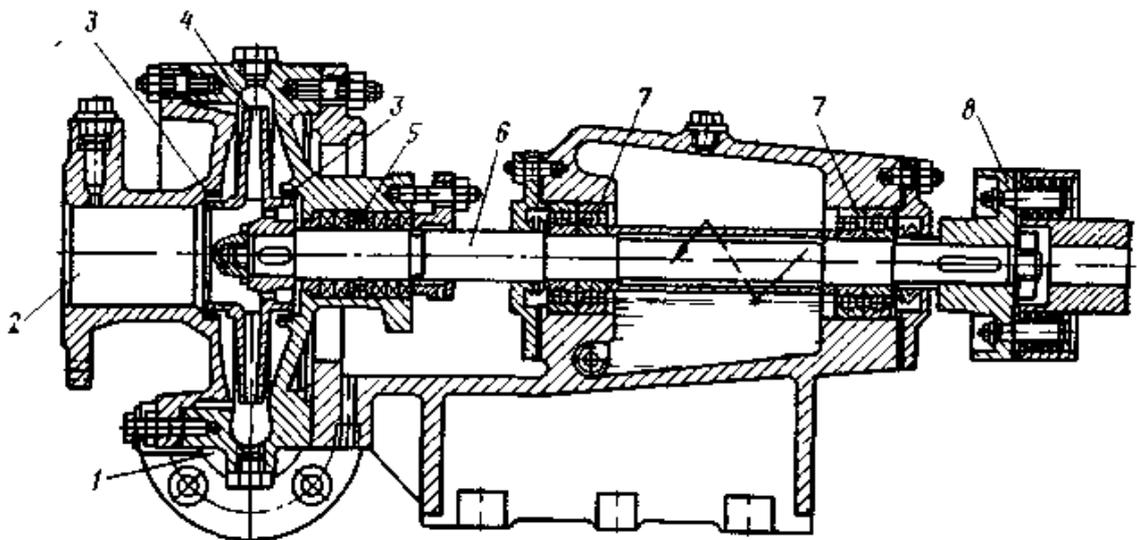


Рис 10.1 Консольный насос

Как видно, такой тип рабочего колеса аналогичен по своей конструкции колесу консольного насоса (см. рис. 10.1), которое имеет два уплотнения (на переднем и заднем диске). Уплотнение на заднем диске колеса и разгрузочные отверстия позволяют уменьшить осевое давление, действующее на колесо.

В насосах многих типов применяется, как отмечалось выше, взаимно противоположное расположение рабочих колес, при котором в насосе имеются два подвеса и один отвод.

Такая конструкция центробежных насосов полностью исключает осевое давление. Они предназначены для подачи больших количеств жидкости. Применяются рабочие колеса с одним диском (полуоткрытые) и без дисков (открытые). В полуоткрытых и открытых рабочих колесах существенно уменьшены потери мощности на дисковое трение. Такие насосы имеют несколько меньшие осевые габаритные размеры, чем насосы с обычными рабочими колесами. Такая конструкция дает преимущества, например, в многоступенчатых скважинных насосах, где число ступеней достигает нескольких сотен, и уменьшение длины насоса приобретает большое значение. Отводы насосов могут быть спиральными и лопаточными.

В многоступенчатых насосах отвод переходит в канал, подводящий жидкость к следующему рабочему колесу. Отвод при этом может быть кольцевым и с непрерывной лопаточной системой. Лопаточный отвод, а в многоступенчатом насосе узел отвода и подвода часто называется направляющим аппаратом.

Уплотнения в насосе

Уплотнения в насосе предназначены для предотвращения утечек жидкости или проникновения воздуха в полости всасывания насоса, уменьшения утечек жидкости в зазорах между рабочим колесом и корпусом, отводом или направляющим аппаратом насоса и предотвращения утечек жидкости в месте уплотнения вала.

В консольном насосе проникновение воздуха на его вход возможно только через соединение входа с подводящим трубопроводом. В этом месте применяются различные уплотнения (во фланцевом соединении уплотнительные кольца, прокладки и др.). В насосе с выносными опорами устанавливаются уплотнения по вращающемуся валу. Применяются в основном уплотнительные устройства двух типов: сальники с уплотнениями из мягкого материала и торцевые уплотнения.

Сальник (рис. 10.2 *a*) состоит из упругой набивки 1 и грундбуксы 2, поджимающей набивку. Грундбукса подтягивается обычно двумя гайками, навинчиваемыми на шпильки, которые ввинчены в корпус насоса (см. рис. 10.1). Сальники, устанавливаемые на входе насоса, часто имеют полое кольцо (фонарь), к которо-

му подается заградительная жидкость под небольшим давлением. В результате создается дополнительное препятствие попаданию воздуха на вход насоса.

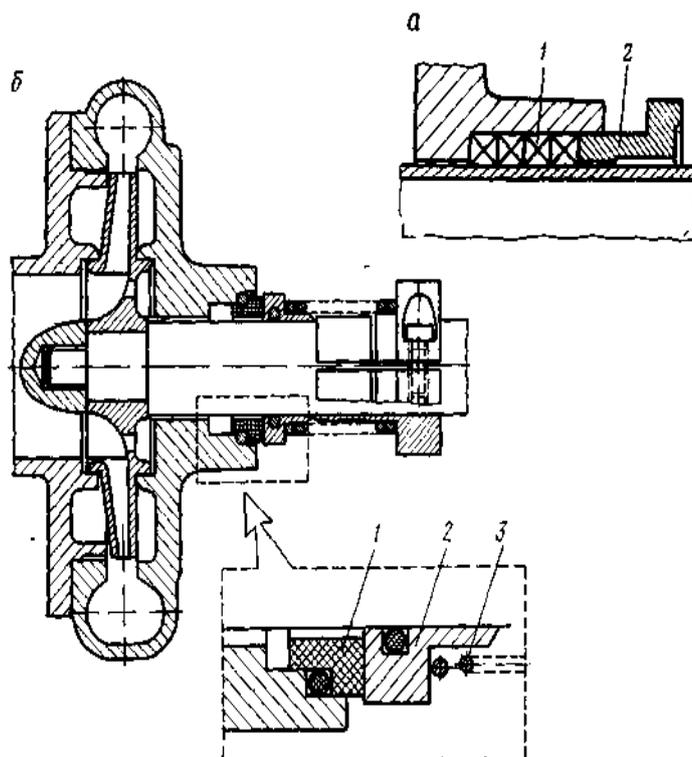


Рис. 10.2 Сальниковое (а) и торцевое (б) уплотнения

В сальниках на выходе насоса иногда устанавливаются полые кольца для подвода охлаждающей или смазывающей жидкости или задержки и отвода подаваемых насосом токсичных или огнеопасных жидкостей.

Упругая набивка сальника прижимается к валу с большим усилием. Это вызывает нагрев и износ вала и набивки. Поэтому при подтягивании

грундбоксы не следует прикладывать чрезмерное усилие, но в то же время необходимо поджимать набивку регулярно.

Упругая набивка обычно изготавливается из хлопчатобумажного шнура, пропитанного графитом и жиром. При высоких температурах применяется асбестовый шнур и другие специальные набивки. Упругая набивка сальника иногда чередуется с кольцами из антифрикционного металла которые применяются для отвода теплоты от вала, а в некоторых случаях для лучшей его центровки. Для предохранения вала от износа на него обычно надевается втулка.

Широкое распространение получили торцевые уплотнения (рис. 10.2 б), состоящие из неподвижного кольца 1, закрепленного в корпусе насоса, и кольца 2, вращающегося с валом. Кольцо 2 прижимается к кольцу 1 пружиной 3, которая может располагаться и в неподвижных деталях. При применении заградительной жидкости, последняя подводится между двумя торцевыми уплотнениями. Давление на плоскости соприкосновения колец составляет 0,08—0,15 МПа.

Кольца изготавливаются из износостойчивых материалов (бронза, нержавеющей сталь, керамика, твердые сплавы, обработанный для получения повышенной твердости графит) и отличаются высокой точностью размеров и чистотой обработки поверхностей. Торцевые уплотнения применяются, в частности, в нефтяных магистральных насосах, подающих нефть и нефтепродукты с температурой от -15 до $+80$ °С и содержанием механических примесей по объему не более 0,2 %. Торцевые уплотнения обеспечивают герметичность в месте выхода вала из корпуса насоса. К материалам пар трения торцевых уплотнений предъявляются следующие требования: стойкость к воздействию подаваемой среды (потери по массе за 60 сут не более 0,01 %), непроницаемость для подаваемой среды, отсутствие схватывания и заедания в момент пуска насоса, фрикционная теплостойкость (наработка до появления первой трещины не менее 3000 ч), значение коэффициента трения на контакте не более 0,1. Средняя наработка на отказ торцевых уплотнений нефтяных магистральных насосов составляет 10000 ч.

Конструкция центробежного насоса серии ЦНС – 180

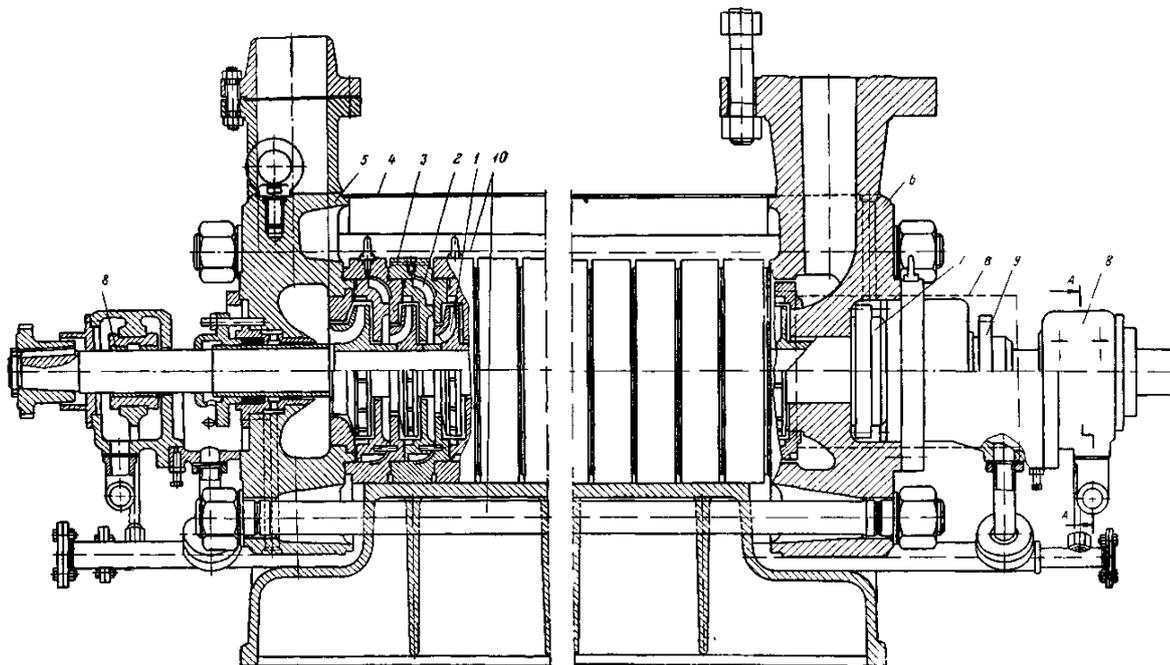


Рис. 10.3 Насос ЦНС секционного типа.

1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат; 3 – секция; 4 – защитная рубашка; 5 – крышка всасывания; 6 – крышка нагнетания; 7 – разгрузочный

диск; 8 – подшипники скольжения; 9 – комбинированные концевые уплотнения; 10 – шпильки стягивающие секции насоса

В настоящее время широко внедрена эксплуатация нефтяных месторождений с применением методов воздействия на нефтяные пласты для увеличения добычи нефти, в частности заводнения нефтяных пластов, для чего применяются в основном центробежные многоступенчатые секционные насосы ЦНС (см. рис. 10.3).

Насосы ЦНС предназначены для подачи чистой неагрессивной воды с содержанием механических примесей не более 0,1% по массе и размером твердых частиц не более 0,1мм с подачей до 1000м³/ч и напором от 20 до 2000м. К.П.Д. насосов в зависимости от типоразмера изменяется от 44 до 80%. Материалы быстроизнашивающихся деталей обеспечивают наработку на отказ: для нержавеющей стали – не менее 10000ч; для чугуна и углеродистых сталей – не менее 5000ч; для насосов работающих на загрязненной неагрессивной воде с содержанием механических примесей до 0,5% по массе и размером частиц до 0,2мм, - 2400ч.

Для подачи большого количества воды применяется насос ЦНС 500 – 1900 с подачей от 300 до 720м³/ч при напорах соответственно от 2020 до 1600м. В номинальном режиме при подаче 500м³/ч насос развивает напор 1875м. Приводом служит двигатель СТД – 4000 – 2 мощностью 4000кВт с частотой вращения 50с⁻¹.

Конструкция насосов типа ЦНС максимально унифицирована. Базовыми деталями насоса (см. рис. 10.3) являются: Рабочее колесо 1, направляющий аппарат 2, секция 3, защитная рубашка 4, крышка всасывания 5 и нагнетания 6.

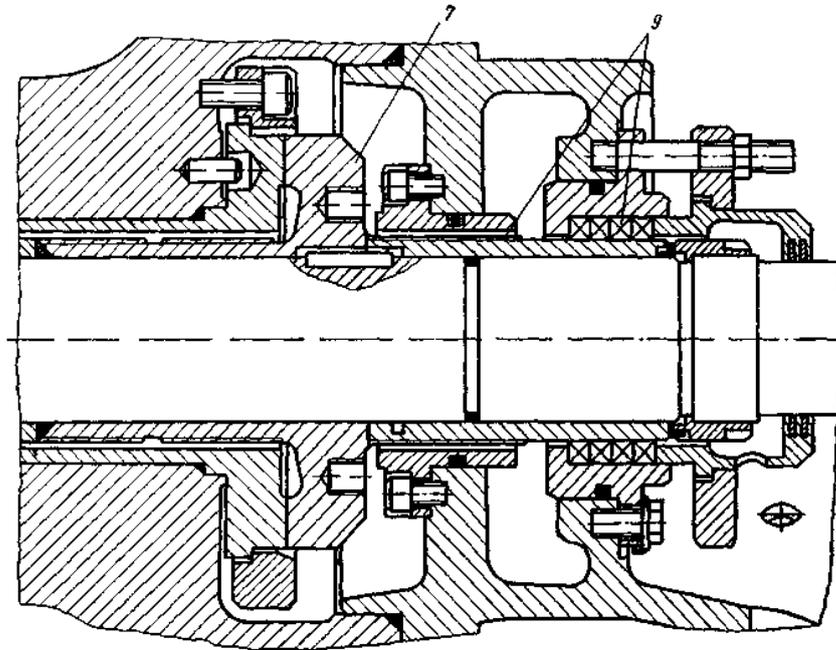


Рис 10.4 Схема узла гидроузелки

Различные напоры насосов достигаются в результате изменения числа ступеней: от 6 до 8 у насосов ЦНС 500 и от 8 до 16 у насосов ЦНС 180.

Детали в насосах для обеспечения высоких показателей надежности и долговечности изготавливают из хромистых сталей: рабочие колеса и направляющие аппараты – литые из стали 20Х13Л; секции, основные детали гидравлической разгрузочной пяты и защитные втулки вала-поковки – из стали 20Х13; вал-поковка – из стали 40ХФА; крышка всасывания – литая из чугуна СЧ 21 – 40; крышка нагнетания – литая из стали 25Л.

Секции насоса зажаты между всасывающей и нагнетательной крышками, которые стягиваются шпильками. Стыки секций уплотняются за счет контакта из уплотняющихся поясков и дополнительно за счет резиновых уплотнительных колец.

