

### 6.5.1. Конструкция и принцип действия центробежного насоса

Центробежные насосы обеспечивают равномерную непрерывную подачу жидкости. Они компактны, высокопроизводительны и развивают сравнительно высокий напор.

На схеме (рис. 6.2) представлен одноступенчатый центробежный насос. Он имеет спиралеобразный корпус *1* с всасывающим *2* и нагнетательным *3* патрубками. В корпусе установлено рабочее колесо *4*, посаженное на вал *5*. Рабочее колесо – диск с лопатками *6*, перпендикулярными плоскости диска. Лопатки обычно загнуты против направления вращения рабочего колеса. Всасывающий патрубок *2* соосен рабочему колесу, а нагнетательный *3* отходит от корпуса по касательной (расположен тангенциально). Зазор между рабочим колесом и корпусом увеличивается от нагнетательного патрубка по ходу вращения рабочего колеса.

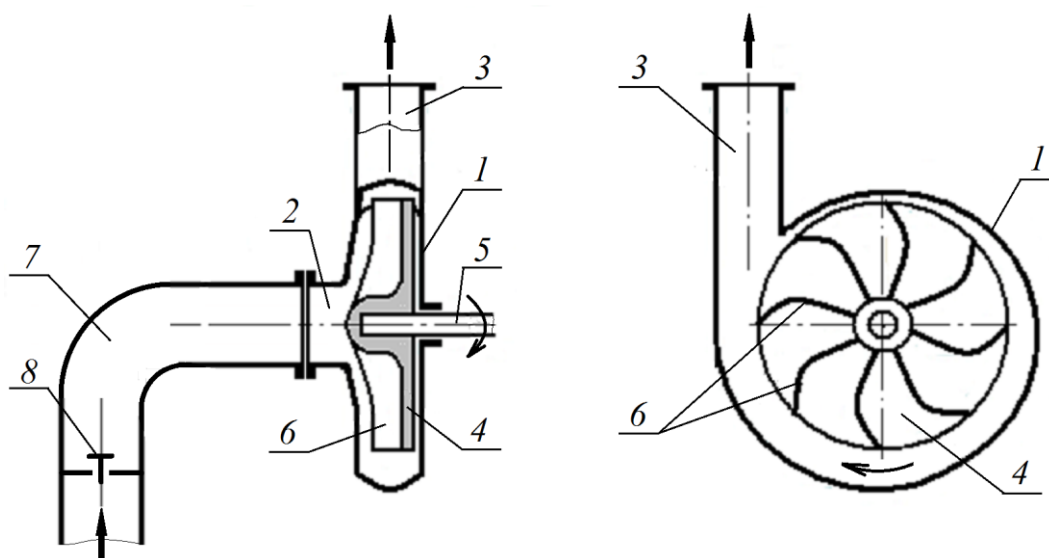


Рис. 6.2 – Схема центробежного насоса:

*1* – корпус; *2* – всасывающий патрубок; *3* – нагнетательный патрубок;  
*4* – рабочее колесо; *5* – вал; *6* – лопатки; *7* – всасывающий трубопровод;  
*8* – обратный клапан

Перед запуском корпус заполняют жидкостью, для предотвращения слива которой всасывающий трубопровод *7*, снабжен обратным клапаном *8*. При сообщении вращения рабочему колесу жидкость между лопатками движется совместно с ним. Под действием центробежных сил жидкость кроме вращательного перемещения совершает и радиальное, вытесняясь из рабочего колеса в зазор между ним и корпусом. Двигаясь по зазору, жидкость снижает свою скорость за счет увеличения его сечения (преобразование кинетической энергии жидкости в энергию ее статического давления происходит плавно, что повышает КПД насоса). В центральной зоне рабочего колеса создается пониженное давление, за счет этого жидкость всасывается в насос.

