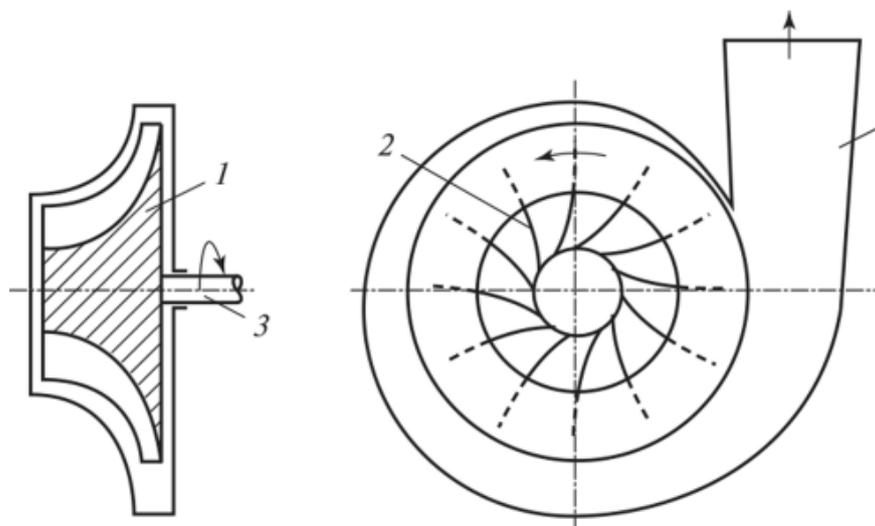


## 1. Принцип действия, расчёт основных энергетических характеристик компрессорных установок.

Компрессоры – это машины, предназначенные для повышения давления потока газа. Все многообразие существующих компрессоров можно условно разделить на два обширных класса: машины объемного и лопаточного (динамического) типа. К объемным относятся поршневые, ротационные, мембранные компрессоры. В динамических компрессорах, за счет подвода механической энергии, газу сообщается некоторая кинетическая энергия, которая в значительной мере преобразуется в энергию давления. Основными разновидностями этого класса являются: центробежные, осевые компрессоры.

### 1.1. Центробежные компрессоры

Центробежный компрессор представляет собой динамический компрессор радиального типа. В отличие от компрессоров, работающих по принципу вытеснения, центробежные компрессоры работают при постоянном давлении. Устройство и принцип работы центробежных компрессоров основаны на динамическом сжатии газообразной среды.



**Рис. 1.** Схема устройства одноступенчатого центробежного компрессора:

1 – рабочее колесо; 2 – рабочие лопатки; 3 – вал.

Основным элементом данного оборудования является ротор, оснащенный валом с рабочими колесами, расположение которых симметрично. В процессе работы оборудования, на частицы газа действует сила инерции, которая возникает благодаря наличию вращательного движения, совершаемого лопатками колеса. При этом происходит перемещение газа от центра компрессора к краю рабочего колеса и в результате газ сжимается и приобретает скорость. Далее скорость газа снижается и последующее сжатие происходит в круговом диффузоре – кинетическая энергия переходит в потенциальную. На следующем этапе газ поступает в обратный направляющий канал и переходит в следующую ступень установки.

При изучении реального процесса компремирования газов должны быть решены следующие задачи:

1. Определение фактических затрат энергии на реальный, т.е. необратимый процесс.
2. Определение относительной эффективности процесса, т.е. расчет КПД (коэффициента полезного действия).
3. Оценка энергетического совершенства компрессорной установки на предмет энерго- и ресурсосбережения.

Равновесные процессы не учитывают потерь кинетической энергии на трение и соответствуют минимальным затратам энергии. Для оценки фактической мощности неидеального компрессора используются значения индикаторного коэффициента полезного действия, которые являются результатами стендовых испытаний компрессора. Значения индикаторного коэффициента полезного действия зависят от степени повышения давления и являются паспортной характеристикой компрессора.

Индикаторный коэффициент полезного действия представляет собой отношение эталонной мощности, соответствующей идеальному процессу к значению фактической мощности, потребляемой в реальном процессе:

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_{эм}}{\dot{W}_{12_{вн}}} \quad (1.1)$$

где  $\eta_i$  – индикаторный коэффициент полезного действия;  $\dot{W}_{эм}$  – эталонная мощность идеального, равновесного процесса, Вт;  $\dot{W}_{12_{вн}}$  – внутренняя мощность компрессора, потребляемая в номинальном режиме работы без учёта механических потерь. Вт. Индикаторный к.п.д. зависит от конструкции и режима работы аппарата.

Теоретическая (изоэнтروпийная) мощность  $\dot{W}_{12s}^P$ , рассчитывается по формуле:

$$\dot{W}_{12s}^P = -\dot{m}(h_{2s} - h_1) = -\dot{V}_{теор} \lambda \rho_{вс} (h_{2s} - h_1), \quad (1.2)$$

или

$$\dot{W}_{12s}^P = \dot{W}_{теор} = \lambda \dot{V}_{теор} P_j, \quad (1.3)$$

где  $\dot{m} = \lambda \dot{V}_{теор} P_j$  – производительность компрессора по параметрам всасываемого газа,  $P_j = \rho_{вс} (h_1 - h_{2s}) = \frac{k}{k-1} P_{вс} \left(1 - \left(\frac{P_{конд}}{P_{исп}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)$ .