Переток воды между ступенями насоса ограничен передними и задними щелевыми уплотнениями рабочего колеса. Концевые уплотнения насоса комбинированные, при этом щелевое уплотнение предназначено для разгрузки сальникового. Осевое давление воспринимается разгрузочной пятой.

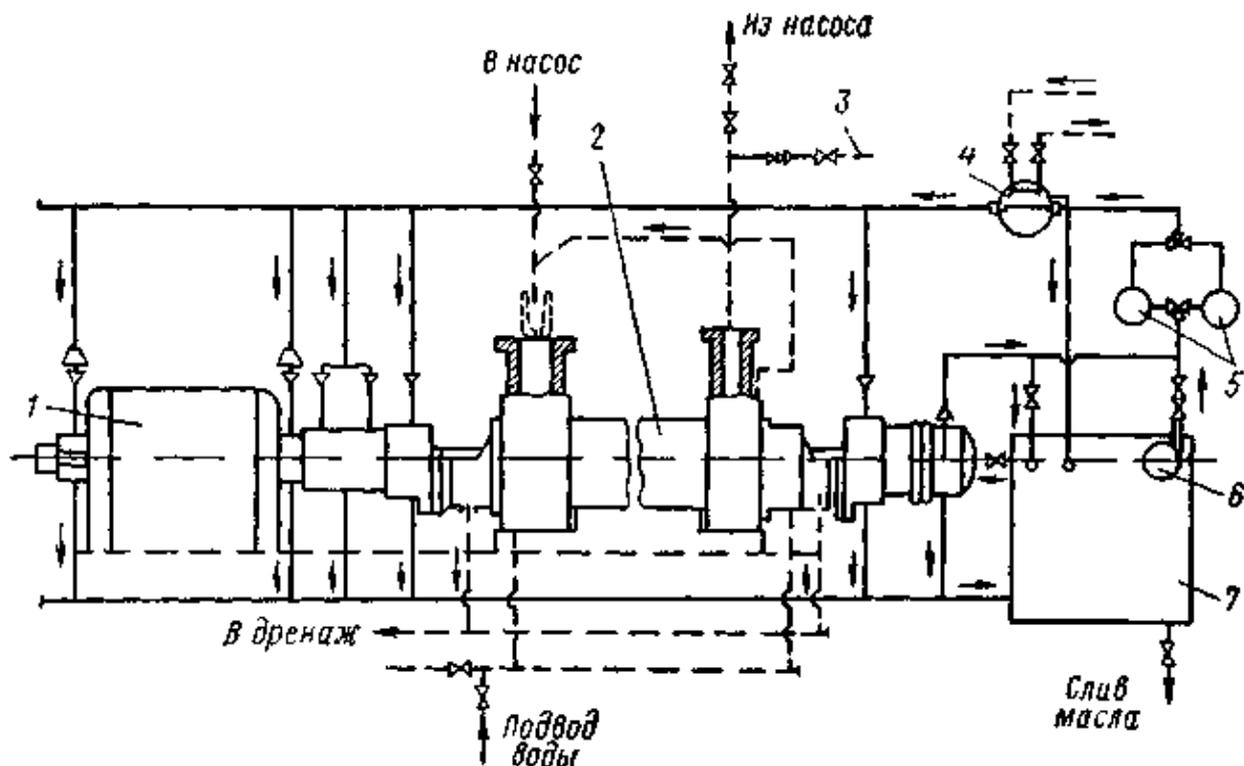


Рис 10.5 Схема установки насоса ЦНС

1 – электродвигатель; 2 – насос; 3 – линия возврата подаваемой воды на вход насоса; 4 – маслоохладитель; 5 – масляные фильтры; 6 – пусковой масляный насос; 7 – масляный бак

Опорами вала насоса служат подшипники скольжения с парой трения вала – баббит во втулке подшипника. Смазка подшипника – принудительная, масляная. Валы насоса и синхронного электродвигателя СТД соединены зубчатой муфтой. Система смазки и охлаждения узлов насосного агрегата предназначена для подачи турбинного масла для смазки и охлаждения подшипников насоса, электродвигателя, а также зубчатой муфты. Маслосистема включает пусковой и рабочий шестеренные насосы, бак, маслоотделитель, фильтр и арматуру. Масло охлаждается водой, подаваемой в змеевиковый маслоохладитель. Водой также охлаждаются сальники концевых уплотнений насоса

Система автоматики и контрольно-измерительных приборов контролирует режим работы узлов установки, сигнализации и защиты насосного агрегата.

Назначение, схема и устройство насосного блока БКНС

Насосы на нефтяных промыслах обычно располагаются в насосных станциях (первого и второго водоподъема, кустовых и нефтяных), представляющих собой закрытое капитальное помещение, в котором располагаются насосы и приводящие двигатели, аппаратура управления и контроля насосных агрегатов, электрическая высоковольтная и низковольтная аппаратура, а также бытовые помещения.

В настоящее время на нефтяных промыслах широкое распространение получили блочные насосные станции, блоки которых изготавливаются и комплектуются всем необходимым оборудованием на заводе. Предусматривают такие размеры блоков, которые позволяют транспортировать их по железным дорогам. На монтаж блочного оборудования затрачивают в 8—10 раз меньше времени, чем на сооружение капитального помещения.

Блочная кустовая насосная станция (БКНС) (рис. 10.6) состоит из следующих блоков: насосных, низковольтной аппаратуры, управления, гребенки и бытового. Каждый из блоков имеет фундаментную плиту, на которой монтируется весь комплекс оборудования и укрытие. Часть оборудования, например, некоторое высоковольтное, монтируется без укрытия, если это допускают условия его установки и эксплуатации, а также требования безопасности. БКНС комплектуются насосами ЦНС 180.

Подача блочных насосных станций с насосами ЦНС 180 достигает 17280 м³/сут.

Блоки БКНС имеют весь необходимый комплект трубопроводов и арматуры для монтажа оборудования. При монтаже обвязку БКНС соединяют с внешними коммуникациями.

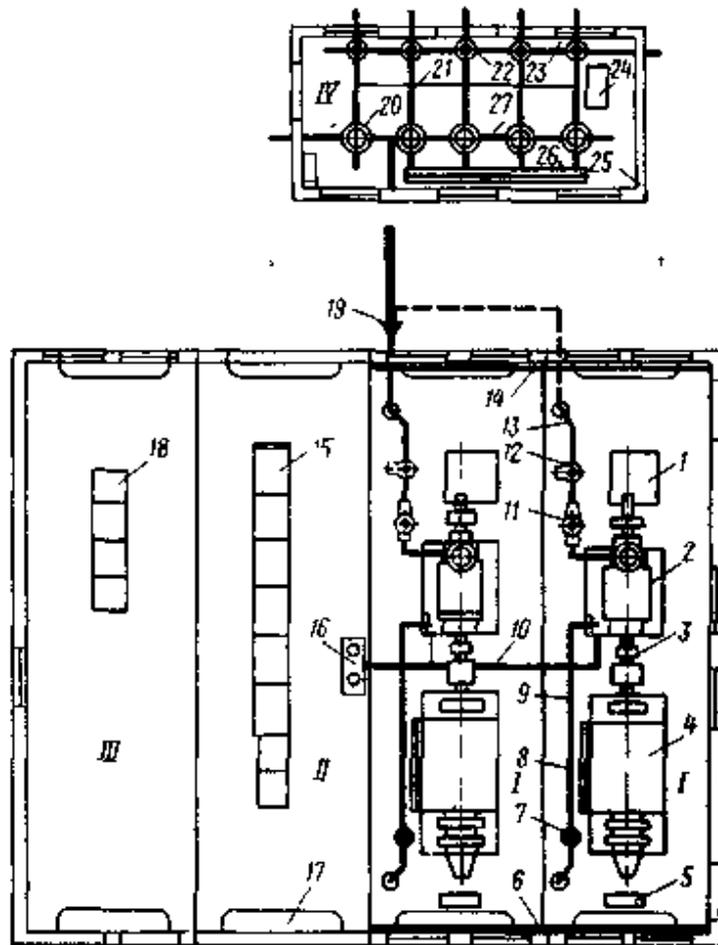


Рис. 10.6 План блочной кустовой насосной станции

I - насосные блоки; II - блок низковольтной аппаратуры; III - блок управления; IV - блок гребенки; 1 - бак маслосистемы; 2 - центробежный насос; 3 - зубчатая муфта; 4 - электродвигатель; 5 - пост местного управления; 6 - приемный коллектор; 7 - задвижка; 8 - колонка; 9 - всасывающий трубопровод; 10 - трубопровод дренажных вод; 11 - задвижка с электроприводом; 12 - обратный клапан; 13 - нагнетательный трубопровод; 14 - трубопровод отвода воды; 15 - щиты станции управления; 16 - бак для дренажных вод; 17, 25 - печи отопления; 18 - общестанционные щиты; 19 - переход; 20, 22 - вентили регулировочные; 21 - нагнетательные трубопроводы; 23 - сбросный коллектор; 24 - шкаф управления; 26 - шкаф дифманометров; 27 - нагнетательный коллектор

Схема системы ППД с использованием погружного центробежного электронасоса

Все увеличивающееся использование пластовых вод для нагнетания их в нефтяные пласты обусловило применение глубинных центробежных насосов,

не требующее трудоемких и дорогостоящих строительных работ. При этом отпадает необходимость в сооружении промежуточных и кустовых насосных, в водоочистных и водоподготовительных объектах, так как пластовые воды без дополнительной обработки могут нагнетаться в нефтеносные горизонты. Благодаря этому строительные работы значительно сокращаются.

Установки глубинных насосов для подъема и нагнетания пластовой воды имеют те же узлы, что и установки центробежных насосов с электроприводом для подъема из скважины воды (ЭЦВ) и нефти. Разница состоит лишь в параметрах и конструктивном исполнении узлов.

Общий состав оборудования и компоновка узлов установки для подъема и нагнетания пластовых вод показаны на рис. 10.7.

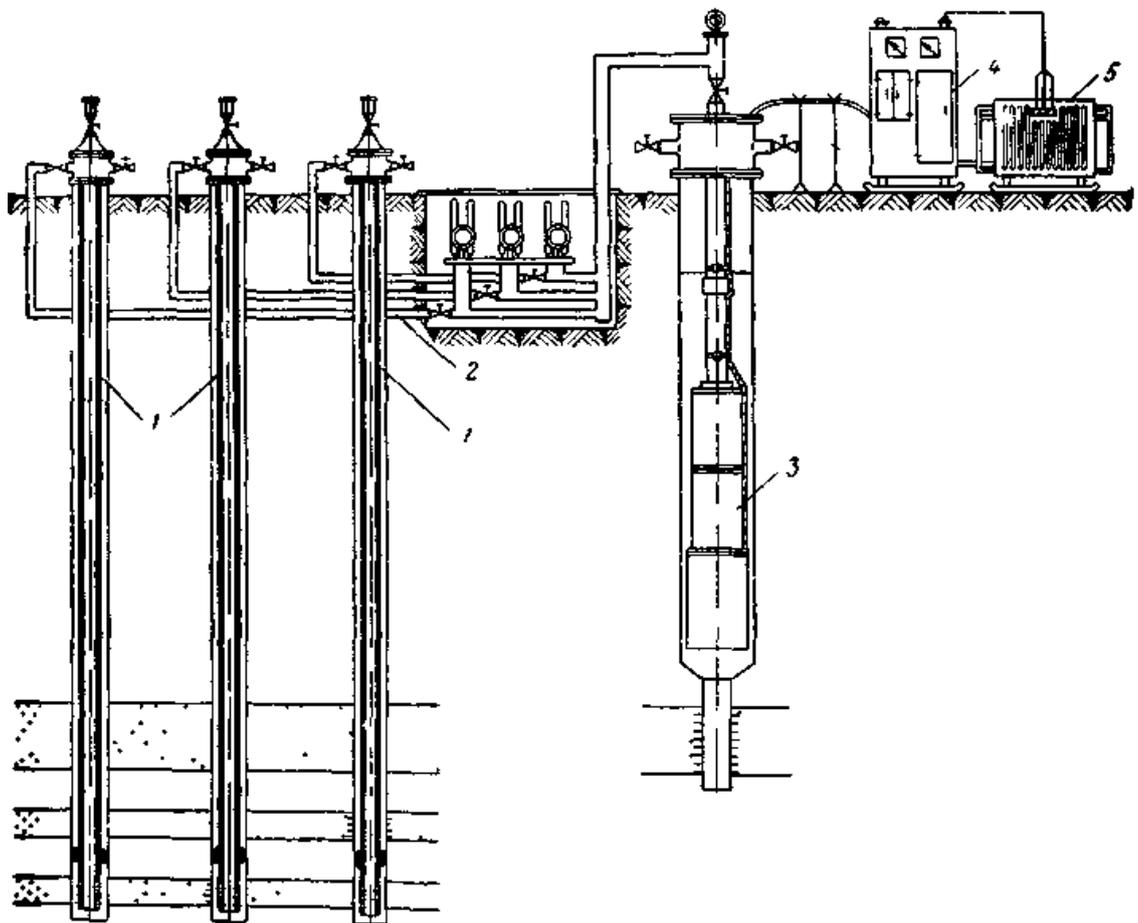


Рис. 10.7 Схема установки для подъема и нагнетания пластовых вод и подачи их к нагнетательным скважинам

Агрегат погружного центробежного насоса 3 отбирает из водоносного пласта воду, поднимает ее на поверхность и нагнетает далее по напорным тру-

бам 2 в нагнетательные скважины 1. На поверхности располагаются станция управления 4 и трансформатор 5.

11 КОМПРЕССОРЫ

Компрессоры представляют собой машины для сжатия и перемещения газообразных агентов, например, воздуха, кислорода, водорода, природного газа и т. п. (далее по тексту — газа). Они нашли широкое применение в народном хозяйстве, в том числе в нефтяной и газовой промышленности.

Области применения компрессоров в этих отраслях следующие:

- подъем пластовой жидкости на поверхность при компрессорном способе добычи нефти;
- закачка газа в нефтяные пласты с целью поддержания и восстановления пластового давления;
- закачка газа в подземные хранилища;
- освоение скважин после бурения и ремонта;
- подача воздуха в пневматические системы буровых установок;
- подача окислителя (воздуха) в нефтяные пласты при эксплуатации месторождений с применением внутрислоевого движущегося очага горения;
- сбор газа при эксплуатации нефтяных и газовых месторождений и подача его на головную компрессорную станцию;
- сжатие нефтяного газа в сепарационных установках;
- транспортирование газа по магистральным трубопроводам;
- подача воздуха в пневматические системы различных грузоподъемных, транспортных и других машин, приборов, инструментов и приспособлений, применяемых в нефти - и газодобыче;
- опрессовка трубопроводов, емкостей и т. п. в процессе испытания их на прочность и плотность;
- перемещение газа в установках заводов по переработке нефти и газа;
- удаление газа с целью создания в какой-либо полости вакуума;
- вентиляция с целью охлаждения оборудования и циркуляции воздуха в помещениях;

- теплопередача (в охлаждающих рубашках машин, подогревателях, холодильных установках).

Все компрессоры можно условно подразделить на два вида: динамические и объемные.

В динамических компрессорах газ сжимается путем увеличения его скорости и превращения кинетической энергии газа в энергию давления. В объемных компрессорах – в результате уменьшения объема рабочего пространства. К динамическим компрессорам относятся центробежные, осевые компрессоры и центробежные вентиляторы.

Центробежные компрессоры и вентиляторы по принципу действия и конструкции подобны центробежным насосам; осевой компрессор — осевому насосу. Конструктивные особенности динамических компрессоров в отличие от насосов связаны со сжимаемостью перемещаемой газовой среды (это свойство газа определяет конструктивные особенности и объемных компрессоров) и большими частотами вращения валов компрессоров (более 200 с^{-1}).