Одноступенчатые центробежные насосы обеспечивают напоры до 70 м столба жидкости. При необходимости создания более высоких напоров используют многоступенчатые насосы. В них на один вал устанавливают несколько рабочих колес, размещенных в последовательно соединенных рабочих камерах. Жидкость, выходящая из первого колеса, поступает по специальному отводному каналу в корпусе насоса на второе колесо и т. д. Развиваемый таким насосом напор равен сумме напоров, создаваемых в каждой из рабочих камер.

### 6.6.1. Осевые насосы

Осевые насосы применяются для перемещения больших количеств жидкости при невысоких (до 10–12 м столба жидкости) напорах. Используются для обеспечения циркуляции жидкости в различных аппаратах. Устройство осевого насоса показано на рис. 6.5.

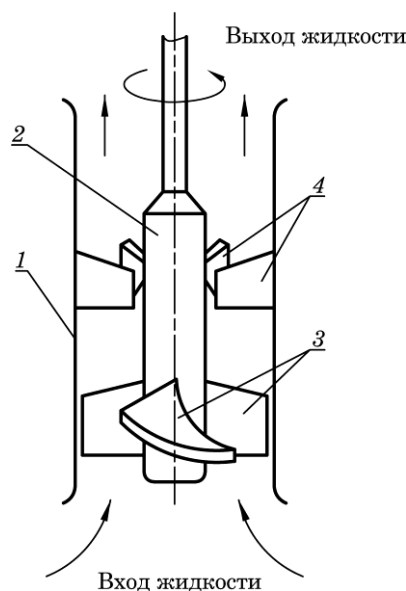


Рис. 6.5 – Осевой насос:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – рабочее колесо; 4 – направляющий аппарат

Корпус насоса 1 представляет трубу, соосно которой установлено рабочее колесо 3 с приводным валом 2. Для уменьшения потерь энергии, вызываемых закруткой потока жидкости, насосы могут быть снабжены направляющими аппаратами на входе в рабочее колесо (не показан) и после него. Рабочее колесо имеет форму гребного винта. Направляющий аппарат 4 выполнен в виде неподвижно закрепленных внутри корпуса изогнутых пластин.

При вращении рабочего колеса жидкость лопатками увлекается в осевом направлении, приобретая одновременно вращательное движение. Направляющий аппарат на входе в рабочее колесо создает оптимальные

условия входа жидкости в него. Направляющий аппарат на выходе из рабочего колеса раскручивает поток.

Достоинства насоса: высокий КПД, большая производительность при малых размерах, простота и надежность в работе. Основной недостаток – невысокий напор.

### 6.6.2. Поршневые насосы

Устройство поршневого насоса простого действия показано на рис. 6.6. Рабочей камерой насоса является цилиндр 1, имеющий всасывающий 2 и нагнетательный 3 патрубки с клапанами 4. В цилиндре находится поршень 5, уплотняемый кольцами или манжетами. Шток 6 поршня связан с шатуном 7, который шарнирно соединен с кривошипом 8.

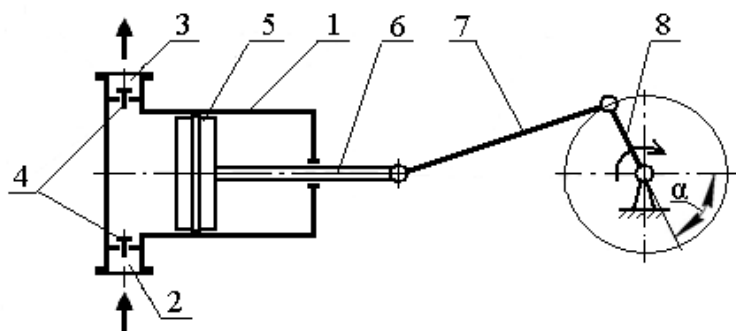


Рис. 6.6 – Поршневой насос простого действия:

1 – цилиндр; 2 – всасывающий патрубок; 3 – нагнетательный патрубок;  
4 – клапаны; 5 – поршень; 6 – ползун; 7 – шатун; 8 – кривошип

При вращении кривошипа поршень приобретает возвратно-поступательное движение. При обратном ходе поршня (к кривошипу) в цилиндре создается разрежение, за счет этого закрывается клапан в нагнетательном патрубке, а во всасывающем открывается и жидкость поступает в цилиндр. При прямом ходе поршня в цилиндре создается избыточное давление, закрывается клапан во всасывающем патрубке, а в нагнетательном открывается, и жидкость выдавливается в нагнетательный трубопровод.

Т. к. для привода поршня используется кривошипно-шатунный механизм, то скорость движения поршня, а соответственно и мгновенная подача насоса  $Q_{\text{МГ}}$  в фазе нагнетания (I), изменяются по синусоидальному закону. При обратном ходе поршня (в фазе всасывания (II)) подача отсутствует (см. рис. 6.7). Пульсация подачи – основной недостаток поршневого насоса.

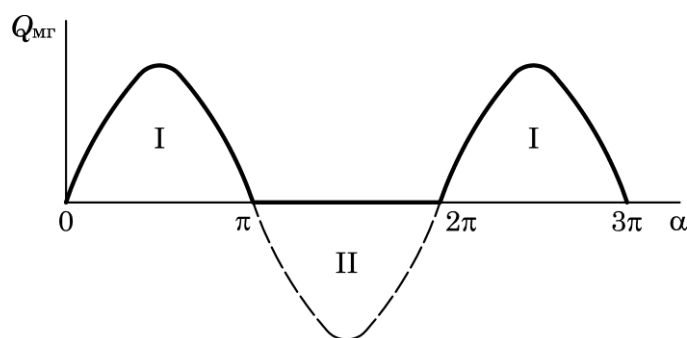


Рис. 6.7 – Диаграмма подачи поршневого насоса простого действия (значение  $2\pi$  на шкале абсцисс соответствует полному обороту кривошипа  $\alpha = 360^\circ$ )

Средняя теоретическая производительность поршневого насоса простого действия  $Q_{\text{ср}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$Q_{\text{ср}} = S_{\text{п}} h_{\text{п}} n, \quad (6.19)$$

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

$h_{\text{п}} = 2l_{\text{к}}$  – ход поршня,  $\text{м}$ ;

$l_{\text{к}}$  – длина кривошипа,  $\text{м}$ ;

$n$  – число оборотов (частота вращения) кривошипа,  $\text{с}^{-1}$ .

Производительность поршневого насоса мало зависит от развиваемого напора. Напор насоса ограничен прочностью его конструктивных элементов.

Недостатки поршневого насоса: пульсация подачи; большое количество движущихся частей; низкий механический КПД; трудность регулирования производительности; повышенный износ уплотнений. Они малопригодны для перекачивания жидкостей с механическими включениями, высоковязких. Регулирование производительности возможно за счет изменения частоты вращения кривошипа и его длины, а также байпасирования потока.

Разновидность поршневых насосов – плунжерные.

### 6.6.3. Мембранные насосы

Мембранные (диафрагмовые) насосы применяют для перекачивания высоковязких, агрессивных жидкостей, а также суспензий. Рабочий орган насоса (см. рис. 6.8) – мембрана (диафрагма) 3, выполненная из гибкого материала. При прогибе мембраны происходит изменение объема рабочей камеры 4 и осуществляется всасывание или нагнетание. Привод мембраны осуществляется напрямую от кривошипно-шатунного механизма, либо за счет воздействия плунжера 2 на замкнутый объем жидкости в камере 5 между мембраной и плунжером.

Недостатки мембранных насосов: быстрый выход из строя мембран; невысокие создаваемые давления.

