

Лекция 9

Компрессорные установки

Компрессор представляет собой механическое устройство (машина), предназначенное для получения сжатого газа и его перемещения.

Компрессорные установки используются во многих областях промышленности. Химической, металлургической, пищевой, горнодобывающей, машиностроительной, авиационной, железнодорожной.

С учетом конструкции и заложенного принципа работы, компрессорные установки можно разделить на поршневые и центробежные.

В цикле поршневого компрессора, после заполнения рабочего объема газом (например, воздухом), предусматривается сжатие газа по мере перемещения подвижного поршня и уменьшение замкнутого закрытого объема, с последующим нагнетанием газа в объемный резервуар сбора газа. Таким образом, рабочий цикл поршневого компрессора включает несколько процессов, периодически повторяющихся в определенной последовательности.

Центробежные компрессоры представляют собой техническое устройство с параллельным выполнением нескольких процессов непрерывного действия. Процессы поступления, сжатия и нагнетания газа происходят непрерывно в определенных элементах компрессора. Непрерывное поступление газа в объем рабочего колеса (рабочей турбины) происходит в результате непрерывного вращения турбины.

Газ, поступающий к центральной области рабочего колеса, под действием центробежных сил высокой скорости вращения, перемещается к периферии рабочего колеса. В центральной части рабочего колеса на входе компрессора создается снижение давления, разрежение. Этим и обеспечивается непрерывное поступление нового объема газа. Газ захватывается лопатками турбины и переходит во вращательное круговое движение с высокой линейной скоростью. Срываясь с лопаток турбины, газ поступает в расширяющееся пространство (диффузор), где кинетическая энергия его высокой скорости перемещения, превращается в энергию повышенного статического давления (как процесс сжатия), с последующим процессом его нагнетания в рабочий объем резервуара или поступлением к рабочему колесу следующей ступени непрерывного сжатия.

Процессы перемещения поршня поршневого компрессора, как и вращение рабочего колеса (турбины) центробежного компрессора, осуществляется от дополнительного источника механического привода.

Несмотря на принципиальное различие конструкторского решения, термодинамика рабочего процесса остается принципиально одинаковой. Для анализа и оптимизации происходящих процессов с учетом назначения, как правило, используются тот же математический аппарат, для описания процессов поступления газа, сжатия, выпуска и перемещения.

Такие процессы проще и понятней рассмотреть на примере одноступенчатого поршневого компрессора. Основные элементы поршневого компрессора: блок цилиндров, поршень, кривошипно-шатунный механизм. Его основной вал связан с электродвигателем или другим

источником выполнения механической работы привода компрессора, например двигатель внутреннего сгорания.

Рабочий процесс компрессора совершается за один оборот вала и два хода поршня, рисунок 21. При перемещении поршня к нижней части его положения под действием разрежения открывается впускной клапан, и в рабочий объем цилиндра поступает газ. На втором ходе движения поршня к верхнему положению, под действием повышения давления впускной клапан закрывается и в процессе перемещения поршня происходит сжатие газа до давления, установленного настройкой пружины выпускного клапана компрессора.

При достижении установленного давления, под действием силы давления газа откроется выпускной или нагнетательный клапан и газ дальше перемещается в резервуар накопления или холодильное устройство для охлаждения сжатого газа перед поступлением во вторую ступень, если существует вторая, третья ступень, и так далее.

Процесс сжатия и перемещения завершается при достижении поршнем верхнего положения. Дальше при первом перемещении поршня в обратную сторону, давление в рабочем объеме резко снижается. Закрывается нагнетательный клапан, открывается впускной клапан и процесс повторяется.