Среднее индикаторное давление  $P_j$  для теоретического процесса в компрессоре имеет смысл внешней работы, необходимой для сжатия в изоэнтропийном режиме 1 м<sup>3</sup> паров рабочего тела в состоянии всасывания:

$$P_j = \frac{k}{k-1} P_{вс} \left(1 - \left(\frac{P_{конд}}{P_{вис}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \quad (1.4)$$

Эффективная мощность или мощность на валу  $W_{мех}$  компрессора представляет собой сумму индикаторной мощности и дополнительной, расходуемой на преодоление трения во вращающихся элементах. Потери на трение зависят от конструкции и габаритов компрессора, частоты вращения вала, свойств смазки и практически не зависит от режима эксплуатации. Относительное влияние потерь на трение оценивается механическим к.п.д.:

$$\eta_{мех} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{W}_{мех}} \quad (1.5)$$

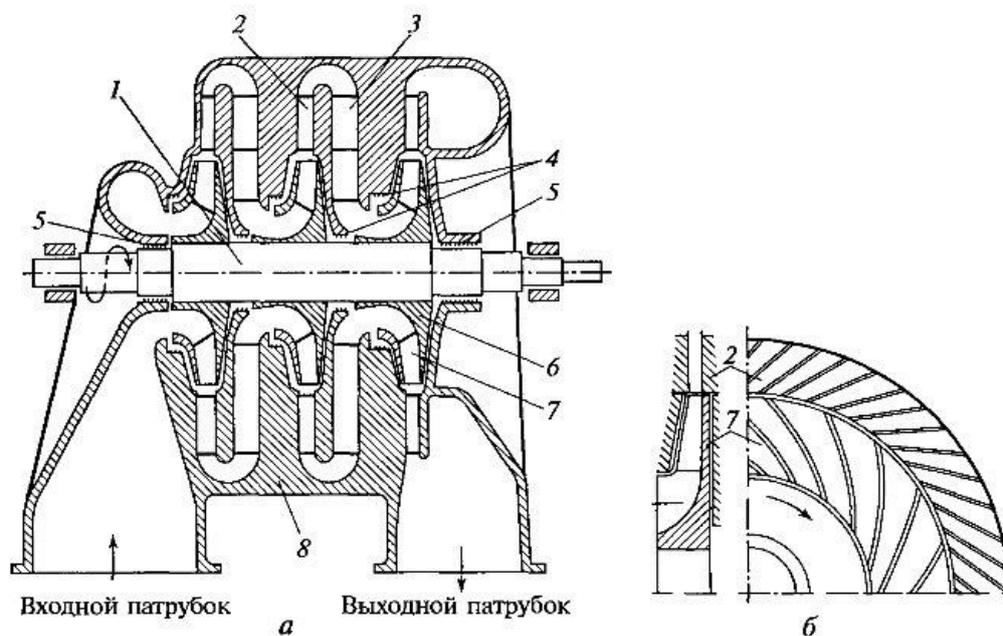
Полная или электрическая мощность учитывает также потери в электродвигателе и при передаче электроэнергии:

$$\dot{W}_{эд}^э = \frac{\dot{W}_{in}}{\eta_s \eta_{мех} \eta_{пер} \eta_{эд}^э} = \frac{\lambda \dot{V}_{теор} P_j}{\eta_s \eta_{мех} \eta_{пер} \eta_{эд}^э} \quad (1.6)$$

Выполним термодинамический анализ неравновесного процесса сжатия неидеального газа в одноступенчатом компрессоре.

## 2. Многоступенчатое сжатие

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, между ступенями которых устанавливают теплообменники, обеспечивающие охлаждение газа, сжатого в предыдущей ступени.

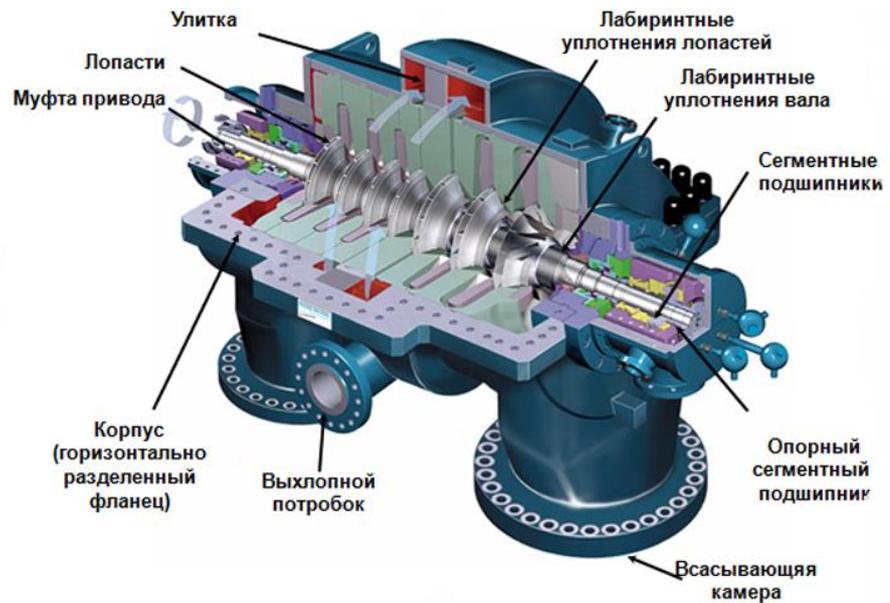


**Рис. 2.** Схема устройства многоступенчатого центробежного компрессора:

а – продольный разрез; б – разрезы рабочего колеса и лопаточного диффузора;

1 – вал; 2 – диффузор; 3 – лопатки; 4, 5 – уплотнения; 6 – рабочее колесо;

7 – рабочие лопатки; 8 – корпус компрессора.



**Рис. 3.** Объёмное изображение многоступенчатого центробежного компрессора.

На каждой ступени компрессора давление воздуха повышается. В зависимости от требуемого давления число ступеней сжатия в центробежном компрессоре может варьироваться для достижения более высокого давления. Такое многоступенчатое сжатие часто используется в нефтегазовой и перерабатывающей промышленности. В установках очистки сточных вод, напротив, используются одноступенчатые установки низкого давления для достижения желаемого перепада давления.

В данном виде устройств основным рабочим элементом является диск, на котором зафиксированы лопатки. Они имеют наклон в сторону, противоположную направлению движения. Лопатка закрепляется на валу, который приводится в движение электрическим двигателем. В конструкции может быть использовано одно или два колеса. Во втором случае лопатки соединяют их между собой.

Центробежный компрессор состоит из следующих элементов: подвода, рабочего колеса, отвода и корпуса.