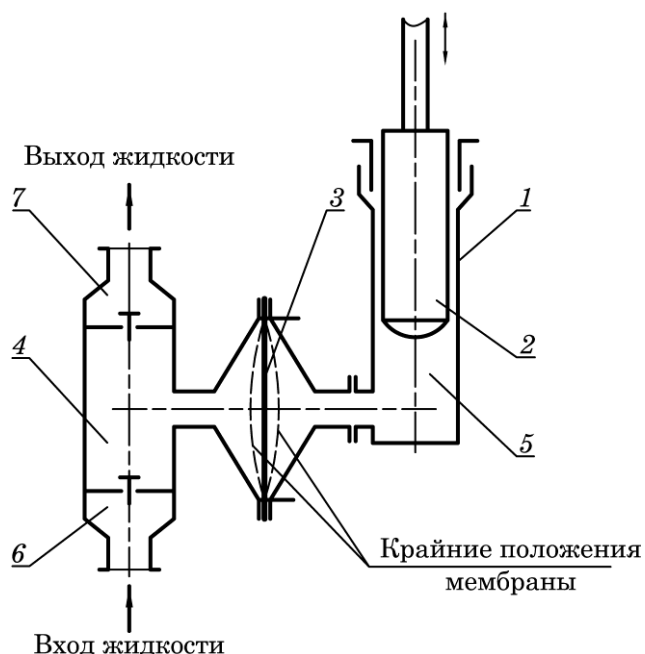


Рис. 6.8 – Мембранный насос:

1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – мембрана; 4 – рабочая камера;  
5 – камера; 6 – всасывающий патрубок; 7 – нагнетательный патрубок

#### 6.6.4. Пластинчатые насосы

Насосы высокого давления, применяются для перекачивания чистых невязких жидкостей.

Корпус насоса 1 (рис. 6.9) имеет цилиндрическую полость, сообщающуюся с всасывающим 6 и нагнетательным 7 патрубками. В полости корпуса эксцентрично расположен цилиндрический ротор 2. В роторе выполнены диаметрально расположенные пазы, в которых могут свободно перемещаться в радиальном направлении пластины 4.

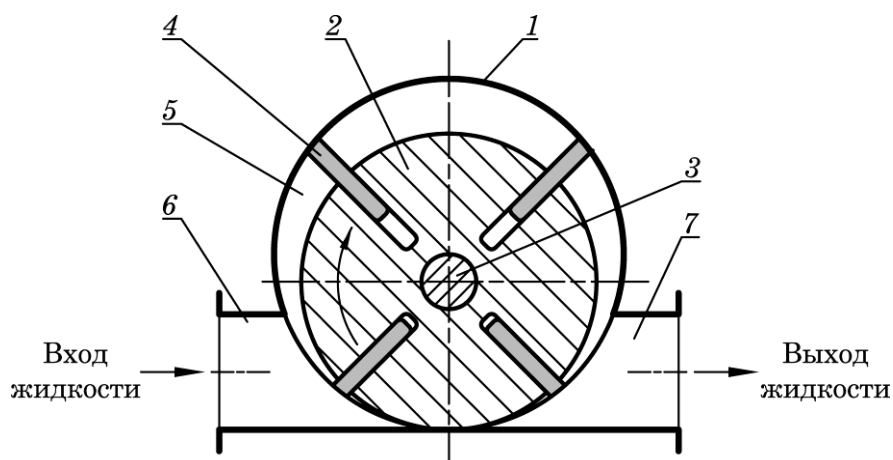


Рис. 6.9 – Пластинчатый насос:

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – вал; 4 – пластины; 5 – рабочее пространство;  
6 – всасывающий патрубок; 7 – нагнетательный патрубок

При вращении ротора пластины плотно прижимаются центробежными силами к внутренней поверхности стенки корпуса и образуют замкнутые объемы. При вращении ротора объем рабочего пространства 5 увеличивается, в нем создается разрежение и происходит всасывание жидкости. Объем, примыкающий к нагнетательному патрубку, уменьшается, в нем создается избыточное давление, и жидкость вытесняется в нагнетательный патрубок.