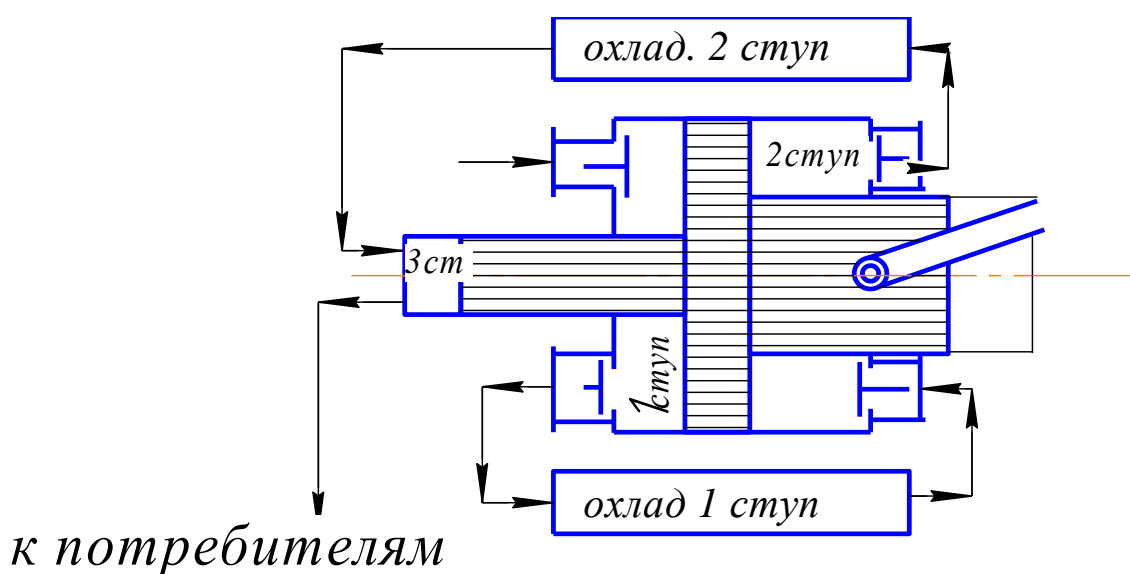


Рисунок 21– Схема и принцип работы поршневого компрессора

Для оптимизации рабочего цикла компрессора необходимо провести термодинамический анализ работы компрессора.

Основной задачей термодинамического анализа является определить характер протекания отдельных процессов, для определения условий при которых будет наименьшие затраты механической работы и обеспечение высокой производительности компрессора.

Первоначально это целесообразно выполнить для теоретического цикла, без учета вредного пространства при положении поршня в ВМТ, без учета затрат механической работы на преодоления сил трения, дросселирование в клапанах. Давление на впуске и на участке нагнетания считать постоянным.

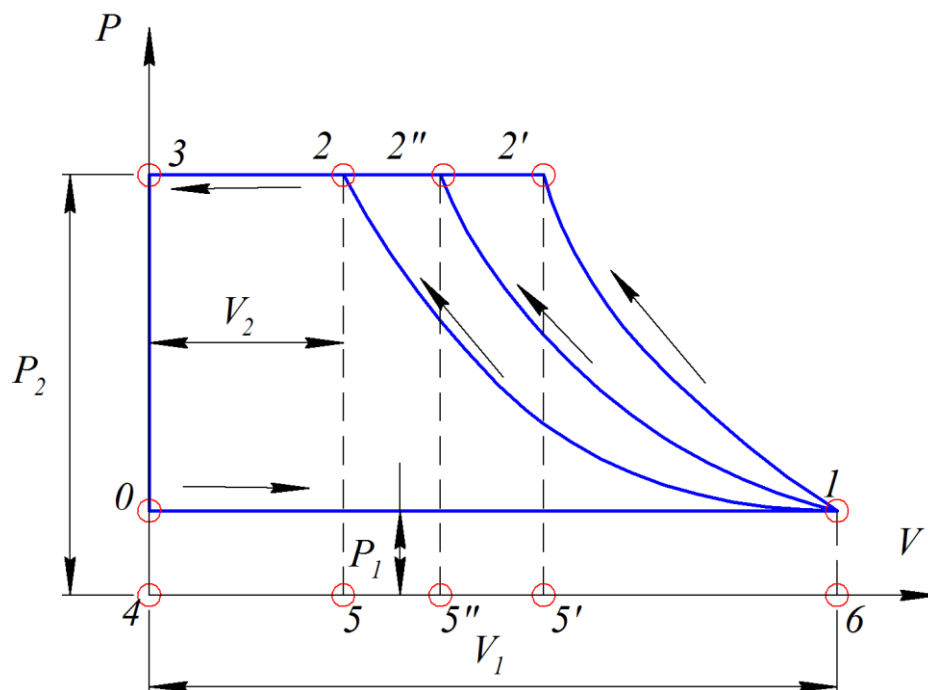


Рисунок 22 – Индикаторная диаграмма теоретического цикла компрессора

Индикаторная диаграмма работы компрессора представлена на рисунке 22, где линия 0-1 – это линия наполнения (впуска), линия 1-2 – это линия сжатия, линия 2-3 – это линия нагнетания (перемещения сжатого воздуха в резервуар).