К объемным компрессорам, по аналогии с объемными насосами, относятся поршневые и роторные. Классификационным признаком поршневого компрессора является наличие в качестве рабочего органа поршня или плунжера. Принцип его действия подобен принципу действия поршневого насоса.

К роторным компрессорам относятся пластинчатые, жидкостно-кольцевые, коловратные, винтовые и некоторые другие типы компрессоров. В них, так же как и в роторных насосах, осуществляется вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена. Их конструкция и принцип действия аналогичны.

К компрессорам (компрессорным машинам) относятся собственно компрессоры, вентиляторы и вакуумные компрессоры.

В результате сжатия газа давление на выходе компрессора p_2 становится больше давления на входе в него p_1 . Отношение этих величин представляет собой степень повышения давления компрессором $\xi = p_2/p_1$.

Когда требуется обеспечить $\xi = 1 \dots 1,15$, применяются вентиляторы (вентиляторы практически не сжимают газ и поэтому их принцип действия мало от-

личается от принципа действия насоса). Для получения $\xi > 1,15$ применяют компрессоры. Для $\xi < 2,5 \dots 3$ — неохлаждаемые компрессоры, так называемые нагнетатели, воздуходувки, продувочные насосы.

Вакуумные компрессоры применяются для удаления газа из ограниченного пространства (сосуда, резервуара). Давление на выходе вакуумного компрессора обычно равно атмосферному, но в результате создания разряжения в сосуде или в резервуаре, степень повышения давления вакуумным компрессором может достигать больших значений, по сравнению с другими компрессорными машинами.

Принцип работы и термодинамические условия работы поршневого компрессора

Принципиальная схема поршневого компрессора (рис. 3.1) включает цилиндр 1, поршень 2, всасывающий 3 и нагнетательный 4 клапаны, шток 5 и кривошипно-шатунный механизм, состоящий из кривокопфа 6, шатуна 7 и кривошипа 8.

Рабочий процесс в поршневом компрессоре осуществляется за четыре этапа:

1 — расширение газа во вредном пространстве цилиндра компрессора (в клапанах и околосеклапанном пространстве, в зазоре между крышкой цилиндра и плоскостью AA , соответствующей крайнему положению поршня);

2 — всасывание (расширение и всасывание происходят при движении поршня от плоскости AA до плоскости BB на длине хода поршня s ; при этом всасывающий клапан открывается не сразу, а лишь после того, как газ, находящийся во вредном пространстве цилиндра, расширится, и его давление станет меньше давления во всасывающей линии, в этот момент откроется клапан 3, и газ начнет поступать в цилиндр компрессора);

3 — сжатие (происходит при движении поршня от плоскости BB до плоскости CC);

4 — нагнетание (происходит при движении поршня от плоскости CC до плоскости AA ; нагнетание газа в трубопровод начинается тогда, когда давление газа в цилиндре превысит давление в нагнетательной линии, в этот момент откроется клапан 4, и газ начнет поступать в трубопровод).

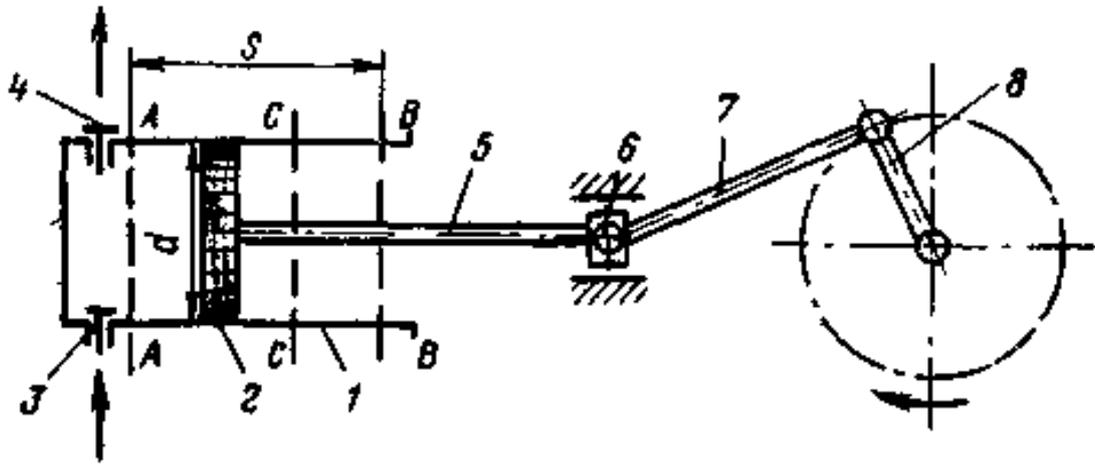


Рис11.1 Схема поршневого компрессора

Расширение и сжатие газа в компрессоре связаны с изменением его температуры и являются объектом изучения технической термодинамики.

Характер изменения объема газа зависит от условий теплообмена между газом, деталями компрессора и окружающей средой. В зависимости от этого сжатие или расширение могут происходить:

без теплообмена (адиабатический процесс); т. е. с нагревом газа при его сжатии или охлаждением газа при его расширении;

с частичным теплообменом (политропный процесс);

с полным теплообменом (изотермический процесс), т.е. с сохранением одной и той же, постоянной при сжатии и расширении, температуры газа.

Как видно из определений, адиабатический и изотермический процессы являются частными случаями политропического процесса.

Политропический процесс изменения состояния идеального газа удовлетворяет уравнению:

$$p \cdot V^m = const \quad (11.1)$$

где p – давление;

V – объем газа;

m – показатель политропы.

При адиабатических процессах m обозначается через k и называется показателем адиабаты и равен 1,67 для одноатомных газов, 1,4...1,41 для двухатомных и 1,2...1,3 для трех- и многоатомных газов.

При изотермическом процессе $m = 1$

Из условий работы поршневого компрессора видно, что процессы сжатия и расширения газа происходят в основном при политропическом процессе.

Изменение температуры газа можно определить, используя уравнение состояния идеального газа:

$$p \cdot V = R \cdot T, \quad (11.2)$$

где R – газовая постоянная;

T – абсолютная температура газа в цилиндре в °K

Для политропического процесса температура после сжатия равна

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (11.3.)$$

где T_2 – конечная температура газа после сжатия;

T_1 – начальная температура газа в °K

Индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса компрессора

При рассмотрении идеального цикла поршневого компрессора принимают следующие допущения:

1. Отсутствуют сопротивления движению потока газа (в том числе и в клапанах).
2. Давление и температура газа во всасывающей и нагнетательной линиях постоянны.
3. Давление и температура газа в период всасывания, так же как и в период выталкивания газа из цилиндра, не меняются.
4. Мертвое (вредное) пространство в цилиндре компрессора отсутствует.
5. Нет потерь мощности на трение и нет утечек газа.

Индикаторная диаграмма идеального цикла представлена на рис. 11.2. Процесс сжатия газа поршнем характеризуют кривые 1—2. При изотермическом процессе это будет кривая 1—2''', при адиабатическом 1—2'', а при политропическом 1—2 или 1—2'. Рассматривая политропический процесс 1—2, видим, что за этот период цикла, объем газа уменьшится с V_1 до V_2 , давление изменится от p_1 до p_2 , а температура — от T_1 до T_2 . Далее идет нагнетание газа в трубопровод 2—3. Давление и температура газа остаются в этот период неизменными (p_2 и T_2). Весь объем газа V_2 переходит в нагнетательный трубопровод. За период 3—4 в цилиндре снижается давление до давления во всасывающем трубопроводе (p_1) закрывается нагнетательный клапан и с началом движения поршня вправо открывается всасывающий клапан. Период всасывания характеризуется линией 4—1. Здесь давление и температура газа равны p_1 и T_1 , в цилиндр поступает объем газа, равный V_1 .

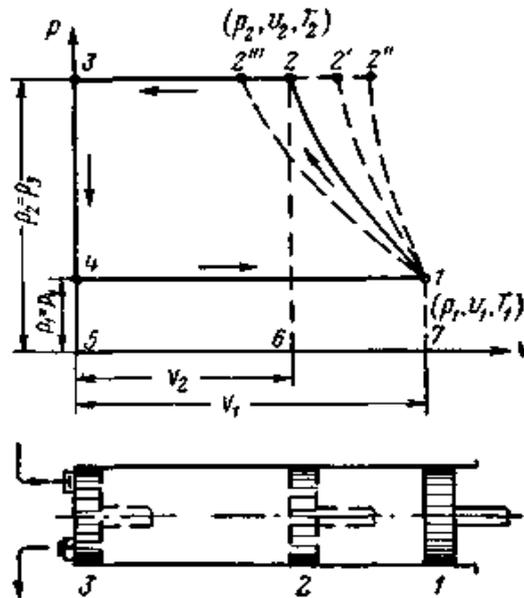


Рис 11.2. Индикаторная диаграмма идеального цикла компрессора простого действия

4—1. Здесь давление и температура газа равны p_1 и T_1 , в цилиндр поступает объем газа, равный V_1 .

Однако изотермический процесс трудно осуществить на практике, и компрессоры работают при политропическом или адиабатическом процессе.

Работа сжатия газа от давления всасывания p_1 до давления нагнетания p_2 в цилиндре компрессора за время одного цикла характеризуется площадью индикаторной диаграммы, ограниченной линиями, которые соединяют точки 1—2—3—4. В случае идеального процесса, когда исключены все непроизводительные потери энергии, затрачиваемая энергия равна полезной. Таким образом, индикаторная диаграмма в этом случае дает величину затрачиваемой и полезной работы.

При изотермическом процессе газ сжимается без нагрева и выходит с меньшей температурой, чем при адиабатическом или политропическом процессах.

Поскольку компрессор предназначен только для сжатия и перемещения газа, то повышение его температуры не является полезной для нас частью работы. Поэтому изотермический процесс (без нагрева газа) более выгоден. При этом процессе на сжатие газа от давления p_1 до давления p_2 затрачивается меньше энергии (см. рис. 3.2, площадь 1—2—3—4 наименьшая).

Работа на сжатие единицы массы газа в компрессоре

Работа идеального цикла компрессора ($L_{полн}$) равна сумме работы сжатия газа (L_1) и работы вытеснения газа в нагнетательный трубопровод (L_2) за вычетом работы, обусловленной энергией газа, имевшейся у него уже во всасывающем трубопроводе (L_3).

$$L_{полн} = L_1 + L_2 - L_3 \quad (11.4)$$

Работа сжатия газа от давления p_1 до давления p_2 характеризуется площадью индикаторной диаграммы, ограниченной линиями 1—2—6—7 (см. рис. 11.2). При политропическом процессе (см. термодинамику)

$$L_1^{пол} = \frac{1}{1-m} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) \quad (11.5)$$

При адиабатическом процессе:

$$L_1^{ад} = \frac{1}{1-k} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) \quad (11.6)$$

При изотермическом процессе:

$$L_1^{из} = 2,3 \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1} \quad (11.7)$$

Работа нагнетания (площадь 2—3—5—6):

$$L_2 = p_2 \cdot V_2 \quad (11.8)$$

Работа, совершаемая газом благодаря имеющейся у него энергии (площадь 1—4—5—7):

$$L_3 = p_1 \cdot V_1 \quad (11.9)$$

Тогда полная работа при политропическом процессе сжатия получится, если подставить формулы (3.5; 3.8; 3.9) в формулу (3.4)

$$L_{полн}^{пол} = \frac{1}{1-m} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) + p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = \frac{m}{m-1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1)$$

Учитывая, что при политропическом процессе $p_1 \cdot V_1^m = p_2 \cdot V_2^m$, последнее выражение примет вид:

$$L_{полн}^{пол} = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (11.10)$$

Аналогично получаем работу и при адиабатическом процессе

$$L_{полн}^{ад} = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (11.11)$$

А полная работа при изотермическом процессе сжатия получится, если подставить формулы (3.7; 3.8; 3.9) в формулу (3.4)

$$L_{полн}^{изот} = 2,3 \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1} + p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$$

или, так как в изотермическом процессе $p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$ имеем окончательно:

$$L_{полн}^{изот} = 2,3 \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1} \quad (11.12)$$

В этих формулах p_1 – начальное давление в Н/м^2 , p_2 – конечное давление в конце процесса сжатия, V – удельный объем газа в $\text{м}^3/\text{кг}$, L – удельная работа в Нм/кг

Индикаторная диаграмма реального рабочего процесса компрессора

Реальный цилиндр компрессора отличается от идеального прежде всего наличием вредного пространства. В этом пространстве остается некоторый объем сжатого газа после окончания процесса вытеснения его в нагнетательный трубопровод. В реальном компрессоре пространство это обусловлено полостью цилиндра, ограниченной с одной стороны его торцом, а с другой — торцом и уплотнениями поршня (см. рис. 3.1, объем от торца цилиндра до сечения AA), полостями клапанной коробки и каналов у всасывающего и нагнетательного клапанов.

Вторым отличием является изменение давления, объема и температуры газа из-за затрат энергии на преодоление сопротивлений потоку газа в клапанах и каналах и непостоянного режима теплообмена газа в результате контакта с окружаю-

щими его деталями и смещения газа, поступающего в цилиндр, с газом, заполняющим вредное пространство.

Рассмотрим подробнее реальный рабочий цикл компрессора. Процесс сжатия газа в цилиндре соответствует линии $1-2$ на индикаторной диаграмме (рис. 11.3). В начальный момент сжатия относительно холодный газ получает тепло от нагретого цилиндра, вследствие чего процесс идет с подводом тепла к газу, и политропа отклоняется вправо от политропы идеального процесса (пунктирная линия). В конце процесса сжатия газа температура его повышается и становится

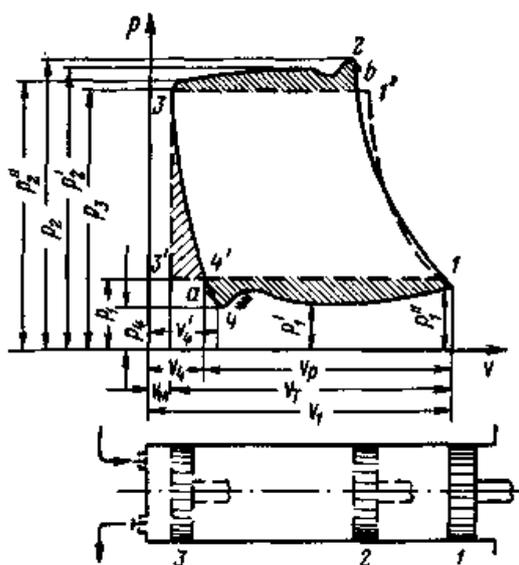


Рис. 11.3 Индикаторная диаграмма реального цикла компрессора простого действия

больше температуры цилиндра и клапанов, и процесс сжатия идет с отводом тепла от газа. Политропа на этом участке отклоняется влево от политропы идеального процесса. Эти явления приводят к тому, что показатель реальной политропы процесса сжатия газа становится переменным, и расчет процесса надо вести по условному эквивалентному показателю политропы.

Понижение давления в цилиндре против давления во всасывающей линии (см. рис. 11.3, точка 1), в начале сжатия обусловлено сопротивлением потоку газа во всасывающем клапане. Повышение давления против давления в нагнетательном трубопроводе (точка 2) в конце сжатия обусловлено усилиями, затрачиваемыми на открытие нагнетательного клапана (сопротивление пружин клапана и инерция масс деталей клапана, приводимых в движение при его открытии).

Процесс нагнетания соответствует линии $2-3$. Повышенное, против идеального процесса, давление нагнетания обуславливается сопротивлениями потоку газа в нагнетательном клапане и подводящих каналах. Некоторая волнистость линии нагнетания обуславливается непостоянством сопротивлений пото-

ку газа из-за изменений скоростей поршня и газа, пульсацией давления в газопроводе и вибрацией клапанных пластин.