Подача жидкости пластинчатыми насосами осуществляется равномернее, чем поршневыми, они компактнее и более высокопроизводительны.

Недостатки: чувствительны к загрязнениям жидкости твердыми частицами; невозможность применения для перекачивания агрессивных жидкостей.

### 6.6.5. Шестеренный насос

Шестеренный насос (рис. 6.10) – насос высокого давления (полное давление до 40 МПа и выше), применяется для перекачивания вязких чистых жидкостей.

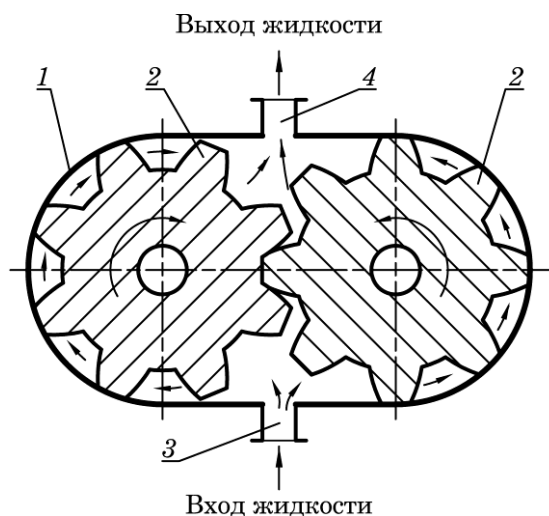


Рис. 6.10 – Шестеренный насос:

1 – корпус; 2 – шестерни; 3 – всасывающий патрубок;  
4 – нагнетательный патрубок

Корпус насоса 1 имеет полость в виде двух взаимно пересекающихся цилиндров, геометрические оси которых параллельны. Внутри полости установлены две находящиеся в зацеплении шестерни 2: ведущая и ведомая. Ведущая шестерня связана с приводом. Зазор между стенками корпуса и шестернями невелик (порядка 10 мкм), что обеспечивает достаточную герметичность полостей между зубьями шестерен.

При вращении шестерен их зубья периодически входят в зацепление и выходят из него. При выходе зубьев из зацепления в зазорах между ними

создается область пониженного давления. За счет этого в корпус насоса через всасывающий патрубок 3 поступает жидкость. Жидкость захватывается зубьями шестерен и перемещается между ними вдоль стенок корпуса в направлении вращения. При входе зубьев в зацепление жидкость вытесняется из зазоров в нагнетательный патрубок 4.

Достоинства насосов: незначительная неравномерность подачи; нечувствительность к перегрузкам по давлению вследствие возникающих обратных перетоков жидкости.

Недостатки: высокие требования к точности изготовления узлов и деталей; быстрый износ механическими включениями; низкий механический КПД.

### 6.7.1. Конструкции вентиляторов

#### 6.7.1.1. Радиальный (центробежный) вентилятор

Вентилятор имеет корпус (улитку) 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 патрубками (см. рис. 6.11). Рабочее колесо (крыльчатка) 4 вентилятора – диск 5 с лопатками 6, посаженный на вал 7. Лопатки 6 установлены по периферии диска равномерно по окружности перпендикулярно его плоскости. Принцип действия вентилятора подобен принципу действия центробежного насоса, только рабочей средой в вентиляторе является газ.