После начала нового цикла нагнетательный клапан закрыт, открывается впускной клапан и давление резко снижается до атмосферного, мгновенно.

Тогда затраченную работу, для получения 1 кг сжатого газа, можно определить из выражения

$$l = P_1 v_1 - P_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} P dv ,$$

где $P_1 v_1$ – положительная работа, выполняемая внешней средой по заполнению рабочего объема газом при впуске;

$P_2 v_2$ – затраченная работа нагнетания, выталкивания газа;

$$\int_{v_1}^{v_2} P dv - \text{механическая работа на сжатие газа.}$$

Процесс сжатие в компрессоре с учетом организации условий его протекания, можно направить при условиях изотермического процесса, можно организовать при условиях адиабатного процесса или при условиях произвольного политропного процесса.

При сжатии по адиабате, линия 1–2' процесс нагнетания наступает раньше, однако при условиях полной изоляции, потребуется наибольшее количество затрат энергии на сжатие газа.

При сжатии при условиях изотермического процесса, линия 1–2, затраты механической работы на привод компрессора минимальны.

При сжатии при условиях политропного, линия 1–2'', затраты работы на сжатие меньше чем при адиабатном процессе, но больше чем при сжатии по изотерме.

Таким образом, для оптимизации процесса сжатия необходимо направлять ближе к изотермическому процессу, а это, следовательно, с отводом теплоты нагрева в процессе сжатия.

В общем, работа на привод компрессора с учетом условий протекания определится:

для изотермического процесса

$$l_{\text{изм.пр}} = P_1 v_1 - P_2 v_2 - P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1},$$

при изотермическом процессе $P_1 v_1 = P_2 v_2$, тогда работа привода равна

$$l_{\text{изм.}} = -P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

При использовании адиабатного процесса работа привода компрессора составит

$$\begin{aligned}
 l_{ad.np} &= P_2 v_2 - P_1 v_1 - \frac{1}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\left(1 - \frac{1}{k-1}\right) \cdot (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \\
 &= -\frac{k}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].
 \end{aligned}$$

Соответственно, работа адиабатного сжатия составит

$$l_{ad.} = -\frac{1}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\frac{1}{k-1} \cdot RT_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

$$l_{ad.} = u_1 - u_2.$$

Тогда при использовании адиабатного процесса сжатия, работа привода компрессора составит

$$\begin{aligned}
 l_{ad.np} &= -(P_2 v_2 - P_1 v_1) - (u_2 - u_1) = \\
 &= -(P_2 v_2 + u_2) + (P_1 v_1 + u_1) = -(i_2 - i_1).
 \end{aligned}$$

При использовании политропного процесса

$$\begin{aligned}
 l_n &= -(P_2 v_2 - P_1 v_1) - \frac{1}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\left(1 - \frac{1}{n-1}\right) \cdot (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \\
 &= -\frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1)
 \end{aligned}$$

Или

$$l_n = -\frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\frac{n}{n-1} \cdot RT_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Количество отведенной теплоты определится из выражения

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1)$$

Диаграмма реального компрессора, рисунок 23, несколько отличается от индикаторной диаграммы теоретического цикла компрессора.

Во-первых, в реальном цикле компрессора присутствуют потери на дросселирование при впуске и при нагнетании. В результате, поступление воздуха происходит при давлении чуть ниже атмосферного, нагнетание при давлении чуть выше давления в нагнетательном патрубке.