За процессом нагнетания в реальном цилиндре идет процесс расширения газа, оставшегося в мертвом (вредном) пространстве под давлением p_2'' (линия 3—4). Объем вредного пространства V_m . Газ расширяется, снижая давление от p_2'' до p_4 и увеличивая свой объем до V_4 . При этом поршень движется вправо. Процесс расширения заканчивается при открытии всасывающего клапана. Давление в цилиндре при этом будет ниже, чем во всасывающем трубопроводе, за счет усилий, затрачиваемых на открытие всасывающего клапана.

Процесс расширения газа идет вначале с отбором тепла от сжатого газа, а затем с подводом тепла к газу, и потому показатель политропы будет не постоянен (так же как и при сжатии газа).

За процессом расширения идет всасывание газа (линия 4—1).

Давление в цилиндре при этом будет ниже давления в подводящем трубопроводе за счет сопротивления движению потока газа в клапане и каналах.

Колебание давления всасывания в цилиндре обусловлено теми же явлениями, которые наблюдаются и при нагнетании газа.

Работа, затрачиваемая на сжатие газа, в реальном цикле определяется площадью индикаторной диаграммы 1—2—3—4 (см. рис. 11.3). Сняв с цилиндра работающего компрессора индикаторную диаграмму, измеряют ее площадь (планиметром) и при известном масштабе объема и давления находят индикаторную работу ($L_{\text{инд}}$).

Работа, затрачиваемая на сжатие газа в объем вредного пространства (см. рис. 3.3, площадь 3—3'—4'), возвращается при его расширении и в измеряемую площадь не входит. При расширении газ давит на поршень, за счет чего и возвращает накопленную энергию.

Работа $L_{\text{инд}}$ включает заштрихованные участки 1'—2—3 и 1—4'—4. Эти участки увеличивают работу, затрачиваемую в полном реальном цикле, по сравнению с работой в идеальном цикле.

12 ПОДАЧА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Подачей компрессора называют объем или массу газа, проходящего за единицу времени по линии всасывания или линии нагнетания компрессора. Расход газа на нагнетании всегда меньше, чем на всасывании, за счет утечек газа через неплотности.

Объемный расход газа обычно приводится к условиям всасывания (к давлению и температуре во всасывающей линии), нормальным (или стандартным) условиям (давление 1013,25 ГПа и температура 293,15°К).

Потребителя интересует обычно количество газа, подаваемого ему от компрессора, приведенное к нормальным или стандартным условиям. Иногда эту подачу называют коммерческой.

Подача компрессора с одним цилиндром одинарного действия (см. рис. 11.3)

$$V = \lambda \cdot V_T \cdot n \quad (12.1)$$

где λ - коэффициент подачи, зависящий от многих факторов;

V_T - объем описываемый поршнем за ход в одну сторону;

n - число двойных ходов поршня в минуту (с возвращением в исходное положение).

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \lambda_o \cdot \lambda_\Gamma \cdot \lambda_T \cdot \lambda_p \quad (12.2)$$

где коэффициенты: λ_o - объемный, λ_Γ - герметичности, λ_T - температурный и λ_p - давления.

Объемный коэффициент отражает степень полноты использования объема цилиндра:

$$\lambda_o = 1 - a \cdot \left(\xi^{\frac{1}{m}} - 1 \right) \quad (12.3)$$

Здесь коэффициент ξ равен отношению давления в конце нагнетания к давлению в начале всасывания, а коэффициент $a = V_m / V_T$, то есть он является

относительной величиной мертвого пространства. Коэффициент m – показатель политропы.

Коэффициент герметичности λ_{Γ} это функция подачи компрессора от запаздывания закрытия клапанов, негерметичности уплотнений зазора между поршнем и цилиндром, уплотнений штоков у цилиндров двойного действия, негерметичности соединений рабочих каналов. Коэффициент герметичности обычно принимается в пределах 0,95...0,98.

Температурный коэффициент λ_T отражает влияние нагрева газа при всасывании за счет теплообмена с горячими стенками цилиндра и каналов. При нагреве увеличивается объем газа, находящегося в цилиндре, и уменьшается полезный объем газа, поступающего в цилиндр из всасывающего патрубка.

Температурный коэффициент зависит от степени сжатия газа, поскольку от этого зависят температура нагнетаемого газа и температура стенок каналов и цилиндра. Ориентировочно температурный коэффициент можно найти с помощью следующего выражения:

$$\lambda_T = 1 - 0,01 \cdot (\xi - 1) \quad (12.4)$$

Коэффициент давления λ_p учитывает снижение подачи компрессора за счет уменьшения давления газа в цилиндре при всасывании по сравнению с давлением во всасывающем патрубке. В результате этого снижения давления газ расширяется, и в цилиндр входит меньше его количество. На подачу влияет уменьшение давления не в начале, а в конце периода всасывания. Коэффициент давления обычно находится в пределах 0,95...0,98.

Многоступенчатое сжатие

При необходимости сжимать газ до давления, превышающего 0,4...0,7МПа по манометру, применяют многоступенчатое сжатие, сущность которого состоит в том, что процесс сжатия газа разбивается на несколько этапов или ступеней. *В каждой из этих ступеней газ сжимается до некоторого промежуточного давления и перед тем как поступать в следующую ступень, охлаждается в межступенчатом холодильнике.* В последней ступени газ дожимается до конечного давления. В современных компрессорах высокого давления число ступеней сжатия достигает семи.

Причины, заставляющие применять многоступенчатое сжатие, следующие:

- выигрыш в затраченной работе;
- ограничение температуры конца сжатия;
- более высокий коэффициент подачи

Как было сказано выше, работа адиабатического сжатия значительно превышает работу изотермического сжатия. При увеличении, степени сжатия это расхождение быстро увеличивается. Значительное увеличение давления газа в одном цилиндре приводит к тому, что самое тщательное охлаждение цилиндра не приближает процесс сжатия к изотермическому, и он становится близок или практически идентичен адиабатическому процессу. Это устанавливает предел повышения давления в одном цилиндре компрессора.

Для уменьшения работы сжатия применяется ступенчатое сжатие газа с охлаждением его в охладителях, расположенных между ступенями компрессора.

В результате охлаждения газа устраняется и другая причина, обуславливающая применение ступенчатого сжатия, это недопустимое повышение температуры газа при большой степени повышения давления одноступенчатым компрессором. Температура на этапе сжатия газа не должна достигать значений, при которых происходит изменение свойств компрессорного масла. С повышением температуры газа вязкость масла уменьшается, ухудшаются условия смазки, и увеличивается износ трущихся деталей компрессора. При достижении температур порядка 180...200°C масло разлагается, в результате чего поверхности деталей цилиндра компрессора и нагнетательная линия покрываются нагаром. Это ухудшает охлаждение компрессора и нарушает его нормальную работу (увеличивается трение между поршневыми кольцами и цилиндром, возможны поломки колец и задиры поверхности цилиндра, ухудшается работа клапанов, возникает опасность самовозгорания и взрыва в нагнетательной линии).

В одной ступени компрессора можно достичь только определенных значений $\xi = p_1 / p_2$. Так чрезмерное повышение ξ может привести к значительному уменьшению коэффициента подачи и, следовательно, к уменьшению произво-

дительности компрессора. Предельный случай, когда компрессор перестает перемещать газ, будет при $\lambda_0 = 0$. При этом критическое значение ξ , исходя из формулы (12.5),

$$\xi = \left(\frac{1}{a} + 1\right)^m \quad (12.5)$$

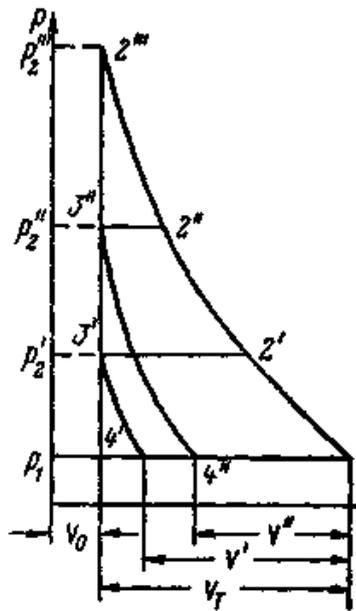


Рис 12.1 График зависимости объема всасывания от давления нагнетания

Так при $a = 0,1$ и показателе политропы $m = 1,2$ критическое значение $\xi = 17,8$ компрессор будет работать вхолостую. Это объясняется тем, что при достижении определенных давлений p_2 по сравнению с p_1 газ содержащийся в мертвом пространстве, при расширении будет заполнять весь объем цилиндра. При этом не будет происходить процесса всасывания, а следовательно, и нагнетания.

На рис. 12.1. приведена диаграмма $p—V$, иллюстрирующая зависимость всасывающих объемов от давления нагнетания p_2 при $p_1 = \text{const}$.

Из этой диаграммы следует, что увеличение давления нагнетания до p_2'' приводит к уменьшению объема всасываемого газа до V'' . При повышении давления нагнетания до p_2''' объем всасываемого газа становится равным нулю. Процесс сжатия и расширения газа в этом случае характеризуется кривой $1'—2'''$.

Указанные причины ограничивают степень повышения давления одной ступени компрессора значением $\xi = 4...5,5$.

Индикаторная диаграмма двухступенчатого компрессора

На рис. 12.2 показана индикаторная диаграмма идеального рабочего процесса в двухступенчатом компрессоре.

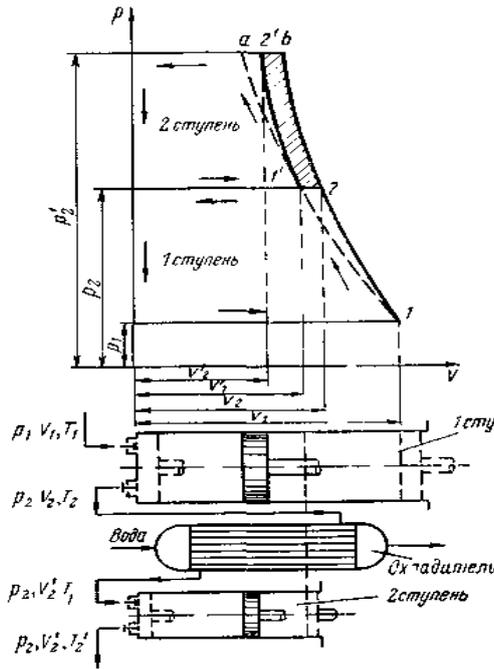


Рис. 12.2 Индикаторная диаграмма идеального цикла двухступенчатого сжатия

В первой ступени сжатие происходит так же, как и в одноступенчатом компрессоре. Когда газ из первой ступени подается в охладитель во второй, осуществляется этап всасывания газа после охладителя. Подача газа второй ступенью происходит при закрытом всасывающем клапане этой ступени. Температура газа, поступающего после сжатия из первой ступени в охладитель, понижается в нем до температуры газа на входе в первую ступень компрессора T_1 (пунктирная линия $1—a$ соответствует изотермическому процессу сжатия газа). Таким образом, состояние газа после охладителя соответствует сжатию его в первой ступени по изотермическому процессу. Изобарический процесс, т. е. процесс, протекающий при постоянном давлении (линия $2—1'$), характеризуется охлаждением газа при его движении от первой до второй ступени компрессора через охладитель. Этапу сжатия во второй ступени соответствует линия $1'—2'$.

При одноступенчатом сжатии без промежуточного охлаждения этому процессу соответствует линия $1—b$. Таким образом, в двухступенчатом компрессоре работа сжатия газа меньше работы сжатия газа в одноступенчатом компрессоре на величину площади $2—b—2'—1'$ индикаторной диаграммы.

Работа сжатия газа в двухступенчатом компрессоре:

$$L = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] + \frac{m}{m-1} \cdot p_2 \cdot V_1' \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Если температура газа после охладителя становится равной температуре газа на входе в первую ступень компрессора, то $p_2 \cdot V_1' = p_1 \cdot V_1$. Тогда

$$L = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 2 \right] \quad (12.6)$$

Анализируя формулу (12.6) можно, в конечном счете, получить, что для компрессора с z ступенями

$$\xi_1 = \xi_2 = \dots = \xi_z = \sqrt[z]{\xi} \quad (12.7)$$

Уравнение 12.7 соответствует сжатию газа с наименьшей затратой работы, при этом степени повышения давления каждой из ступеней компрессора равны между собой и температура на выходе из компрессора имеет наименьшее значение.

В зависимости от ξ применяются компрессоры с числами ступеней z :

$\xi \leq 7$	5...30	13...150	35...400	150...1100
$z = 1$	2	3	4	5...7

При реальном процессе работа сжатия увеличивается за счет потерь мощности в клапанах, недостаточного охлаждения газа, изменения свойств газа при сжатии и других факторов. Практически реальный рабочий процесс ступенчатого сжатия соответствует идеальному рабочему процессу.

Мощность и коэффициент полезного действия поршневого компрессора

Мощность привода компрессора складывается из индикаторной мощности сжатия ($N_{инд}$), мощности, затрачиваемой на механические потери в механизмах компрессора ($N_{м1}$) и передачах от привода к компрессору ($N_{м2}$), и мощности ($N_{всп}$), затрачиваемой на привод вспомогательных устройств (например, насосов системы смазки).

Таким образом, общая мощность привода равна

$$N = N_{инд} + N_{м1} + N_{м2} + N_{всп} \quad (12.8)$$

Индикаторная мощность (кВт), затрачиваемая на сжатие газа, определяется по удельной индикаторной работе ($L_{инд}$):

$$N_{инд} = \frac{L_{инд}}{1000 \cdot t} \quad (12.9)$$

где t время в с

Индикаторная работа определяется в зависимости от характера процесса сжатия (изотермический, адиабатический или политропический) как сумма индикаторных мощностей всех ступеней компрессора.

Мощность $N_{м1}$, затрачиваемая на механические потери в компрессоре, складывается из потерь мощности в опорах скольжения или качения, в местах трения в уплотнительных устройствах и у поршня.

Потери мощности $N_{м1}$ учитываются механическим к.п.д. $\eta_{м1}$ который колеблется в пределах 0,9...0,93 для вертикальных компрессоров, 0,88...0,92 для горизонтальных компрессоров и 0,8...0,85 для небольших горизонтальных компрессоров. Потери мощности в передаче $N_{м2}$ учитываются механическим к.п.д. $\eta_{м2}$, который равен 0,9...0,95 для ременной передачи и 0,85...0,92 для зубчатой. Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов $N_{всп}$, определяется в зависимости от типа механизма и учитывается к.п.д. $\eta_{всп}$. Мощность привода выбирают с запасом на 10...12% мощности компрессора.

Охлаждение компрессора

При сжатии воздуха и газов неизбежно выделяется большое количество тепла. Если это тепло будет уноситься с сжимаемым газом, то будет происходить адиабатический процесс сжатия. Ранее показывалось, что для такого процесса необходимо затратить работу большую, чем при изотермическом или политропическом сжатии. Поэтому для того, чтобы сделать компрессор более экономичным, предусматривают принудительное охлаждение. Чаще оно бывает водяным, иногда воздушным. В одноступенчатых компрессорах делают охлаждение цилиндров компрессора, в многоступенчатых, кроме того, охлаждают газ в промежуточных холодильниках.