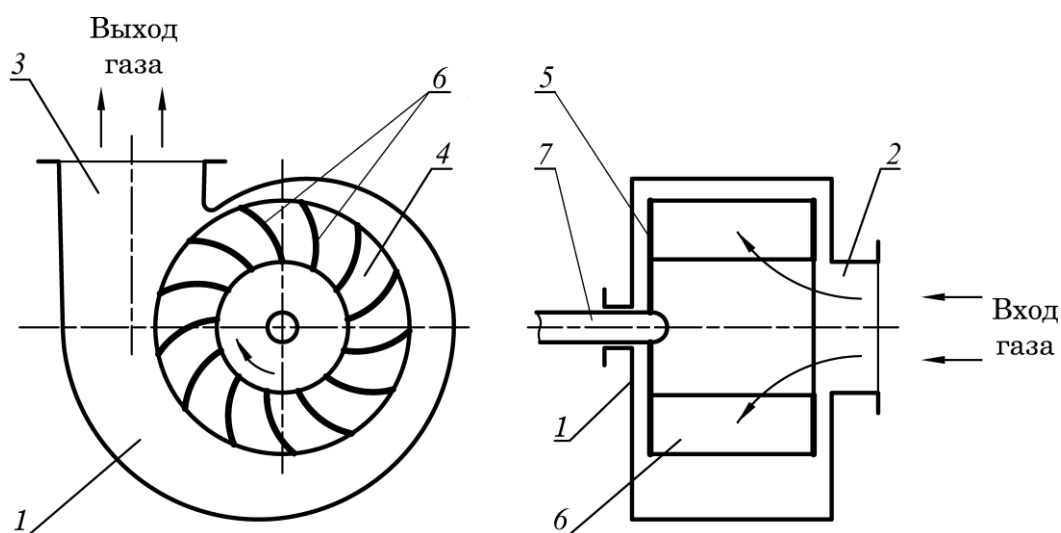


Рис. 6.11 – Радиальный вентилятор:

1 – корпус; 2 – всасывающий (входной) патрубок;  
3 – нагнетательный (выходной) патрубок; 4 – рабочее колесо; 5 – диск;  
6 – лопатки; 7 – вал

### 6.7.1.2. Осевой вентилятор

Осевые вентиляторы используют для перемещения больших количеств газа при малых напорах. По устройству и принципу действия он схож с осевым насосом (см. рис. 6.12).

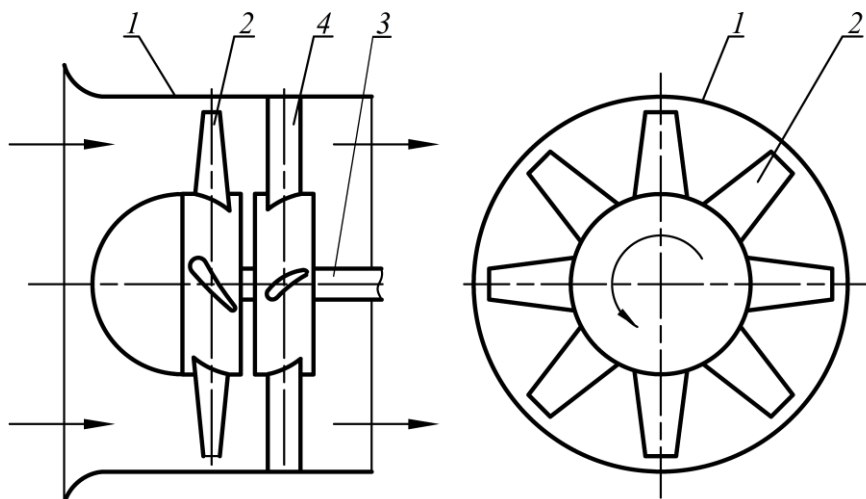


Рис. 6.12 – Осевой вентилятор:

1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – вал; 4 – спрямляющий аппарат

Рабочее колесо вентилятора выполняют в виде многолопаточного пропеллера 2, корпус – в виде цилиндрической обечайки 1. Вал 3 рабочего колеса и корпус вентилятора соосны.

Если вентилятор предназначен не для направленного, а для хаотического перемещения больших масс газа, то он не имеет корпуса-обечайки. КПД осевых вентиляторов значительно выше, чем у центробежных, однако напор мал (до 0,3 кПа).