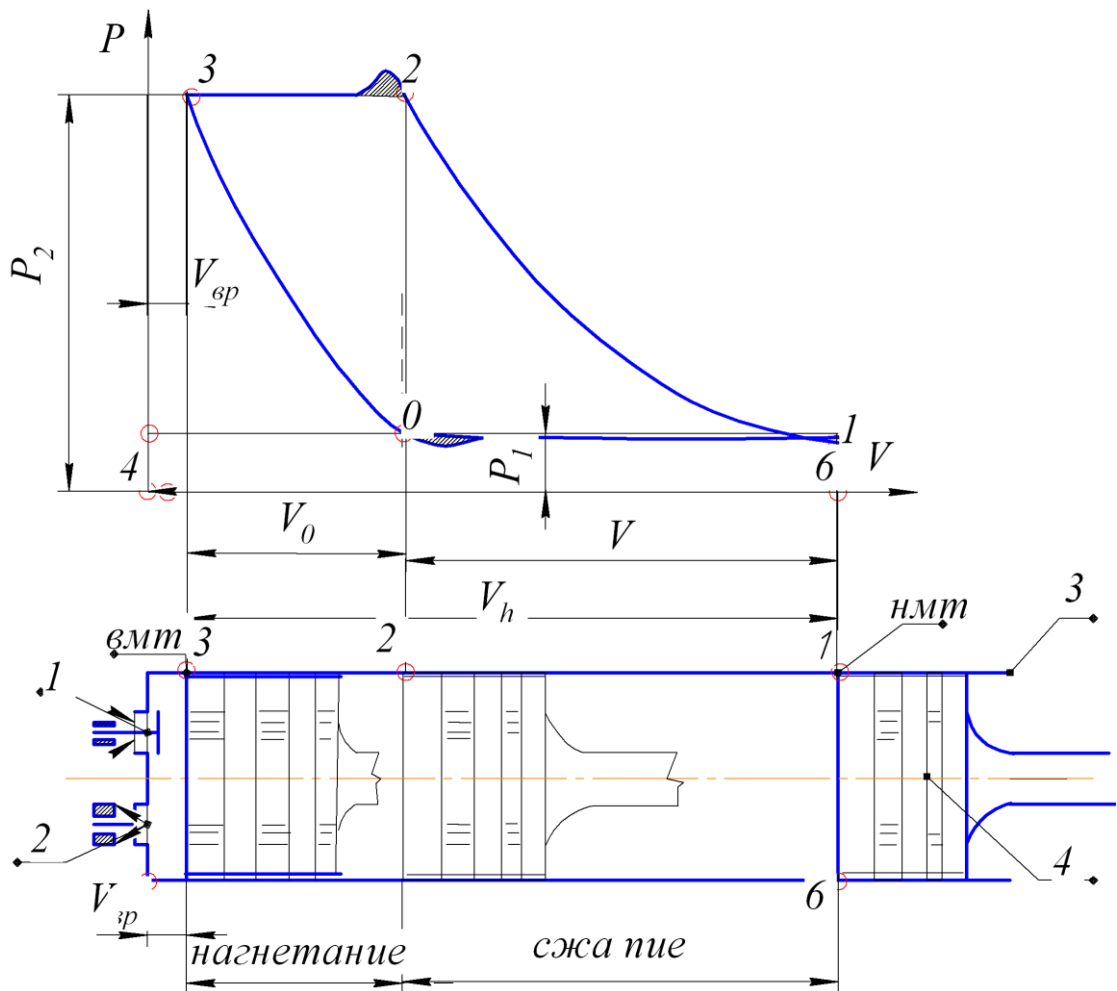


Рисунок 23 – Индикаторная диаграмма реального компрессора

Во-вторых, в реальном компрессоре присутствует вредный объем не вытесненного газа. Таким образом, процесс впуска начинается не с момента обратного движения поршня, а только после расширения газа во вредном

пространстве и снижения давления ниже атмосферного, с точки 0. Отношение объема в точке 0, к общему объему V_h , в реальной практике, называют объемным коэффициентом полезного действия

$$\eta_{об} = \frac{V_0}{V_h}.$$

Следовательно, при повышении степени сжатия и, соответственно, давления нагнетания и давления во вредном пространстве, снижается объемный коэффициент полезного действия и производительность компрессора. При определенном значении степени повышения давления на участке нагнетания, производительность компрессора приблизится к нулю. В связи с чем, степень повышения давления в компрессоре ограничивается значениями до 0,6...1,0 МПа.