**Подводом** называется часть проточной полости центробежного компрессора, предназначенная для создания равномерного

осесимметричного потока рабочего тела на входе в рабочее колесо. При осесимметричном входе вектор абсолютной скорости потока направлен по оси симметрии компрессора. Под абсолютной скоростью понимается скорость потока, измеренная в неподвижной относительно центробежного компрессора системе координат, одна из осей которой совпадает с осью симметрии машины.

Подвод в центробежных компрессорах изготавливают в форме сужающегося канала (конфузора). Конфузорный эффект позволяет увеличить скорость движения рабочего тела во входном устройстве (до 70...90 м/сек) за счет снижения давления, т.е. потенциальная энергия переходит в кинетическую. Вследствие наличия газодинамического трения потока о стенки канала в конфузоре возникают потери энергии, составляющие примерно 5 %.

В некоторых случаях вход газа в рабочее колесо может выполняться с предварительной закруткой потока.

Рабочее колесо представляет собой диск с торцевыми радиальными лопатками, образующими расширяющиеся межлопаточные каналы.

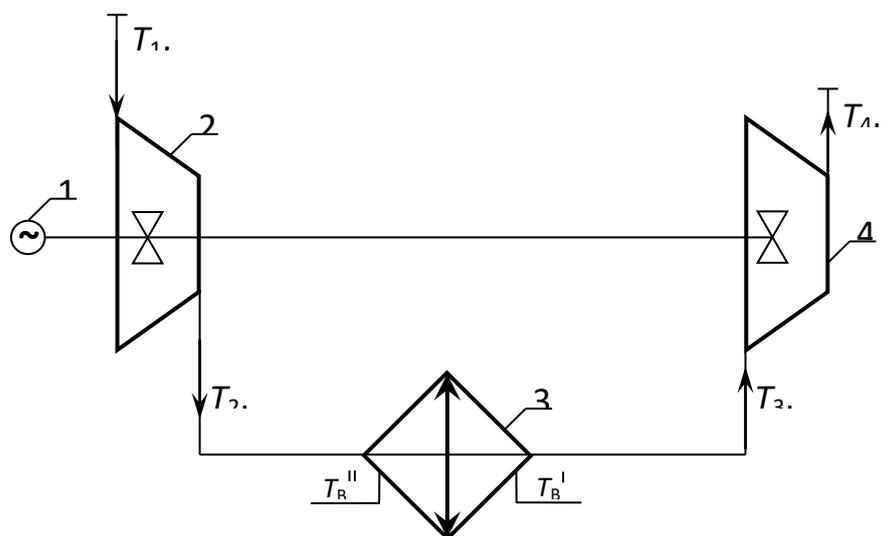
В центробежном колесе рабочее тело движется по линии наименьшего сопротивления. Гладкая вращающаяся поверхность входного участка рабочего колеса не оказывает воздействия на поток, поэтому на входе в рабочее колесо вектор абсолютной скорости потока остается направлен по оси симметрии машины. Перед входом в межлопаточные каналы поток разворачивается на 90° и направление течения потока изменяется из осевого в радиальное. Вход рабочего тела в межлопаточный канал также происходит по кратчайшему расстоянию. В межлопаточном канале колеса рабочее тело взаимодействует с вращающейся лопаткой и центробежные силы инерции совершают работу по перемещению рабочего тела по радиусу рабочего колеса (от центра к периферии). При этом на входе в рабочее колесо

образуется значительное разряжение, вызывающее поступление в центробежный компрессор новой порции рабочего тела. Работа центробежных сил на пути движения рабочего тела по межлопаточным каналам сопровождается увеличением абсолютной скорости и ростом кинетической энергии потока. Поскольку межлопаточный канал рабочего колеса представляет собой вращающийся диффузор в рабочем колесе также происходит повышение давления.

Отводом (диффузором) называется часть проточной полости центробежного компрессора, в которой кинетическая энергия потока (динамическое давление) преобразуется в потенциальную энергию (статическое давление). Он устанавливается непосредственно за рабочим колесом. Наибольшее распространение в центробежных лопаточных машинах получил лопаточный отвод (лопаточный диффузор) с кольцевой полостью.

**Корпус.** Ротор центробежного компрессора устанавливается в корпусе на двух опорах. Передняя опора ротора обычно представляет собой опорный подшипник скольжения, воспринимающий радиальные нагрузки. Задняя опора ротора, как правило, представляет собой опорно-упорный подшипник скольжения, который, кроме радиальных нагрузок воспринимает осевую нагрузку. Последняя возникает в результате разных по значению и направлению давлений, действующих на внешние поверхности рабочего колеса (составляющая от разности давлений) и в результате взаимодействия потока рабочего тела с рабочим колесом при повороте его на  $90^\circ$  (инерционная составляющая).

Рассмотрим процесс сжатия газа в двухступенчатом турбокомпрессоре с промежуточным охлаждением в холодильнике при постоянном давлении. Принципиальная схема компрессорной установки представлена на рис. 4.



**Рис. 4.** Принципиальная схема двухступенчатого адиабатного компрессора с промежуточным охлаждением.

1 – электродвигатель; 2 – первая ступень компрессора;

3 – теплообменник, охлаждаемый обратной водой; 4 – вторая ступень компрессора.

Газ с начальными параметрами  $T_1$ ,  $P_1$  поступает в первую ступень 2 компрессорной установки, где происходит адиабатный процесс сжатия от начального давления  $P_1$  до промежуточного давления  $P_2$ . Далее газ с температурой  $T_2$ , давлением  $P_2$  направляют в промежуточный холодильник 3, где его охлаждают до начальной температуры  $T_1$ , при постоянном давлении, водой из обратного водоснабжения. Сопротивление холодильника по газовому тракту с целью экономии энергии, расходуемой на сжатие, делают небольшим, что позволяет считать процесс охлаждения газа изобарным. После холодильника 3 газ направляют во вторую ступень 4 компрессорной установки, где происходит адиабатный процесс сжатия от промежуточного давления  $P_2$  до заданного конечного давления  $P_3$ .