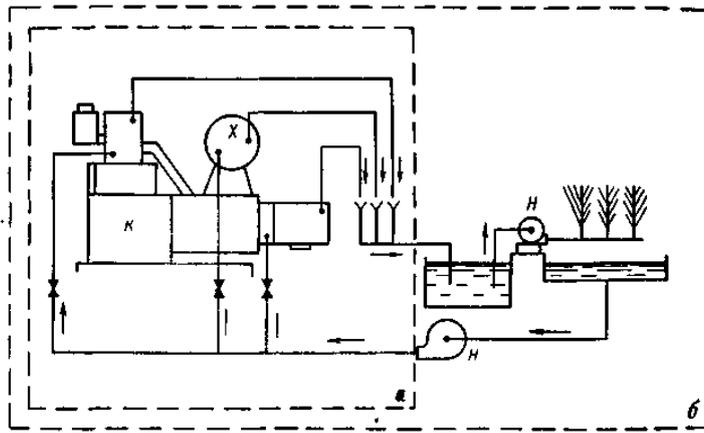


Рис. 12.3 Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

В цилиндрах удается отвести небольшое количество тепла; главным образом здесь отводится тепло, выделенное при трении в поршневых кольцах и сальнике. Здесь основная цель охлаждения — снижение температуры стенок цилиндра с тем, чтобы улучшить условия смазки. Основное количество тепла отнимается у газа в промежуточных холодильниках.

Часто после компрессора устанавливают конечные холодильники. Эти холодильники на процесс сжатия не влияют, и их предусматривают, исходя из требований техники безопасности и технологических нужд — для охлаждения газа и отделения от него влаги и масла. Расход воды, необходимый для этих холодильников, мы в дальнейшем не учитываем.

Вода, поступающая в холодильник, может идти по проточной системе при достаточном ее количестве или по замкнутой. В последнем случае воду, нагретую в холодильнике, необходимо охлаждать. На рис. 3.7 показаны системы охлаждения проточная (а) и циркуляционная (б) с брызгальным бассейном. Вода подается для охлаждения цилиндров первой и второй ступеней компрессора (К) и в холодильник (Х). Нагретая вода направляется в сборный бассейн. При циркуляционной системе вода нагнетается насосом (Н) к местам охлаждения, а в брызгальном бассейне в систему разбрызгивания. Капли и струи воды охлаждаются воздухом, и охлажденная вода собирается во втором бассейне.

Охлаждение воды разбрызгиванием сопровождается большим уносом воды и для своего устройства требует больших площадей. Поэтому в некоторых случаях для охлаждения применяются градирни — деревянные башни с решетчатыми перекрытиями. Вода поступает в башню сверху и стекает, разбиваясь на капли. Встречный поток воздуха охлаждает воду.

Открытые системы охлаждения воды приводят к значительному испарению воды, повышению концентрации солей и отложению их на стенках трубопроводов. В закрытой системе циркуляции воды этого недостатка нет.

Принцип расчета системы охлаждения

Детали компрессора и сжимаемый газ охлаждаются водой или воздухом. Основным охлаждаемым узлом в компрессоре является цилиндр. Здесь отводится теплота, получаемая в результате сжатия газа, от трения поршневых колец о поверхность цилиндра и штока в сальнике. Газ охлаждается в охладителях, расположенных между ступенями компрессора.

Количество теплоты Q_1 , отводимой от сжатого газа в единицу времени в межступенчатом охладителе,

$$Q_1 = G \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (12.10)$$

где G – массовая подача ступени компрессора;

C_p – массовая теплоемкость газа при постоянном давлении;

T_1 и T_2 – температура газа соответственно на выходе из цилиндра после сжатия и на входе в следующую ступень после охладителя.

Количество теплоты Q_2 , отводимой от цилиндра компрессора в единицу времени, обычно принимается равным 0,7 от мощности, затрачиваемой на механические потери $N_{м1}$:

$$Q_2 = 0,7 \cdot N_{м1} \quad (12.11)$$

Количество воды W для отвода теплоты $Q_1 + Q_2$ в единицу времени:

$$W = \frac{Q_1 + Q_2}{c_v \cdot (T_{в2} - T_{в1})} \quad (12.12)$$

где c_v – удельная теплоемкость воды;

$T_{в2}$ и $T_{в1}$ – температура воды соответственно на выходе из охладителя и на входе в него.

Величину ΔT определяют таким образом, чтобы температура охлаждающей воды не превышала 30...45°C, так как при температуре больше 45°C начинается повышенное выпадение солей, загрязняющих поверхности теплообмена, и чтобы скорость воды была не меньше 1,0...1,5 м/с (иначе будет происходить быстрое заиливание поверхностей теплообмена).

Применяются различные типы межступенчатых охладителей – многотрубные, ребристые, змеевиковые, типа «труба в трубе», оросительные и другие. Определение площади поверхности охладительного устройства представляют собой сложную задачу, так как должны быть учтены многие факторы: степень влажности газа, скорость газа, теплопроводность газа в зависимости от его температуры и давления, плотность газа, коэффициент теплообмена в прямой и изогнутой трубе, оребренность труб и т.д.

Поверхность охлаждения устанавливается по допускаемым скоростям проходных сечений и числа труб в пачке, а затем по количеству теплоты, которое должно быть отобрано, рассчитывается длина трубного пучка. Если длина труб получается неприемлемой, расчет повторяют, изменяя скорости движения газа, диаметр труб и другие параметры охладителя.

13 СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

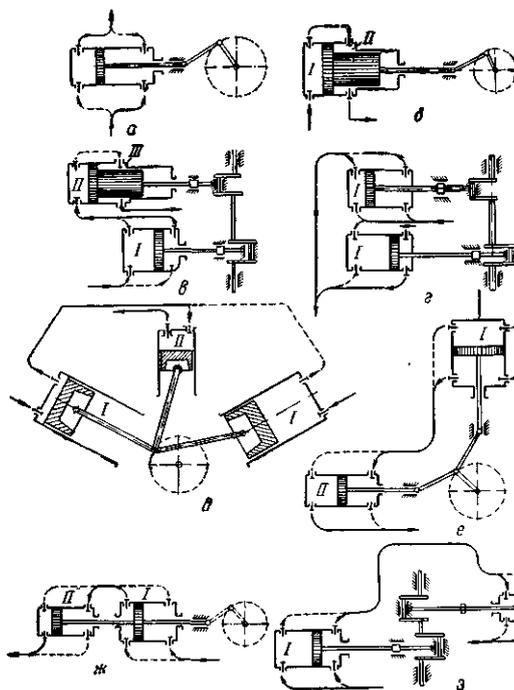


Рис. 13.1 Схемы поршневых компрессоров

На рис. 13.1 была представлена схема простейшего компрессора с одним цилиндром одинарного действия, (рабочая камера цилиндра находится с одной стороны поршня). В реальном компрессоре таких цилиндров имеется несколько, со сдвинутым по времени циклом работы одного цилиндра по отношению к другому. Этим достигается равномерность загрузки двигателя при повороте его вала на один оборот.

В промышленности применяется большое число компрессоров с несколькими ступенями сжатия. В этом случае схема компрессора усложняется. На рис. 3.8 показано несколько таких схем. Римскими цифрами обозначены ступени сжатия газа. В схемах характерно: 1) расположение цилиндров под углом друг к другу (схемы *д, е*), что позволяет экономить площадь, занимаемую компрессором, и достигать лучшей загрузки двигателя; 2) использование не только полости цилиндра перед поршнем, но и со стороны приводного штока (цилиндр двойного действия — схемы *а, б, в, г, е, ж, з*). Это вызывает необходимость иметь уплотнение штока, но дает лучшее использование цилиндра; 3) расположение цилиндров друг против друга в одной плоскости (схема *з*), что позволяет лучше уравновесить инерционные силы, возникающие от движущихся масс компрессора.

Значительное разнообразие в схемы установок вносит тип привода компрессора. В основном применяются компрессоры с приводом от электродвигателя, через клиноременную передачу, и с приводом от двигателя внутреннего сгорания, встроенного в конструкцию компрессора.

Основные узлы и детали компрессора

Цилиндры компрессора для давления до 6 МПа изготавливаются литыми из чугуна, для давления до 15 МПа и более – литыми или кованными из стали. Цилиндры компрессоров с воздушным охлаждением имеют ребра на внешней поверхности, с водяным охлаждением – полости для охлаждающей воды (охлаждающие рубашки). Цилиндры могут иметь сменные втулки из износостойкого чугуна. Рабочая поверхность цилиндра должна быть хорошо обработана, иметь низкую шероховатость и высокую износостойкость.

Поршни компрессоров имеют различное исполнение. Это связано с тем, что в компрессоре большое значение имеют массы движущихся деталей: с увеличением массы увеличиваются силы инерции. Поэтому поршни больших диаметров изготавливают полыми (тронковые поршни, рис. 13.2). Такой поршень цилиндра одинарного действия состоит из корпуса 1 поршневых уплотнительных колец 2, маслоъемных

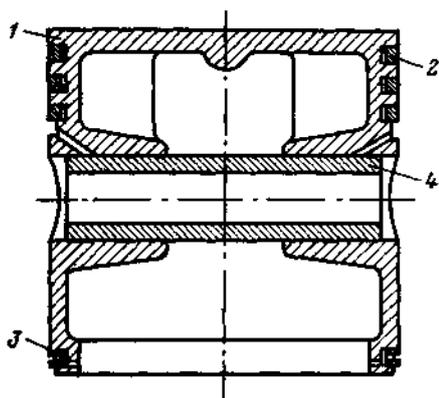
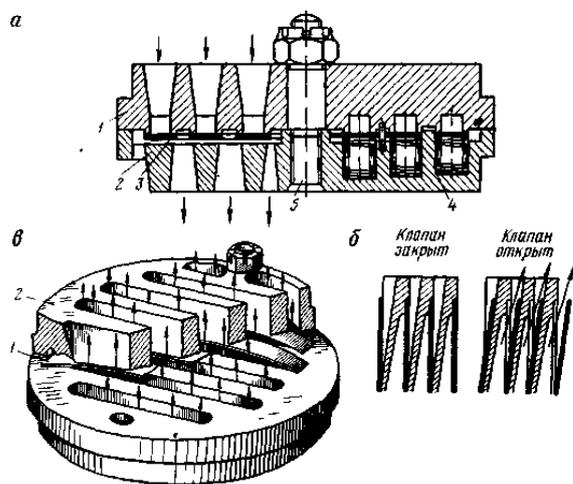


Рис. 13.2 Поршень компрессора колец 3, препятствующих попаданию масла в полость сжатия, и пальца 4 для соединения с головкой шатуна в безкрейцкопфных компрессорах (см. рис.3.8, д). Кроме того, поршни могут быть дисковыми (закрытого типа), ступенчатыми (дифференциального типа) – для работы в цилиндрах различного диаметра, и других конструктивных исполнений. Материалом для поршней служат алюминиевые сплавы, чугун СЧ 24-44 или СЧ 28-48 и сталь. Поршневые кольца делают пружинящими с разрезом. Кольца делают из высококачественного перлитного чугуна.

В компрессорах без смазки цилиндров имеются опорные кольца, исключаящие трение корпуса поршня о цилиндр, и уплотнительные поршневые кольца, обеспечивающие длительную работу при трении о цилиндр без смазки. Кольца в этом случае изготавливаются из пластмасс (фторопласт с коксом, графитофторопласты).

Клапан служит для пропуска газа в одну сторону и исключения движения его в обратном направлении. Основными требованиями к клапану являются: плотность в закрытом состоянии, своевременное открытие при малом усилии и своевременное закрытие, малое сопротивление потоку газа и износостойчивость.



В большинстве конструкций компрессоров применяют самодействующие всасывающие и нагнетательные клапаны, которые изготавливаются четырех типов: К – кольцевой – запорное устройство выполнено в виде кольца, расположенного перпендикулярно к направлению потока газа в клапане (рис. 13.3, а); Д – дисковый – запорное устройство выполнено в виде диска, снабженного дуговыми окнами для прохода газа, расположенного перпендикулярно к направлению потока газа в клапане; П – прямоточный – запорное устройство выполнено в виде пластины, расположенной параллельно направлению потока газа в клапане (рис. 13.3, б); Л – ленточный – запорное устройство выполнено в виде прямоугольной полосы или пластины с одним или несколькими параллельными окнами для прохода газа, расположенной перпендикулярно к потоку газа в клапане (рис. 13.3, в).

Рис. 13.3 Клапаны поршневых компрессоров. а – кольцевой; б – прямоточный; в – ленточный; 1 – седло; 2 – ограничитель подъема запорного устройства; 3 – запорное устройство; 4 – пружина; 5 – стяжной болт

Прямоточные и ленточные клапаны используются при разности давлений на клапан не более 4 МПа, а кольцевые и дисковые – при разности давлений до 40 МПа.

В кольцевом и дисковом клапанах запорное устройство 3 прижимается пружинами 4, расположенными в ограничителе подъема запорного устройства 2, к седлу клапана 1.

Прямоточные и ленточные клапаны не имеют пружин; запорное устройство, перекрывающее проходное сечение клапана, само обладает пружинящими свойствами и в результате разности давлений отгибается и открывает проходное сечение.

Кроме клапанов указанных типов применяются тарельчатые клапаны (запорное устройство выполнено в виде тарелки), клапаны с различными модификациями запорного устройства, комбинированные клапаны (объединяют в себе всасывающий и нагнетательный клапаны).

Седла и ограничители подъема изготавливаются в зависимости от давления в цилиндре компрессора из чугуна, стали, алюминиевых сплавов. Запорные устройства кольцевых и дисковых клапанов изготавливаются из износостойкой легированной стали с большой ударной вязкостью, подвергаются термической обработке, шлифуются и притираются по седлу клапана. Запорные устройства прямоточных и ленточных клапанов, а также пружины изготавливаются из пружинной стали.

Уплотнительные устройства в компрессоре предназначаются для герметизации полости цилиндра у штока, вывода вала приводящего двигателя, штока регулятора вредного пространства цилиндра. В последних двух случаях используются уплотнения из мягкого материала, резиновые уплотнительные манжеты. Уплотнительные устройства штоков выполняются с уплотнениями из различных материалов. На рис. 13.4 *a* показано уплотнительное устройство штока с плоскими чугунными кольцами в качестве уплотнений. Сила, с которой газ прижимает кольца к штоку, является результатом разности давлений в уплотнительном устройстве и зазоре между кольцами и штоком

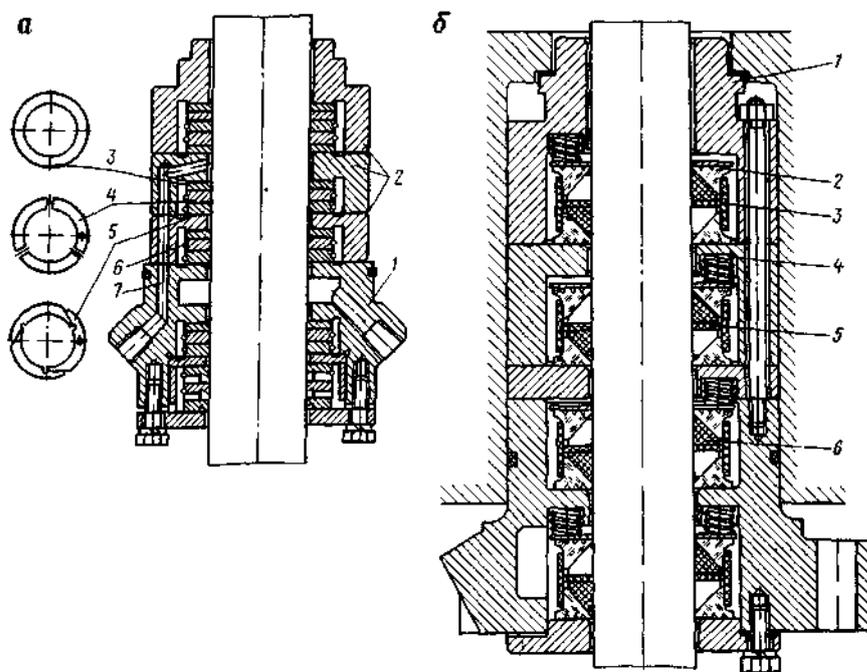


Рис. 13.4 Уплотнительные устройства штоков

Уплотнительное устройство / расположено со стороны картера и препятствует попаданию масла из него в цилиндр. В обоймах 2 расположены дроссельное кольцо 3 и уплотнительные разрезные кольца 4 и 5, обеспечивающие компенсацию износа уплотняющей поверхности. Радиально разрезанное уплотнительное кольцо 4 не устраняет прохода газа, а перекрывает торцевые зазоры уплотнительного кольца 5, имеющего ступенчатые разрезы. Уплотнительные кольца прижимаются к штоку пружинами 6. Дроссельные кольца перекрывают разрезы уплотнительных колец, чем затрудняют проход газа через уплотнительное устройство и способствуют лучшему удержанию масла, которое подается в его полость по отверстию 7 с помощью лубрикатора.