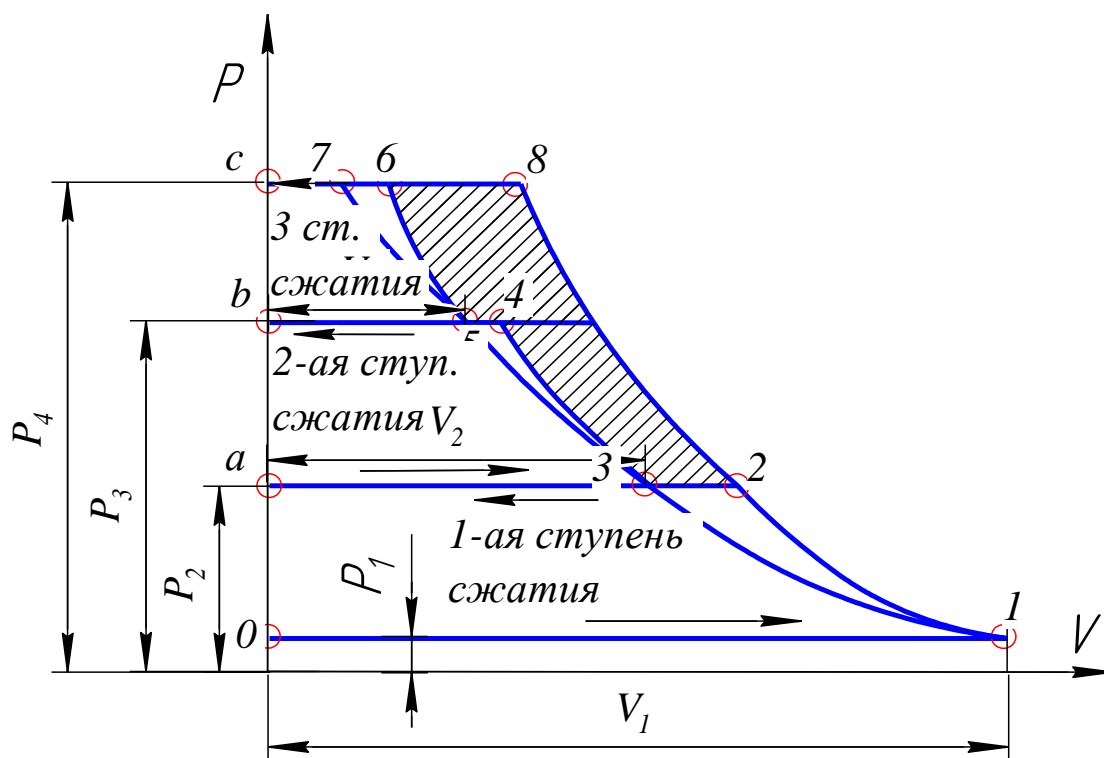


Рисунок 24 – Индикаторная диаграмма многоступенчатого компрессора

Для получения сжатого газа высоких давлений используются многоступенчатые компрессоры, рисунок 24.

Обычно, отношение давлений во всех ступенях принимаются одинаковыми:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = x,$$

Их произведение

$$\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_6}{P_5} = x^3,$$

отсюда, степень повышения давления в каждой ступени, для многоступенчатого компрессора, при известном конечном давлении определится из выражения

$$x = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}},$$

или в общем виде, для многоступенчатого компрессора с числом ступеней Z , степень повышения в каждой ступени определяется из выражения

$$x = \sqrt[Z]{\frac{P_z}{P_1}},$$

где Z - число ступеней;

P_z -- максимальное и конечное давление сжатия.

Работа в каждой ступени компрессора,

в первой ступени

$$l_1 = -\frac{n}{n-1}(P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\frac{n}{n-1} \cdot RT_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Во второй ступени

$$l_2 = -\frac{n}{n-1} \cdot RT_3 \cdot \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

В третьей ступени

$$l_3 = -\frac{n}{n-1} \cdot RT_5 \cdot \left[\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

При равенстве температур газа на входе каждой ступени, с учетом использования холодильных устройств предварительного охлаждения газа, перед поступлением на вход следующей ступени $T_1 = T_3 = T_5$ и равенстве отношений

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = x,$$

получаем, что затраченная работа на впуск – сжатие – нагнетание в каждой ступени остаются одинаковыми

$$l_1 = l_2 = l_3$$

и общая работа привода много ступенчатого компрессора будет составлять

$$l_{\text{мк}} = z \cdot l_1.$$

После каждой ступени сжатия газа устанавливается холодильное устройство для охлаждения воздуха, кроме последней.

Таким образом, количество холодильников равно, $(z - 1)$.

Это число, меньше числа ступеней на единицу.