При многоступенчатом компремировании для выбора оптимальных промежуточных давлений, при которых работа была бы наименьшей, распределение нагрузки на каждую ступень рассчитывается по следующему соотношению (2.18):

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_n = \sqrt[n]{\varepsilon_{\text{общ}}}, \quad (2.1)$$

где:

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$  – степень повышения давления газа в первой ступени, второй ступени,  $n$ -ой ступени многоступенчатого компрессора;

$n$  – число ступеней компрессора;

$$\varepsilon_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}} \text{ – общая степень повышения давления газа в}$$

компрессоре с числом ступеней  $n$  от начального давления  $P_{\text{нач}}$  до заданного конечного давления  $P_{\text{кон}}$ .

При соблюдении такого условия (2.18) отношение давлений во всех ступенях одинаково, что благоприятно не только для потребляемой мощности, но и для температур нагнетания в поршневых компрессорах, которые в этом случае получаются более низкими, чем при разных отношениях давлений в ступенях.

При увеличении числа ступеней и промежуточных холодильников компрессорной установки, процесс сжатия все более приближается к изотермическому, т.е. к наивыгоднейшему с точки зрения расхода энергии. Этим не исчерпываются достоинства многоступенчатого процесса сжатия. В поршневых компрессорах достигается снижение температуры нагнетания, уменьшается опасность воспламенения смазочных масел. В практике компрессоростроения встречаются весьма различные соотношения между числом ступеней и конечным давлением. Число ступеней компрессоров средней и высокой производительности следует выбирать таким, чтобы отношение давлений в каждой ступени турбокомпрессора не превышало величину  $\varepsilon$ , равное четырем. При сжатии многоатомных газов, например аммиака, отношения давлений выгодно брать более высокими, чем для компрессоров, сжимающих двухатомные газы, например азот. В компрессорах для газов с малым удельным весом, например

для водорода, выгодно принять пониженное отношение давлений ( $\varepsilon = 1,5 \div 2$ ), поскольку потери давления между ступенями ниже средних величин.

Для повышения экономичности компрессоров стремятся к наиболее полному охлаждению газа в промежуточных холодильниках. Предел возможного охлаждения определяется начальной температурой охлаждающей воды. При использовании воды из оборотной системы водоснабжения эта температура определяется климатическими и погодными условиями. В современных конструкциях многоступенчатых компрессоров разность конечной и начальной температуры охлаждающей воды составляет 5–10 °С.

Выбор оптимального числа ступеней надлежит проводить, руководствуясь не только стремлением к минимальному расходу энергии, но и соображениями общеэкономического характера.

### **Задача**

Двухступенчатый аммиачный турбокомпрессор с промежуточным изобарным холодильником 3 служит для сжатия аммиака до конечного давления  $P_3 = 7$  бар (рис. 7). Процесс сжатия неравновесный, расход аммиака  $\dot{m}_r = 1$  кг/с. Параметры аммиака на входе в первую ступень 2 компрессорной установки следующие:  $P_1 = 1$  бар,  $T_1 = 306$  К. Для охлаждения аммиака, сжатого в первой ступени 2 до промежуточного давления  $P_2$  используется охлаждающая вода из оборотного водоснабжения. Охлаждение аммиака после первой ступени 2 в изобарном холодильнике 3 достигается до начальной температуры  $T_3 = T_1 = 306$  К. Нагревание воды составляет величину  $\Delta T_B = 5$  К. Значение адиабатного К.п.д. каждой ступени компрессорной установки принимается одинаковым и равным следующей величине:

$$\eta_{S_{12}}^I = \eta_{S_{34}}^{II} = 0,8.$$

Функции и параметры состояния аммиака считать по уравнению состояния идеального газа с постоянной теплоемкостью.

Определить:

1. Мощность, потребляемую каждой ступенью компрессорной установки,  $\dot{W}_{12\text{BH}}^I$ ,  $\dot{W}_{34\text{BH}}^II$ , кВт.

2. Тепловой поток, отводимый в промежуточном теплообменнике 3,  $\dot{Q}_B$ , кВт.

3. Эксергетический К.п.д. компрессорной установки,  $\eta_{ex}$ .

### 1-ый этап:

Расчет мощности, потребляемой первой ступенью компрессорной установки,  $\dot{W}_{12\text{BH}}^I$ , кВт.

Определение мощности, затрачиваемой на сжатие газа от начального давления  $P_1$  до промежуточного давления  $P_2$  в первой ступени компрессорной установки, проводим по расчетному соотношению (2.2):

$$\dot{W}_{12_1}^{\text{tex}} = -\dot{m} \int_{T_1}^{T_2} C_{p_{\text{уд}}} dT = \dot{m} C_{p_{\text{уд}}} (T_1 - T_2), \quad (2.2)$$

где:

$$C_{p_{\text{уд}}} = 4,5R_M [1];$$

$$T_2 = T_1 - \frac{T_1 - T_{2S}}{\eta_S} \text{ — температура аммиака в конце неравновесного}$$

процесса сжатия в первой ступени,  $K$ ;

$$T_{2S} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \text{температура аммиака в конце адиабатического}$$

равновесного процесса сжатия в первой ступени, К.

Определение промежуточного давления аммиака после первой ступени  $P_2$  проводим согласно расчетному соотношению (2.1).

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_3} = \sqrt{\frac{P_3}{P_1}} = \sqrt{7} = 2,646$$

Результаты расчетов  $\dot{W}_{12\text{ВН}}^I$ ,  $\dot{W}_{34\text{ВН}}^{II}$  представлены в таблице 1.