Аналогичную конструкцию имеют уплотнительные устройства с плоскими фторопластовыми кольцами (рис. 13.4, б). Конструкция таких уплотнительных устройств не предусматривает подачи в них смазки и состоит из секций, каждая из которых включает: обойму 1, нажимное 2 и дроссельное 5 кольца, уплотнение 6, стягивающую упругую муфту 3, поджимающие пружины 4.

Уплотнения штоков компрессоров со смазкой цилиндров изготавливаются из асбестового шнура, пропитанного суспензией фторопласта; компрессоров без смазки цилиндров – из тех же марок антифрикционных пластмасс, что и поршневые кольца. Нажимные и дроссельные кольца изготавливаются из стеклопластика, муфты из резины.

Для предотвращения попадания газа в атмосферу уплотнительные устройства выполняются с отводом газа протечки; применяются гидрозатворы, продувка уплотнительных устройств нейтральным газом (при подаче токсичных и взрывоопасных газов). В компрессорах для подачи газа с механическими примесями конструкция уплотнительных устройств предусматривает предохранение трущихся поверхностей от попадания абразивных частиц.

Системы смазки компрессора

Узлы компрессора смазываются разбрызгиванием, циркуляцией масла под напором, развиваемым масляным насосом, лубрикаторами и консистентной смазкой через шприцмасленки.

Разбрызгиванием смазываются коренные подшипники коленчатого вала и некоторые другие детали компрессора. Разбрызгиванию масла способствуют детали, которые периодически погружаются в масляную ванну картера при вращении коленчатого вала.

Циркуляция масла под давлением осуществляется шестеренчатым насосом и лубрикаторами. Шестеренчатый насос забирает масло из картера и направляет его в холодильник, где оно охлаждается водой. Из холодильника масло идет в фильтры грубой и тонкой очистки. Основная часть масла идет к кривошипному валу. Внутри вала имеются каналы, соединяющие места его трения о подшипники, и каналы или трубки, ведущие к головкам шатунов. Таким образом, смазывается весь кривошипно-шатунный механизм. Масло, вытекающее из подшипников, стекает в картер компрессора. Часть масла идет на смазку вспомогательных механизмов, как, например, регулятор скорости. Часть масла из напорной линии направляется через клапан в картер при увеличении давления.

До пуска компрессора шестеренчатый насос не работает, так как он приводится в действие от кривошипного вала. Поэтому перед пуском надо прокачать масло ручным насосом.

Лубрикаторная смазка предназначена для подачи масла к цилиндрам компрессора и двигателя. Поскольку в этих местах излишек масла вреден, то подача масла идет строго ограниченными порциями. Порции подаются поршне-

выми насосами лубрикатора, управляемыми кулачками распределительного вала. Число лубрикаторов равно числу мест лубрикаторной смазки.

Следует отметить, что выпускаются компрессоры без системы смазки цилиндров и сальников. Такие компрессоры полнее отвечают требованиям безопасности, поскольку исключается возможность образования нагара, взрывоопасных смесей перекачиваемого газа и масла. Кроме того, в некоторых технологических процессах практически недопустимо применение компрессоров со смазкой. В этом случае система смазки с помощью лубрикатора отсутствует.

Для смазки компрессоров применяются (в зависимости от частоты вращения вала компрессора и температуры газа при сжатии) компрессорные масла с вязкостью $(10...30) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (при $100 \text{ }^\circ\text{C}$) и температурой застывания не выше $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, а также турбинные масла, авиационные масла и др.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Расход сжатого газа часто изменяется в широких пределах в зависимости от нужд потребителя, особенностей режима работы аппаратов и машин, к которым подается газ. Кроме того, номинальная подача выпускаемых компрессоров не всегда соответствует требованиям потребителя. Возникает необходимость регулировать подачу компрессора. Регулирование возможно следующими способами.

1. Изменением частоты ходов поршней.
2. Изменением мертвого пространства в цилиндре.
3. Перепуском газа с выкида во всасывающую линию.
4. Дросселированием потока на приеме у компрессора.
5. Воздействием на клапаны компрессора.
6. Остановками компрессора.

Для изменения частоты ходов поршней необходимо изменить частоту вращения коленчатого вала. При этом регулировании подачи не возникает перераспределение отношения давления между ступенями, конструкция компрессора не усложняется. Обычные приводы компрессора (электродвигатель переменного тока и двигатель внутреннего сгорания) не допускают изменения частоты вращения вала в необходимых пределах и с достаточной экономичностью

Влияние мертвого пространства на объем, всасываемый в цилиндр, было рассмотрено выше. При многоступенчатом сжатии дополнительное пространство, увеличивающее мертвую зону, должно быть у первой ступени, так как именно ее характеристика влияет в этом случае на подачу.

Перепуск газа с выкида на всасывание естественно ведет к значительному увеличению удельной работы. Выгодно осуществлять перепуск после I ступени компрессора, что существенно сокращает потери энергии. Устройство для перепуска устанавливается после межступенчатого холодильника для уменьшения объема газа, проходящего через перепускной вентиль.

Дросселирование потока на приеме компрессора также приводит к увеличению расхода удельной работы и росту степени сжатия и температуры у последней ступени.

На нагнетательный (или всасывающий) клапан компрессора можно воздействовать, удерживая его в открытом состоянии после перехода цилиндра к периоду всасывания (или нагнетания при воздействии на всасывающий клапан). Этим достигается обратный переток газа из нагнетательного патрубка в цилиндр или из цилиндра во всасывающий патрубок. От длительности удержания клапана в открытом состоянии зависят эффективность наполнения цилиндра новой порцией газа и подача компрессора.

В компрессорной станции с большим числом компрессоров рационально изменять подачу газа, останавливая необходимое число машин. Такой способ экономичен и удобен при необходимости перехода на новую подачу на длительный период.

В практике использования компрессоров чаще применяют регулировку подачи отключением компрессоров на компрессорной станции и изменением мертвого пространства подсоединением к цилиндру дополнительных полостей.

14 ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

Лопастные компрессоры подобны по принципу действия лопастным насосам, в которых повышение давления воздуха или газа основано на принципе сообщения им большой скорости, преобразуемой затем в давление.

Область применения турбокомпрессоров – это низкие и средние давления и большие производительности. Здесь также применяются центробежные и осевые типы лопастных машин. Лопастные компрессоры бывают одноступенчатые и многоступенчатые.

Как и во всякой центробежной машине, основной частью их являются рабочие колеса, при помощи которых передается энергия от двигателя к сжимаемому газу.

Уравнение для определения теоретического напора, создаваемого колесом центробежного насоса и формула Эйлера, уравнение (2.5) справедливы и при расчете центробежных компрессорных машин.

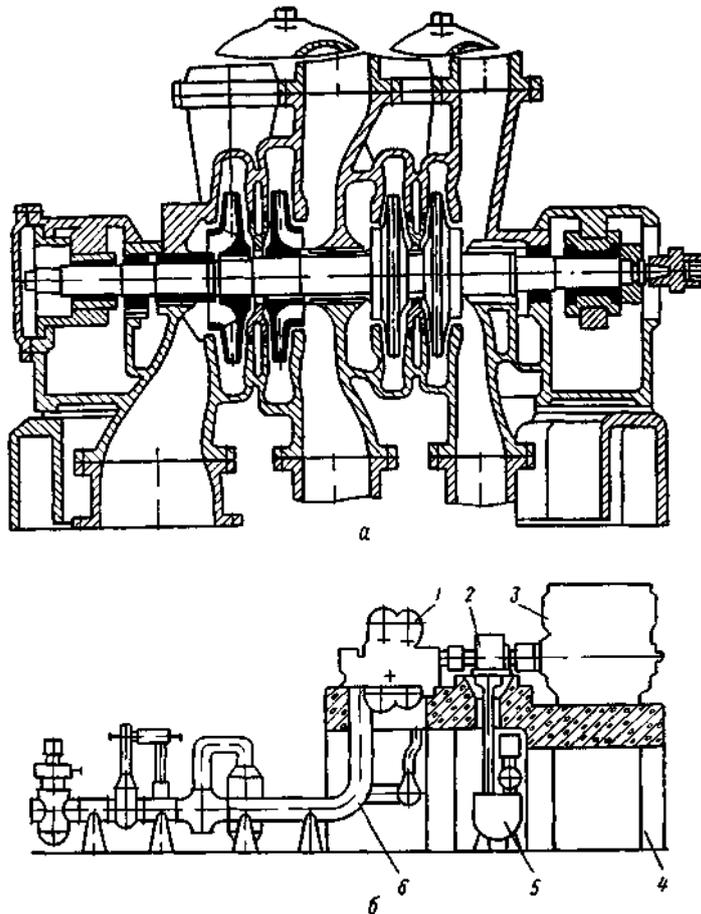


Рис. 14.1 Турбокомпрессор.

а – продольный разрез; б – установка на фундаменте; 1 – компрессор; 2 – мультипликатор; 3 – электродвигатель; 4 – фундамент; 5 – маслобак; 6 – внутренняя газовая коммуникация

компрессорных машин.

Правда через колесо турбокомпрессора протекает не капельная жидкость, а газ, вследствие чего рассматриваемые нами процессы несколько усложняются из-за изменения плотности газа при изменении его давления. Однако суще-

ствующие внутри колеса разности давлений так малы, что расчет можно вести по средней удельной плотности.

Рабочее колесо центробежной машины сообщает протекающему газу тем больший напор, чем больше будет окружная скорость на выходе из колеса. На величину окружной скорости накладывает ограничение прочность колеса. В настоящее время при выполнении колес из легированной стали в одном колесе можно получить степень сжатия $\xi = 1,25 \dots 1,5$

Если требуется получить большие степени сжатия, то сжатие газа осуществляется последовательно в нескольких колесах. Скорость газа при выходе его из рабочего колеса велика и достигает 160...170 м/с, т.е. газ обладает большой кинетической энергией. Для преобразования кинетической энергии газа в давление в неподвижном корпусе турбомашин обычно предусматривают направляющий аппарат, реже безлопаточный диффузор, в котором скорость газа уменьшается и увеличивается его напор.

Особенности конструкции турбокомпрессора

Для сжатия газа лопастной машиной требуются большие окружные скорости, скорости газа в проходных каналах велики, и поэтому требования к рабочим колесам компрессора отличны от требований к рабочему колесу насоса. Необходимы высокие чистота поверхности каналов и прочность колеса. Обычно их делают из стали составными из дисков и лопаток так, чтобы можно было точно и чисто обработать их поверхности.

Необходимость иметь высокие окружные скорости приводит к большой частоте вращения валов лопастных компрессоров (до 13000 об/мин и более). Поэтому ротор компрессора обычно подвергают динамической балансировке, а вал тщательно рассчитывают на критическую частоту вращения.

При работе центробежного компрессора между ступенями, а также внутри ступени возникают перепады давления, которые вызывают перетоки газа из зоны повышенного давления в зону пониженного давления. Для предотвращения утечек газа в зазорах применяют лабиринтовые уплотнения.

Рабочие колеса многоступенчатого турбокомпрессора, в отличие от колес многоступенчатого насоса, могут быть неодинаковыми по размерам. При сжатии

газа его объем уменьшается, и необходимость примерного сохранения скорости потока приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения колес и их диаметры.

Основные преимущества турбокомпрессора по сравнению с поршневыми компрессорами проявляются при сжатии больших количеств газа.

1. Турбокомпрессоры имеют меньшие основные размеры и массу при такой же мощности, как и у соответствующего поршневого компрессора.

2. Вал турбокомпрессора соединяется непосредственно с валом двигателя без механизмов, преобразующих частоту вращения.

3. Подача турбокомпрессора равномерна и непрерывна, что снимает необходимость устанавливать большие резервуары на стороне нагнетания.

4. Инерционные усилия уменьшаются до минимума, что позволяет строить более легкие фундаменты.

5. В них отсутствуют всасывающие и нагнетательные клапаны, что обеспечивает большую надежность работы

6. Подаваемый газ не загрязнен смазкой рабочих органов

К недостаткам турбокомпрессора можно отнести более низкий к.п.д. и незначительный напор,

Характеристика турбокомпрессора

Так же как и для центробежных насосов, работа центробежного компрессора характеризуется соотношением основных параметров: p , N , η и Q . Зависимость давления, мощности и к.п.д. от подачи называется характеристикой центробежного компрессора.

На рис.3.13 приведена характеристика центробежного компрессора при $n = const$. Там же нанесена и характеристика сети (кривая I). При работе в данной сети параметрами компрессора являются Q_n , N_n и η_n . При уменьшении сопротивления сети производительность компрессора возрастает. При отсутствии сопротивления сети (когда компрессор работает не «выброс») его производительность достигает максимального значения, т.е. Q_{max} .

Как видно из рис 14.2, при работе центробежного компрессора его пара-

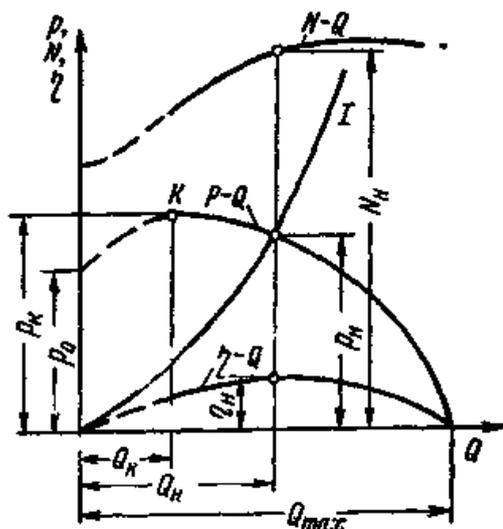


Рис. 14.2 Характеристика турбоком-

прессора до Q_k давление нагнетания становится максимальным.

При дальнейшем уменьшении подачи $Q < Q_k$ давление, развиваемое компрессором падает до $p < p_k$. В этом случае машина прекращает подачу и даже возможно обратное движение газа с линии нагнетания в линию всасывания. Поскольку расход сжатого газа остается Q , давление на линии нагнетания быстро падает, и компрессор возобновляет подачу. Таким образом в сети возникают пульсация подачи и давления, период которых зависит от емкости сети, а амплитуда от характеристики турбокомпрессора.

Винтовые компрессоры

На рис. 14.3 представлен винтовой компрессор. Работа компрессора осуществляется следующим образом. В корпусе компрессора 3 вращаются два ротора: ведущий 1 и ведомый 2. Поверхности роторов выполнены в виде винтов и находятся в зацеплении таким образом, что выступы ведомого вала входят во впадины ведущего. При всасывании газа из зоны *a* газ попадает во впадины ведущего ротора, которые выполняют роль цилиндров. Роль поршня выполняют выступы ведомого вала, которые, заполняя последовательно всю длину канала, образованного впадинами, постепенно осуществляют сжатие газа. В момент, когда сечение впадин оказывается перед нагнетательным отверстием, газ, сжатый до конечного давления, поступает в систему нагнетания (зона *б*).