### 6.7.2. Поршневые компрессоры

Наиболее распространенными компрессорами являются поршневые. По числу всасываний на один оборот кривошипа их делят на компрессоры простого и двойного действия, по числу последовательно работающих ступеней – на одно- и многоступенчатые. Обычно расположение цилиндров горизонтальное.

Устройство одноступенчатого компрессора простого действия подобно устройству одноступенчатого поршневого насоса простого действия. Для гашения пульсаций потока на нагнетательной линии компрессоров устанавливают сосуды-ресиверы. Объем ресивера – не менее 20 рабочих объемов цилиндра компрессора.

Для описания работы компрессоров, определения их мощности используют индикаторные диаграммы – зависимости между давлением и объемом газа, всасываемым и нагнетаемым за один оборот кривошипа

(прямой и обратный ходы поршня). В цилиндре реального компрессора имеются мертвые пространства – пространства, из которых при прямом ходе поршня газ не вытесняется (объем мертвого пространства составляет от 2 до 6 % от объема рабочей камеры). Из-за этого производительность реального компрессора ниже, чем у идеального. С ростом давления в пространстве нагнетания  $p_2$  масса газа, не вытесняемого из рабочей камеры в фазе сжатия, увеличивается. При каком-то критическом значении  $p_2$  сжатый в мертвом пространстве газ при расширении занимает весь цилиндр при давлении  $p_1$ , и компрессор прекращает подачу. Поэтому для одной ступени сжатия предельная величина отношения  $p_2/p_1$  не должна превышать пяти. Для достижения больших давлений газа на выходе используют многоступенчатые компрессоры.

### 6.7.3. Мощность, потребляемая компрессором

При сжатии газа в компрессоре изменяются его объем, давление и температура. Взаимосвязь указанных параметров при давлении до 1 МПа описывают уравнением состояния идеальных газов:

$$pV = RT, \quad (6.20)$$

где  $p$  – давление, Па;

$V$  – объемный расход газа, м<sup>3</sup>/с;

$R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

$T$  – температура, К.

При давлении свыше 1 МПа для описания состояния газа используют уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$\left( p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = \frac{RT}{M}, \quad (6.21)$$

где  $a$  и  $b$  – константы;

$v$  – удельный объем газа, м<sup>3</sup>/кг;

$M$  – молярная масса газа, кг/кмоль.

Для практических расчетов вместо уравнений удобнее использовать диаграмму зависимости температуры газа  $T$  от его энтропии  $S$  ( $T$ – $S$ -диаграмму).

Теоретическую мощность компрессора, приведенную к расходу газа на его входе в компрессор  $V_1$ , м<sup>3</sup>/с, вычисляют по формулам:

– для изотермического компрессора  $N_{Т.из}$ , Вт:

$$N_{Т.из} = p_1 V_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right); \quad (6.22)$$

– для адиабатического компрессора  $N_{Т.ад}$ , Вт:

$$N_{\text{Т.ад}} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (6.23)$$

– для политропического компрессора  $N_{\text{Т.пол}}$ , Вт:

$$N_{\text{Т.пол}} = p_1 V_1 \frac{m}{m-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (6.24)$$

где  $k$  и  $m$  – показатели адиабаты и политропы.

Показатель адиабаты вычисляют:

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (6.25)$$

где  $c_p$  и  $c_v$  – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К).

Для компрессоров с водяным охлаждением  $m \approx 1,35$ , для компрессоров без охлаждения  $m > k$ .

Мощность двигателя компрессора  $N_{\text{дв}}$ , Вт, с учетом ее запаса на пусковой момент:

$$N_{\text{дв}} \approx 1,2 \frac{N}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}}, \quad (6.26)$$

где  $\eta_{\text{мех}}$ ,  $\eta_{\text{пер}}$  и  $\eta_{\text{дв}}$  – механический КПД компрессора, КПД передачи и КПД двигателя.