Таблица 1

$T_1 = T_3, K$	$T_{2S} = T_{4S}, K$	$T_2 = T_4, K$	$C_{\text{ред}},$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\dot{W}_{12\text{ВН}}^I,$ кВт	$\dot{W}_{34\text{ВН}}^{II},$ кВт	$\dot{Q}_B,$ кВт
306	380,82	399,53	2,196	-205,39	-205,39	-205,39

Поскольку степень сжатия аммиака в обеих ступенях компрессорной установки имеет одинаковое значение, температуры газа на входе в первую и во вторую ступень равны друг другу, а также адиабатный К.п.д. ступеней имеет одно и то же значение, техническая мощность в обеих ступенях будет одинакова и равна следующей величине:

$$\dot{W}_{12\text{ВН}}^I = \dot{W}_{34\text{ВН}}^{II} = -205,39 \text{ кВт.}$$

## 2-й этап:

Расчет теплового потока  $\dot{Q}_B$ , отводимого в промежуточном изобарном холодильнике 3, охлаждаемым оборотной водой, кВт.

Расчет проводим в соответствии с уравнением баланса полной энергии для теплообменника 3 относительно аммиака (2.20).

$$\dot{m}(h_2 - h_3) + \dot{Q}_B = 0, \quad (2.3)$$

где:

$$\dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}C_p(T_2 - T_3) - \text{поток энтальпии аммиака, кВт};$$

$\dot{Q}_B$  – тепловой поток, подводимый охлаждающей оборотной водой, кВт;

$\dot{Q}_B = -205,39$  кВт – тепловой поток, отводимый от аммиака в промежуточном холодильнике 3 (рис. 7).

$\dot{m}_B(h'_B - h''_B) = \dot{m}_B \cdot \bar{C}_{pB}(T'_B - T''_B)$  – поток энтальпии воды, поступающей из обратного водоснабжения в теплообменник 3, кВт;

$\bar{C}_{pB} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – значение теплоемкости воды при средней температуре  $\bar{T} = 302,5 \text{ К}$ .

Расход охлаждающей воды составляет следующую величину:

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_{23}}{\bar{C}_{pB}(T'_B - T''_B)} = \frac{205,39}{4,19 \cdot 5} = 9,81 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

**3-ый этап:**

Расчет эксергетического К.п.д. компрессорной установки,  $\eta_{ex}$ .

Расчет эксергетического К.п.д. компрессорной установки проводим по соотношению.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{\text{ВЫХ}} - \dot{E}x_{\text{ТР}}}{\dot{E}x_{\text{ВХ}} - \dot{E}x_{\text{ТР}}} = \frac{\dot{m}_r [C_p(T_4 - T_1) - T_{\text{о.с.}}(s_4 - s_1)]}{-\dot{W}_{12_{\text{ВН}}}^I - \dot{W}_{34_{\text{ВН}}}^{\text{II}} - \dot{W}_B},$$

где:

$\dot{E}x_{\text{ВЫХ}} = \dot{m}_r e_{x4}$  – поток эксергии аммиака на выходе из компрессорной установки, кВт;

$\dot{E}x_{\text{тр}} = \dot{m}_{\Gamma} e_{x1}$  – транзитный поток эксергии, кВт;

$-\dot{W}_{12_{\text{ВН}}}^I$ ;  $-\dot{W}_{34_{\text{ВН}}}^{\text{II}}$  – техническая мощность первой и второй ступени,

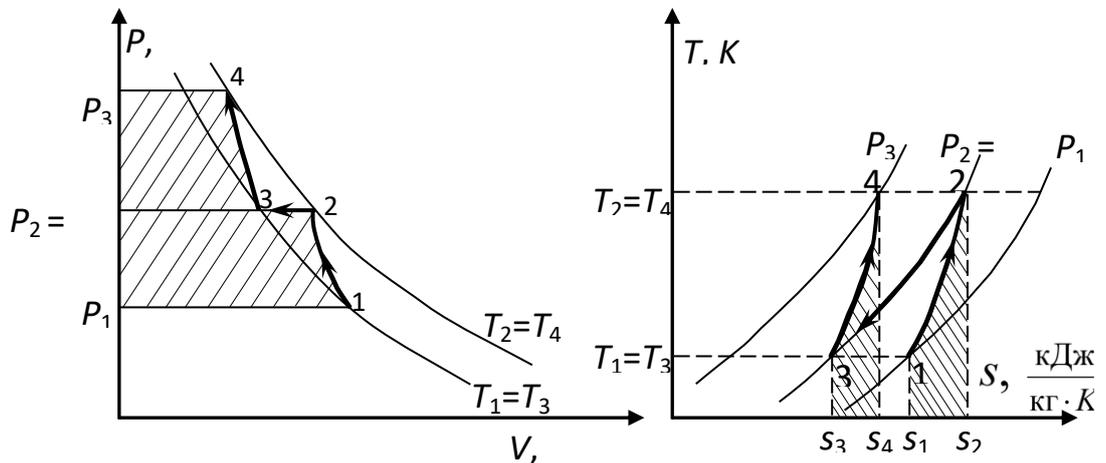
кВт;

$-\dot{W}_{\text{В}} = 9,81$  кВт – мощность, потребляемая насосом на перекачивание оборотной воды;

$T_{\text{o.c.}} = 298,15$  К – температура окружающей среды.

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{1[2,196(399,53 - 306) - 298,15(2,196 \ln \frac{399,53}{306} - 0,489 \ln 7)]}{-(-2 \cdot 205,39) - (-9,81)} = 0,764$$

В квазистатическом приближении действительный процесс сжатия в компрессоре может быть представлен в виде равновесного политропного процесса, начальное и конечное состояния которого полностью совпадают с реальным процессом. Представим данный процесс в координатах  $PV(a)$  и  $TS(b)$ , рис. 5.



**Рис. 5.** Политропный равновесный процесс двухступенчатого сжатия аммиака с промежуточным охлаждением в координатах  $PV(a)$  и  $TS(b)$ .

Вследствие охлаждения аммиака в промежуточном холодильнике 3 при постоянном давлении (изобарный процесс 2→3) общий процесс сжатия

в компрессорной установке приближается к изотермическому, т.е. самому выгодному с точки зрения экономии энергии. Для неидеального газа и т.д.

К этому классу также относится вихревой и осевой компрессора.