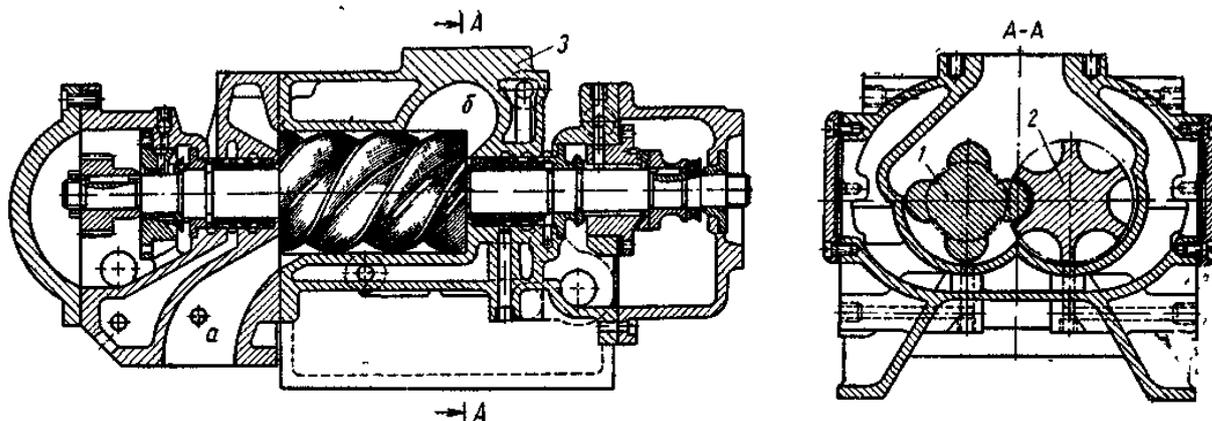


Рис. 14.3 Винтовой компрессор

Процесс сжатия газа осуществляется и во впадинах ведущего ротора при заполнении их выступами ведомого ротора. Таким образом, винтовые компрессоры являются типичными представителями компрессоров объемного типа.

Винтовые компрессоры могут развивать производительность от 0,06 до 0,4 м³/с при конечном давлении 0,3 МПа (для одноступенчатого компрессора) и до 10 МПа для (двухступенчатого компрессора). Частота вращения ротора 50...200 об/с. Винтовые компрессоры могут применяться для подачи газа с наличием в нем жидкости, например конденсата.

Ротационные компрессоры

В ротационных машинах сжатие газа осуществляется в камерах с периодически уменьшающимся объемом, т.е. принцип действия такой же как у поршневых машин. Разница состоит в том, что в ротационных машинах вместо поршня, имеющего возвратно-поступательное движение, сжатие осуществляется в специальных камерах, образованных пластинами ротора,двигающимися все время в одном направлении.

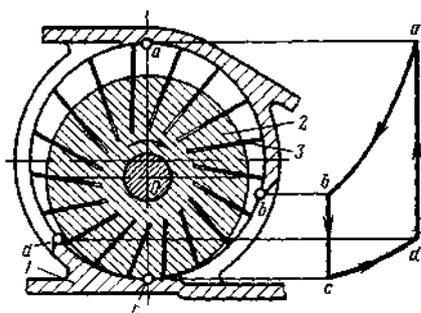


Рис. 14.4 Ротационный компрессор

Устройство ротационной машины видно из рис. 14.4. Внутри чугунного корпуса 1, имеющего внутри цилиндрическую расточку, помещен ротор 2 с пазами, в которых свободно ходят пластины 3. Ось ротора смещена относительно оси цилиндрического отверстия корпуса 1. Ротор вращается в направлении,

указанном на рисунке стрелкой

Газ, поступающий в компрессор через всасывающий патрубок, отсекается пластинами при вращении ротора в тот момент, когда происходит соприкосновение камеры с краем цилиндрической расточки корпуса (точка *a*). По мере поворота ротора расстояние между ним и корпусом, а следовательно, и объем камеры сжатия уменьшаются. Пластины при этом утапливаются в пазы ротора. Сжатие происходит до тех пор, пока пластина не дойдет до окна имеющегося в цилиндрической части корпуса со стороны камеры нагнетания (точка *b*). Затем газ поступает в напорный патрубок (линия *bc*). От точки *c* до точки *d* происходит расширение газа оставшегося в «мертвом» пространстве.

Благодаря большой скорости вращения пластины под воздействием центробежной силы всегда прижаты к цилиндрической расточке корпуса, а в момент прохождения над окнами удерживается специально предусмотренными направлениями.

Ротационные компрессоры строят одно- и двухступенчатыми. Они имеют производительность от 0,083 до 1,1 м³/с и развивают давление одноступенчатые 0,4 МПа, двухступенчатые до 1 МПа.

При вращении вала в противоположную сторону ротационный компрессор может работать как вакуумная машина.

Особенность ротационного компрессора заключается в следующем. Степень сжатия ротационного компрессора не зависит от давления в нагнетательном трубопроводе, а зависит от геометрических размеров компрессора. Если компрессор рассчитан на давление нагнетания 0,4 МПа, то при давлении нагнетания, равном 0,2 МПа, он будет потреблять такую же мощность, как и в первом случае. Происходит это из-за того, что изменение объема камеры сжатия в процессе перемещения ее от всасывающего окна к нагнетательному в ротационном компрессоре зависит только от геометрии компрессора и, следовательно, в машине, рассчитанной на 0,4 МПа, газ будет сжиматься на ту же величину и при меньшем давлении нагнетания. В тот момент, когда камера сжатия будет сообщена с нагнетательными патрубками, газ расширится до давления в этом патрубке и работа, затраченная на излишнее сжатие, пропадет без пользы.

Для того чтобы избавиться от этого недостатка, на цилиндрической части корпуса предусматривают нагнетательные клапаны.

Регулирование производительности ротационных компрессоров достигается либо изменением числа оборотов ротора, либо дросселированием на всасывании. Машины, имеющие нагнетательные клапаны переводят на холостой ход, соединяя нагнетательный патрубок со всасывающим.

По сравнению с поршневыми компрессорами ротационные имеют ряд преимуществ:

- компактность и небольшой вес; ротационный компрессор занимает площадь меньше поршневого компрессора той же производительности;
- спокойная уравновешенная работа, обусловленная отсутствием кривошипно-шатунного механизма; благодаря этому под компрессор требуется небольшой фундамент;
- большое число оборотов компрессора, допускающее применение многооборотных электродвигателей; большая равномерность подачи
- простота конструкции; меньше, чем у поршневой машины, число деталей

Наряду с этим ротационные компрессоры имеют следующие недостатки:

- меньший к.п.д., чем у поршневых машин;
- большая точность изготовления и более сложная технология;
- ограниченное конечное давление.

Газомотокомпрессор

Стационарные газомотокомпрессоры 8ГК и 10ГК имеют V – образный газовый двигатель внутреннего сгорания, шатуны которого соединены с коленчатым валом компрессора (см. рис. 14.5). Топливом для двигателя служит перекачиваемый газ. Мощность компрессоров 8ГКМ достигает 220 кВт, а 10ГКМ – до 1100 кВт. Давление на выкиде соответственно типам компрессоров до 5 МПа и до 12,5 МПа, а подачи у основных типоразмеров этих компрессоров от 0,28 до 8,33 и от 0,58 до 10 м³/с.

Эти газомотокомпрессоры имеют шифры типа 8ГКМ1/38 – 55. Цифры в этом шифре обозначают: первая – число цилиндров двигателя, вторая – число

ступеней сжатия, третья и четвертая – давление газа на приеме и нагнетании компрессора.

Каждый из этих компрессоров имеет около 20 типоразмеров на различные подачи и давления. База компрессора 8ГКМ (как и 10ГКМ) одна под все типоразмеры.

Основными деталями газомоторного компрессора (см. рис. 14.5) являются: рама-картер *1*, на которой базируются узлы компрессора; фонарная часть *13* для подсоединения цилиндра компрессора к станине; цилиндр компрессора *11* с находящимся в нем поршнем *12*, штоком, сальником и клапанами. В торце цилиндра компрессора располагаются детали системы регулирования *10*. Шток поршня соединен с кресткопфом, шатуном компрессора *5* и коленчатым валом, через который осуществляется связь с приводящим двигателем.

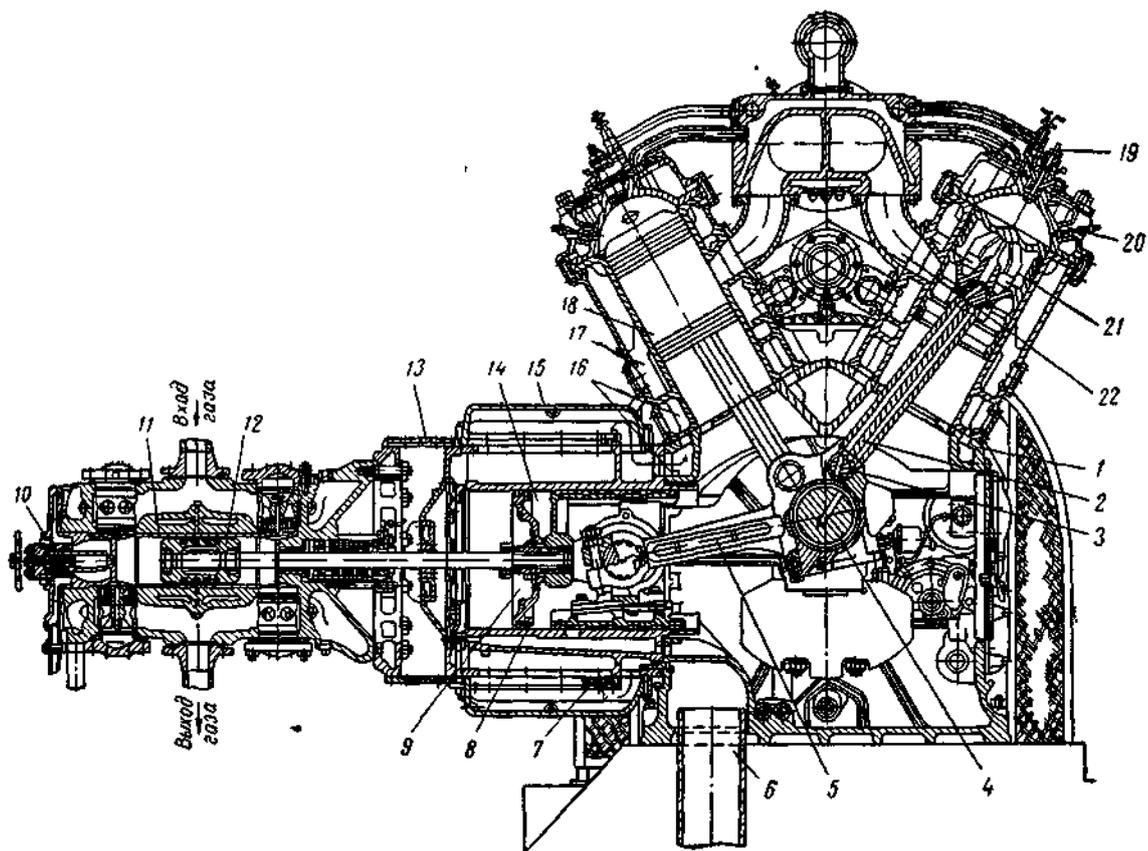


Рис. 14.5 Газомоторный компрессор 10 ГК

1 – станина; 2 – шатун; 3 – палец; 4 – шейка коленчатого вала; 5 – главный шатун; 6 – воздушный патрубок; 7 – всасывающий клапан продувочного насоса; 8 – поршневые кольца продувочного насоса; 9 – поршень продувочного насоса; 10 – регулятор «мертвого» пространства компрессора; 11 – цилиндр компрессора; 12 – поршень; 13 – фонарная часть; 14 – продувочный насос; 15 – крышка средника; 16 – полости для продувания воздухом; 17 – силовой цилиндр; 18 – поршень силового цилиндра; 19 – инжекторный клапан; 20 – свеча зажигания; 21 – масляная полость поршня силового цилиндра; 22 – выпускной патрубок

В газомотокомпрессоре на шейке коленчатого вала 4 размещается шатун компрессора, соединенный пальцами 3 с шатунами 2 двигателя. Через патрубок 6 и всасывающий клапан продувочного цилиндра 7 воздух попадает в продувочный насос, который имеет поршень 9, соединенный с крейцкопфом. Продувочный насос по каналам 16 подает воздух в цилиндры двигателя 17 для вытеснения продуктов сгорания через выхлопной патрубок 22 и наполнения цилиндров воздухом перед подачей в них топлива через инжекторный клапан 19. Смесь топлива с воздухом в конце сжатия воспламеняется с помощью тока высокого напряжения, подаваемого на свечу зажигания 20.

Газомотокомпрессоры запускаются энергией сжатого воздуха и имеют несколько периодов, когда надо включать и отключать некоторые устройства. Для ручного управления пуск и остановка газомотокомпрессора сложны. Поэтому часть периода пуска автоматизирована. Перед пуском компрессора необходимо вручную подать масло насосом масло к движущимся и трущимся узлам. После этого нажимается кнопка «Пуск», и автоматический пуск производится в следующем порядке.

1. Из пусковых баллонов в пусковое устройство (им оснащается часть цилиндров двигателя компрессора) подается воздух, раскручивающий двигатель.
2. По мере повышения давления масла включается зажигание (давление масла 0,02 МПа), подается топливный газ (0,04 МПа), включается защита (0,15 МПа).
3. При достижении давления топливного газа 0,05...0,07 МПа, прекращается подача сжатого воздуха.
4. При нагреве масла до 25 °С давление топливного газа поднимается до 0,3 МПа и подается воздух на систему регулировки частоты вращения вала.
5. При нагреве масла до 40...45 °С и нагреве конденсата на выходе из двигателя до 57...60 °С (машина прогрелась) устанавливают рабочий режим компрессора; закрывается перепуск и повышается давление сжатия газа. Эта операция выполняется кранами с пневматическим приводом.

Основные требования по техническому обслуживанию следующие:

1. Содержать компрессор в чистоте.
2. Ежедневно проверять уровень масла щупом и при необходимости доливать. Масло заменять через 300 ч работы, а у нового и отремонтированного компрессора — через 60 ч работы дважды. Применяемое компрессорное масло должно иметь сертификаты. Масло надо сливать сразу после остановки компрессора, пока оно не остыло.
3. Продувать водомаслоотделитель через 3...4 ч работы.
4. Ежедневно проверять натяжение ремня вентилятора. Нормальный прогиб ремня между шкивами должен быть равен 10...15 мм при нажатии на него с усилием 30...40 Н.
5. Следить за промежуточным и конечным давлением воздуха. В случае повышения промежуточного давления более чем на 0,23 МПа или понижения до 0,2 МПа необходимо остановить компрессор и сделать ревизию клапанов, сменить поломанные пластины. В случае повышения конечного давления в воздухо-сборнике более чем на 0,85 МПа следует остановить компрессор, сбросить давление в воздухо-сборнике, сделать ревизию предохранительного клапана и отрегулировать на давление сброса 0,82—0,85 МПа.
6. Периодически проверять затяжку всех болтовых соединений.
7. Через 40 ч работы набивать масленку вентилятора смазкой до появления ее из контрольного отверстия.
8. Периодически разбирать воздушные фильтры и промывать фильтрующие элементы в керосине.
9. У нового и отремонтированного компрессора первое подтягивание шатунных болтов выполнять через 50 ч работы, а последующее— через 150 ч работы компрессора. Несвоевременное подтягивание может привести к аварии.

Ремонт газомотокомпрессора рассмотрим исходя из следующих неполадок:

- ненормальное повышение давления в какой-либо ступени вызывается неисправностью клапанов на следующей ступени;

- ненормальное повышение температуры сжимаемого газа может быть следствием неправильного распределения давления по ступеням или неисправностью системы охлаждения;

- неисправность системы охлаждения заключается в образовании накипи в водяных рубашках компрессора и в трубах холодильника;

- внезапное падение давления масла в циркуляционной системе смазки может быть вызвано: поломкой шестеренного насоса с внутренним зацеплением; разрывом маслопровода; поломкой пружины предохранительного клапана;

- постепенное падение давления в циркуляционной системе может быть обусловлено: засорением масляного фильтра или приемной сетки насоса; неплотностью предохранительного клапана; большой выработкой вкладышей подшипников скольжения; разжижением смазки вследствие перегрева;

- повышение температуры масла вызывается загрязнением масляного холодильника или повышением температуры движущихся частей компрессора вследствие их износа;

- резкий стук в цилиндре компрессора может быть следствием ряда неполадок: попадания куска пружины, обломка клапана между поршнем и крышкой; непосредственных ударов поршня о крышку; ослабления соединения поршня со штоком; ослабления поршневых колец в канавках поршня; ослабления соединения штока с крейцкопфом; попадания в цилиндр жидкости или чрезмерной смазки его; большого износа продувочного цилиндра или крейцкопфа и увеличенного зазора между ними; износа пальца крейцкопфа или разработки бронзовых втулок его; слабой посадки клапанов в гнездах цилиндра.

- снижение подачи компрессора является следствием негерметичности клапанов, износа поршневых колец, цилиндров или сальников;

- газомотокомпрессор не запускается или запускается с трудом. В этом случае необходимо проверить давление пускового воздуха; продуть линию пускового воздуха от конденсата, загрязняющего свечи; продуть газовую линию от воздуха; проверить, правильно ли установлено начало открытия клапанов воздухораспределителя; проверить, не заедают ли пусковые клапана воздухораспределителя и не пропускает ли пусковой трубопровод; отрегулировать систему за-

жигания. Свечи зажигания должны быть сухими и иметь правильный зазор. Контакты магнето не должны быть обгоревшими, щетки изношенными;

- цилиндры, двигателя перегреваются, если пропускают поршневые кольца продувочного насоса; установлено позднее зажигание; засорен воздушный фильтр или загрязнены выхлопной коллектор и глушитель; недостаточно давление охлаждающей воды или на стенках рубашек охлаждения имеется накипь. Перегрев цилиндров обнаруживают по температуре выхлопных газов;

- повышенная дымность двигателя наблюдается в следующих случаях: велика подача масла лубрикатором в цилиндры двигателя и к газорегулирующему клапану; неисправен маслосбрасывающий клапан продувочного насоса; в ресивере и выхлопном тракте скопилось значительное количество несгоревшего масла;

- двигатель не принимает нагрузку, т. е. под нагрузкой уменьшаются обороты вала и ручной регулировкой натяжения пружины центробежного регулятора не удается довести частоту вращения до нормальной. В этом случае необходимо проверить давление топливного газа, систему зажигания, работу топливных клапанов, клапаны продувочных цилиндров, воздушные фильтры, состояние поршней и цилиндров двигателя.

15 ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ

Во время работы компрессора должно быть обеспечено наблюдение за:

- подачей смазки лубрикатором и количеством масла в резервуаре;
- давлением масла в циркуляционной системе смазки;
- распределением давления по ступеням компрессора и за давлением за последней ступенью;
- температурой газа, воды и масла.

Холодильники и газосборник следует периодически продувать, а исправность предохранительных клапанов проверять ежедневно.

При эксплуатации компрессорных установок безусловно запрещается:

- работать, если температура конца сжатия в какой либо из ступеней возросла выше 200 °С при смазке цилиндров маслом компрессорное 12 и 210 °С при смазке маслом компрессорное 19;
- работать, если в каком либо из узлов слышатся стуки;
- крепить на ходу фундаментные болты и подтягивать фланцевые соединения, находящиеся под давлением;
- подтягивать или заглушать предохранительные клапаны;
- допускать работу компрессора при неисправной системе охлаждения;
- смазывать компрессор загрязненным маслом или маслом неподходящего качества;
- допускать загазованность помещения при сжатии газов;
- нарушать общие правила техники безопасности: работать без ограждений или заземления, с неисправной электропроводкой, при недостаточной освещенности и т.д.

При необходимости остановить компрессор выполняются следующие операции:

- компрессор переводят на холостой ход и открывают продувочные вентили холодильников с тем, чтобы остановка компрессора производилась без нагрузки;

- останавливается двигатель;
- выключается охлаждающая вода; выключение воды следует делать общим вентилем, так как при этом не нарушается регулировка подачи воды; если есть опасность замерзания воды, ее надо спустить из всех холодильников и рубашек цилиндра

После остановки проверяют отсутствие нагрева подшипников и направляющих крейцкопфа.

При необходимости срочной остановки компрессора прежде всего надо остановить привод и затем выполнять остальные операции, указанные выше.

Типы компрессоров, их применение

При разработке нефтяной залежи газлифтным способом газ подается к газлифтной скважине обычно с давлением до 5...8 МПа. В пусковой период давление должно быть поднято в среднем до 10 МПа. Большие объемы газа и воздуха с высоким давлением требуются также при поддержании пластового давления газом и для создания внутрислоевого движущегося очага горения.

Для этих целей применяются в основном газомотокомпрессоры 8ГК, 10ГК (см. рис. 3.16).

Для освоения нефтяных скважин компрессорным способом применяются компрессорные установки ДКС-7/200А, ДКС-3.5/200Д, ДКС-3,5/200ТП, СД-9/101, КПУ-16/100, КПУ-16/250 и др.

Для сбора газа используются компрессоры с давлением на выходе 0,4...0,5 МПа и на входе 0,06...0,08 МПа. Подача таких компрессоров обычно не превышает 0,42 м³/с.

Для транспортирования газа по территории нефтепромысла требуются компрессоры с давлением на выходе до 0,4...0,8 МПа при подачах до 0,5 м³/с. Для транспортирования больших объемов газа кроме поршневых применяются центробежные и винтовые компрессоры. Подача центробежных компрессоров достигает 1,7...2 м³/с при давлении на выходе 0,5 МПа, а винтовых — около 0,2 м³/с при том же давлении.

Для многих вспомогательных устройств и для различных целей (например, для пневматических муфт, для привода устройств с пневматическими двигателями, для снабжения сжатым воздухом средств КИП и автоматики, для испытания

оборудования опрессовкой, для строительного и дорожного инструмента и т. п.) используются компрессоры с давлением на выходе 0,4...0,8 МПа при подачах от 0,05 до 0,5 м³/с. Так, например, для дожатия нефтяного газа в системе внутрипромыслового сбора и транспорта (а также для систем малогабаритных газобензиновых установок) применяется одноступенчатый винтовой маслозаполненный компрессор 6ГВ—18/6—17.

В нефтяной промышленности применяются также стационарные поршневые воздушные угловые (прямоугольные) компрессоры типа П с приводом от электродвигателя.

В нефтедобыче применяются, например, компрессоры следующих типоразмеров: 302ВП10/8, 305ВП30/8, 302ВП6/18, 305ВП20/18, 202ВП12/3, 302ВП20/35, 305ВП60/2 и др. Условное обозначение, например, 305ВП30/8 означает, что компрессор прямоугольного типа собран на угловой базе, в которой усилие на шток может достигать 50 кН, предназначен для сжатия воздуха, подача компрессора 0,2 м³/с, Давление на выходе — 0,8 МПа. Цифра, стоящая перед нулем,— номер модификации (третья). Газовые компрессоры в обозначении имеют букву Г вместо В.

Для снабжения сжатым воздухом средств КИП и автоматики установок подготовки нефти, концевых сепарационных установок и комплексных сборных пунктов применяются блочные компрессорные станции БКСА5М, БКС5М-1, БК.СА10 со следующими показателями, соответственно: давление на выходе—0,8 МПа, подача —0,092 и 0,17 м³/с

Для снабжения сжатым воздухом пневматических инструментов на строительных, дорожных и других, работах применяются, например, передвижные компрессорные станции ПР-6М и ПР-10М с давлением на выходе 0,8 МПа и подачами соответственно 0,1 и 0,17 м³/с.

В системах сбора, подготовки и транспортирования нефтяного газа на газобензиновые заводы применяются газомотокомпрессоры, винтовые и центробежные компрессоры.

Нефтезаполненный компрессор ВКГ-20/5 используется для сжатия нефтяного газа в сепарационных установках. Его показатели: давление на выходе — 0,5 МПа, давление на входе — 0,08 МПа. подача — 0,33 м³/с.

В газовой промышленности для транспортирования природного газа по магистральным газопроводам используются мощные (до 40000кВт) центробежные нагнетатели линейных компрессорных станций с газотурбинным приводом.

Компрессорные станции

Описание компрессора показывает, что процесс сжатия и нагнетания газа сложен и требует, кроме основной машины-компрессора, ряд сложных вспомогательных узлов. Сам компрессор требует наличия системы охлаждения и смазки. Кроме того, сжатый газ до транспортировки должен быть отделен от влаги и масла, которые доставляют много неудобств и создают аварийные положения при эксплуатации газовых трубопроводов. Все это приводит к сложному хозяйству компрессорной промысловой станции.

На рис. 15.1 показана схема оборудования компрессорной станции.

По газопроводам *1* и *2* к станции поступает газ после предварительной обработки на установках подготовки нефти. Газ проходит сепараторы *3* для отделения жидкости и механических примесей и подается к компрессорам по линии *5*. Через регулятор давления «после себя» *4* газ подается к двигателям компрессоров 10ГК. Остальная, основная часть газа по трубопроводу идет в цилиндры компрессоров *7*. После сжатия в ступени I газ направляется по линии *9* в маслоотделители *11*, холодильники первой ступени *12* и сепараторы среднего давления *14*, где отделяется влага. Ко второй ступени газ подается по линии *8*.

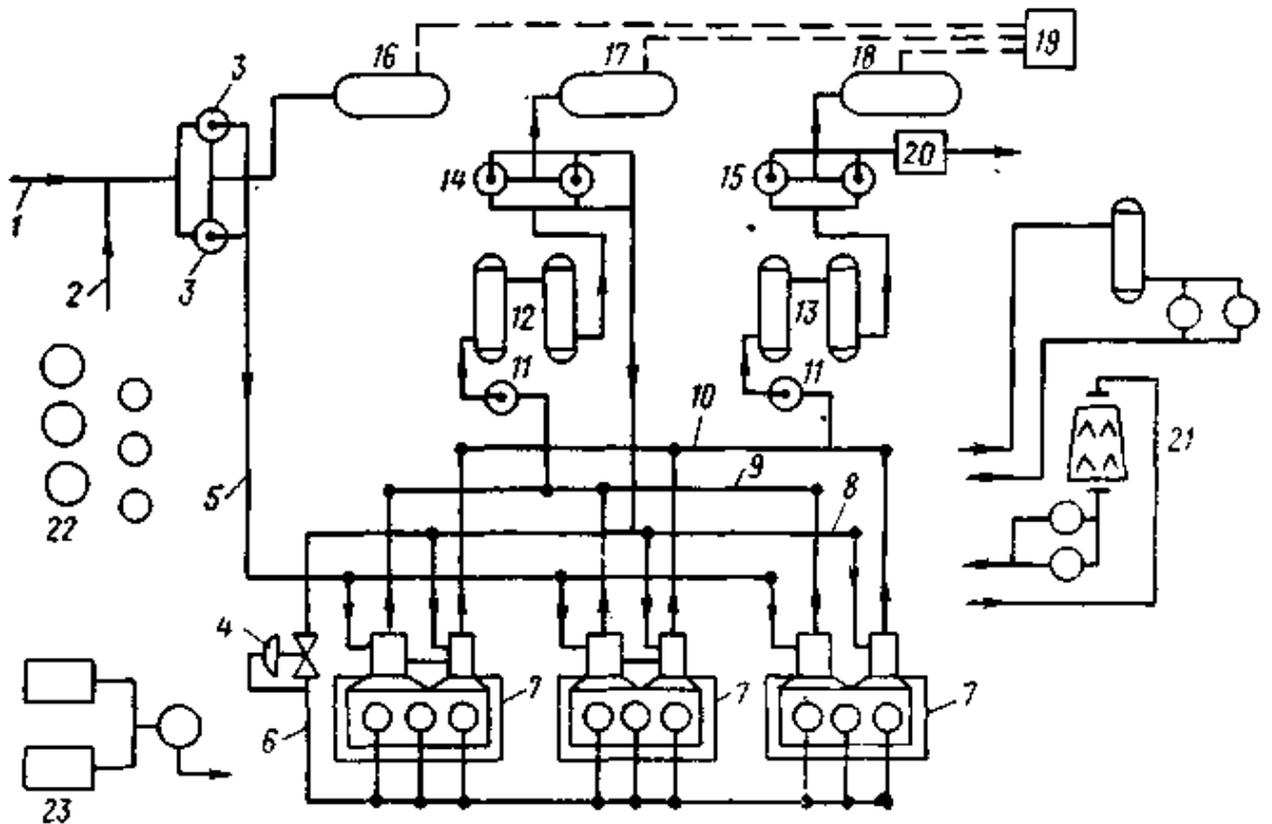


Рис. 15.1 Оборудование промышленной компрессорной станции

Такая же обработка газа проводится и после второй ступени в аппаратах 11, 13 и 15. К этим аппаратам газ подается по линии 10. Влага от всех сепараторов поступает в емкости для конденсата 16, 17 и 18 и отбирается насосами насосной 19. Газ после сжатия и обработки направляется по линии 20 к потребителю (на газобензиновый завод, на скважины для газлифта и т. п.). Для охлаждения воды холодного и горячего цикла применяют градирни 21, где имеются емкость и насосная, расширительный бак с насосом горячего цикла. Для компрессорной, на которой установлено обычно 7...10 компрессоров, необходимо масляное хозяйство, так как расход масел различных марок велик (емкости и насосы маслохозяйства 22). Кроме того, запуск компрессора производится сжатым воздухом, запас которого в специальной емкости пополняется небольшими вспомогательными компрессорами 23.

Все эти машины и аппараты связаны трубопроводами, оснащенными ручными и моторными задвижками. Большое хозяйство компрессорной станции требует наличия механической мастерской, хранилищ горючих и смазочных материалов, запасных частей. В помещении компрессорной имеется крановое хозяйство,

позволяющее монтировать и демонтировать громоздкие и тяжелые детали компрессоров.

Имеющийся в газе конденсат может образовать жидкостные пробки в трубопроводах, особенно если трасса трубопровода имеет чередующиеся подъемы и спуски. В зимнее время возможно замерзание этих жидкостных пробок. Наличие масла в газе может привести к образованию взрывоопасных смесей. Поэтому в системе трубопроводов имеются масло- и влагоотделители.

Компрессоры, сепараторы и емкости, находящиеся под давлением, оснащены предохранительными клапанами, грузовыми или пружинными.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аренсон Р.И. Нефтепромысловые машины и механизмы, М., «Гостоптехиздат», 1963.
2. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры, М., «Недра», 2010.
3. Молчанов А. Г., Чичеров В. Л. Нефтепромысловые машины и механизмы, М., «Недра», 2009.
4. Молчанов А.Г., Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы, М., «Недра», 2012.
5. Насосы и компрессоры. Авт.: Абдурашидов С.А., Тупиченков А.А., и др. М., «Недра» 2008.
6. Нефтепромысловое оборудование: Справочник /Под ред. Бухаленко Е.И., М., «Недра», 2009.
7. Раабен А.А., Шевалдин П.Е., Максutow Н.Х. Ремонт и монтаж нефтепромыслового оборудования, М., «Недра», 2017.