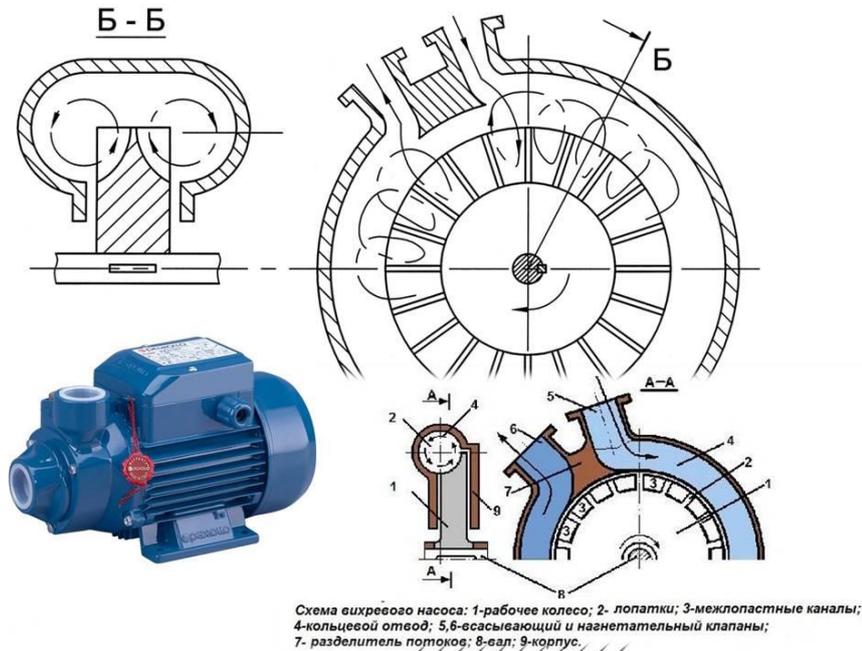


Рис. 6. Схема вихревого насоса.

## Осевой компрессор

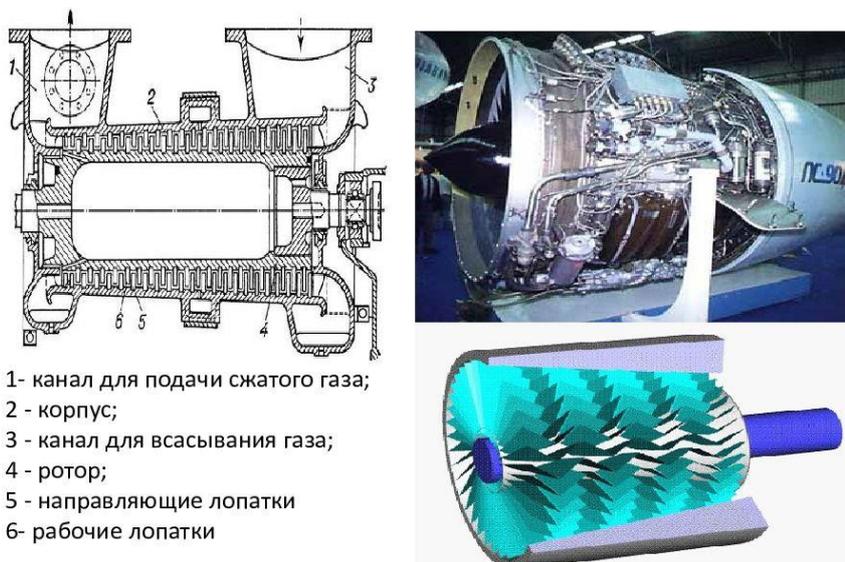


Рис. 7. Схема осевого компрессора.

**Преимущества центробежных компрессоров:**

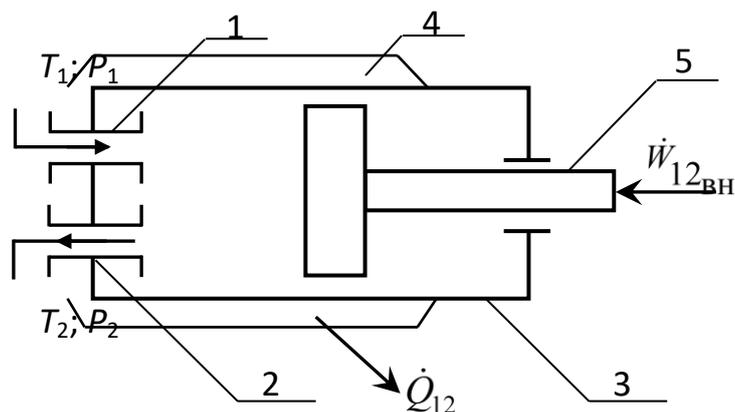
1. Низкий вес, легкость проектирования и производства.
2. Подходит для непрерывной подачи сжатого воздуха, например, в систему охлаждения.
3. Безмасляный воздух на выходе из компрессора.
4. Меньшее количество трущихся деталей.
5. Высокая скорость потока.
6. Относительно энергоэффективен.
7. Широкий диапазон скоростей вращения рабочих колес.
8. Центробежные компрессоры надежны и недороги в обслуживании.
9. Для установки центробежного компрессора не требуется специальный фундамент.

Центробежные компрессоры не подходят там, где требуется сжатие до высоких давлений, а также, важно избежать вибраций установки из-за высокой скорости вращения рабочих колес, так как даже незначительный дисбаланс может привести к выходу компрессора из строя.

### **3. Компрессоры объёмного типа**

#### **3.1. Принцип действия**

В машинах объёмного типа повышение давления газа осуществляется за счёт периодически повторяющихся сокращений замкнутого объёма рабочей полости цилиндра. Принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора представлена на рисунке 8.



**Рис. 8.** Принципиальная схема поршневого компрессора:

- 1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан;  
3 – корпус цилиндра; 4 – охлаждающая рубашка; 5 – поршень

Одноступенчатый компрессор представляет собой цилиндр 3 с охлаждающей рубашкой 4 внутри которого движется поршень 5. В крышке цилиндра имеются клапаны: впускной (всасывающий) 1 и нагнетательный 2. Поршень 5 имеет два крайних положения: верхнюю мёртвую точку ВМТ и нижнюю мёртвую точку НМТ на площадь поршня. При движении поршня 5 от НМТ влево впускной клапан 1 закрывается. Газ, имеющийся в цилиндре сжимается до давления нагнетания и выталкивается в ресивер. При движении поршня в обратном направлении давление в цилиндре падает, клапан 2 закрывается и газ сжатый в мёртвом объёме расширяется. Открывается впускной клапан 1 и происходит всасывание газа в цилиндр 3 из трубопровода. При обратном движении поршня сжимается очередная порция рабочего тела.

### 3.1.1. Характеристики объёмного компрессора.

Различают  $\dot{W}_{эд}^э$  (электрическую) мощность; эффективную (механическую)  $\dot{W}_{мех}$  мощность; индикаторную  $\dot{W}_{ин}$ ; теоретическую мощность  $\dot{W}_{12Т}^P$ , которая рассчитывается по формуле:

$$\dot{W}_{12Т}^P = \dot{m}W_{12Т}^P, \quad (3.1)$$

где  $\dot{m}$  – массовый расход рабочего тела, т.е. производительность агрегата,  $W_{12Т}^P$  – удельная работа компрессора в изотермическом режиме работы.

Производительность компрессора по параметрам всасываемого газа определяется по выражению:

$$\dot{m} = \dot{v} \rho_{\text{вс}}, \quad (3.2)$$

где  $\dot{v}$  – объемная производительность;  $\rho_{\text{вс}}$  – плотность газа (пара) в состоянии всасывания.

Для компрессоров объемного типа (поршневых, винтовых, ротационных)  $\dot{v} = v_{\text{теор}} \lambda$ , где  $\lambda$  – коэффициент подачи, который зависит от конструкции компрессора, степени повышения давления, температуры всасывания. Теоретическая производительность не зависит от режима работы компрессора и приводится в справочниках. Расчёт теоретической производительности выполняется по формуле (3.3):

$$\dot{v}_{\text{теор}} = F \cdot S \cdot \gamma, \quad (3.3)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения поршня,  $S$  – ход поршня,  $\gamma$  – частота вращения вала, т.е. число ходов поршня в единицу времени.

Коэффициент подачи определяется по выражению (3.4):

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{\text{упл}}, \quad (3.4)$$

где  $\lambda_v$  – объёмный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности вследствие обратного расширения газа в мёртвом пространстве;  $\lambda_p$  – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности вследствие дросселирования при уменьшении давления газа в рабочей полости в конце всасывания;  $\lambda_T$  – коэффициент подогрева, учитывающий повышение температуры газа в рабочей полости в конце процесса всасывания;  $\lambda_{\text{упл}}$  – коэффициент плотности, учитывающий снижение производительности вследствие не герметичности рабочей полости.

Для идеального газа  $\lambda_v$  может быть вычислена по соотношению (3.5):

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1), \quad (3.5)$$

где  $a = \frac{V_M}{V_{ц}}$  - отношение объёмов мёртвого пространства к

геометрическому объёму рабочего цилиндра компрессора  $V_{ц} = F \cdot S$ ,  $\varepsilon = \frac{P_H}{P_{вс}}$  —

отношение давления всасывания и нагнетания в номинальном режиме,  $n$  — условный показатель политропы конечных параметров рабочего тела.

Ориентировочные значения  $n$  при средних отношениях давлений порядка 3-4 могут быть определены зависимостью (3.6):

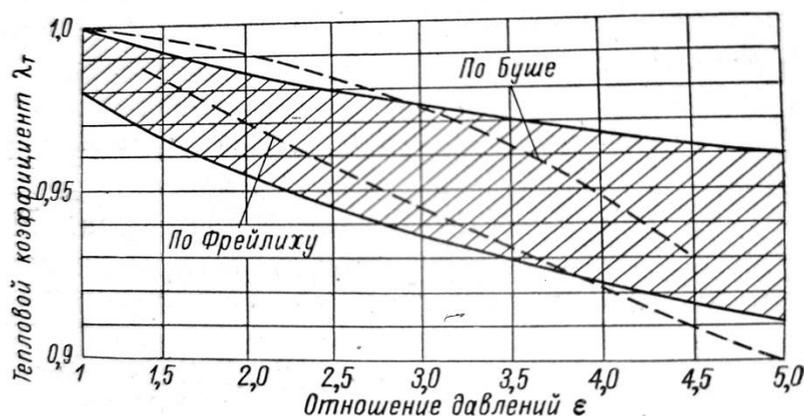
$$n = 1 + \beta(k-1), \quad (3.6)$$

где  $k$  — показатель адиабаты, а  $\beta$  — коэффициент, значение которого зависит от давления всасываемого газа.

$\beta = 0,5$  при  $P_{вс} < 0,15$  МПа,  $\beta = 0,62$  при  $P_{вс} = 0,15 \div 0,4$  МПа,  $\beta = 0,75$  при  $P_{вс} = 0,4 \div 1,0$  МПа,  $\beta = 0,88$  при  $P_{вс} = 1,1 \div 3$  МПа.

$\lambda_T$  коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности за счёт подогрева газа в рабочей полости.  $\lambda_T$  зависит от конструкции охлаждающей рубашки, а так же от физических свойств газа. При снижении температуры охлаждающей воды  $\lambda_T$  увеличивается. Повышение температуры газа дополнительно вызывается потерей давления во всасывающем клапане. Добавочное повышение температуры, возрастающее с сопротивлением всасывающего клапана и с увеличением скорости газа, составляет на ступенях низкого давления 3 – 10 градусов, а на ступенях высокого давления 1 – 3 градуса.

Ориентировочная величина  $\lambda_T$  может быть найдена на основании данных, представленных на графике (рис. 9).



**Рис. 9.** Тепловой коэффициент  $\lambda_T$  в зависимости от отношений давлений.

На рисунке 12 нанесены кривые значения  $\lambda_T$  по Буше и Фрейлиху, представляющие результат обработки Кольмана. Обе кривые показывают сильное снижение  $\lambda_T$  в области высоких отношений давления. При конструировании цилиндров следует иметь в виду, что  $\lambda_T$  увеличивается при охлаждении крышек и всасывающих каналов цилиндров. Следует избегать неохлаждаемых перегородок в цилиндрах и крышках, разделяющих всасывающие и нагнетательные каналы, так как эти элементы должны являться местом интенсивного подвода тепла к газу, всасываемому с высокой скоростью.

Остальные коэффициенты имеют следующие значения  $\lambda_p=0,95\div 0,98$ ,  $\lambda_{\text{упл}}=0,96\div 0,98$ .

Для изотермического процесса:

$$W_{12T}^P = - \int_1^{2T} \frac{dP}{\rho}, \quad (3.7)$$

где  $P = z\rho R_M T$ .

Используя выражение (1.9) для расчета коэффициента сжимаемости  $z = 1 + B\rho$ , получаем:

$$dP = R_M T d\rho + 2B\rho R_M T d\rho \quad (3.8)$$

С учетом соотношения (3.8) формула для расчета изотермического процесса сжатия неидеального газа приобретает вид (3.9):

$$W_{12T}^P = - \int_1^{2T} \frac{dP}{\rho} = -R_M T_1 \left[ \ln \frac{\rho_{2T}}{\rho_1} + 2B(\rho_{2T} - \rho_1) \right]. \quad (3.9)$$

Устройство пластинчатого компрессора показано на рисунке 11.

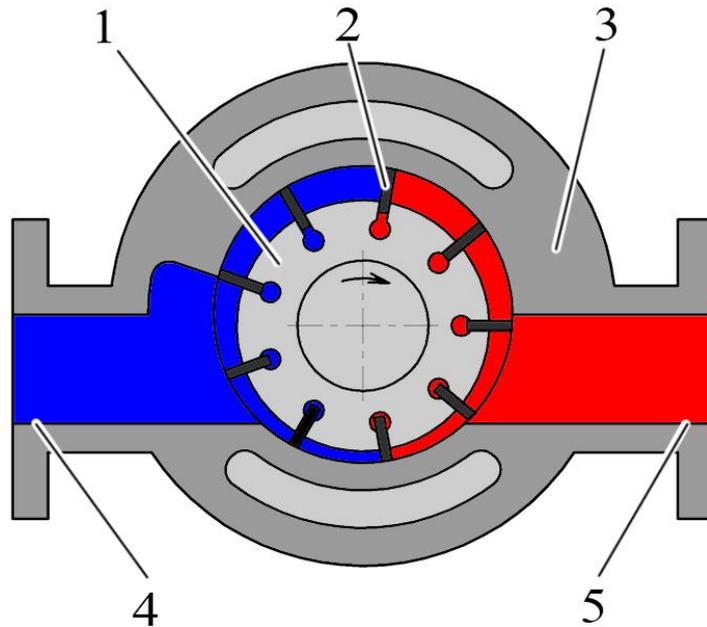
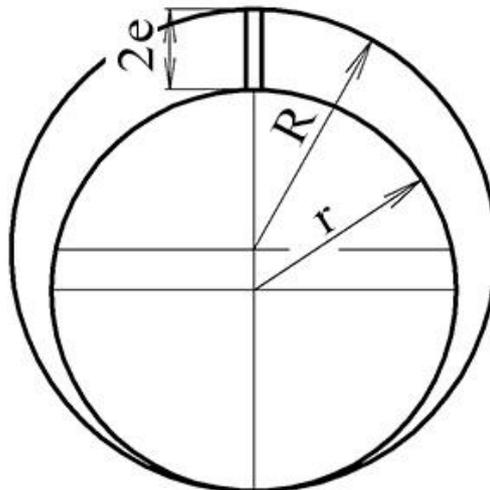


Рис. 10. Устройство пластинчатого компрессора.  
 1 – ротор, 2 – пластины, 3 – статор с эксцентриситетом,  
 4 – всасывающий патрубок, 5 – нагнетательный патрубок.

Расчетная схема пластинчатого компрессора показана на рисунке 11.



$$\dot{V} = \lambda \dot{V}_{\text{теор}} = \lambda Z n V = 4 \pi \lambda e R L n$$

Рис. 11. Расчетная схема пластинчатого компрессора.  
*L* - высота пластины, *z* - количество пластинами, *R* - внутренний радиус статора,  
*e* – эксцентриситета, *V* - объем газа между пластинами,  
*n* - частота вращения,  $\lambda$  - коэффициент подачи (0,5...0,8).

В пластинчатом компрессоре ротор 1, в котором установлены подвижные пластины 2, размещен в статоре 3 с эксцентриситетом. При вращении ротора, пластины прижимаются к внутренней поверхности статора под действием центробежных сил. В результате образуются камеры, ограниченные поверхностями пластины, ротора и статора. За счет эксцентриситета между ротором и статором, объем рабочих камер при вращении ротора изменяется. Зона, где происходит увеличение объема камер соединена с всасывающим патрубком компрессора. В зоне уменьшения рабочего объема газ сжимается и направляется к напорному патрубку компрессора.

Пластинчатые машины могут использоваться в качестве компрессоров и как вакуум насосов. Пластинчатые компрессоры применяют для обеспечения малых и средних подач, при давлении, не превышающем 1,5 МПа. Пластинчатые машины используют для сжатия хладагента в холодильных установках, откачивания паров и газов, в том числе и при давлении ниже атмосферного (пластинчатые насосы способны обеспечивать 95% вакуум).

Преимущества пластинчатых компрессоров:

- низкие пульсации давления
- отсутствие клапанов
- хорошие массогабаритные показатели
- малые газодинамические потери на всасывании

Недостатки пластинчатых компрессоров:

- сложность обеспечения герметичности рабочей камеры при больших давлениях
- износ трущихся деталей
- нагрев из-за трения
- требуется высокая точность изготовления и сборки деталей