

Компрессоры

Компрессор – это машина, предназначенная для сжатия различных газов и паров. Компрессоры получили широкое применение в современной технике. Их используют в самых различных отраслях промышленности – машиностроении, химической и газодобывающей промышленности, двигателестроении, в системах транспортировки газов и т.д.

В зависимости от конечного давления компрессоры подразделяются следующим образом: **вакуум-насосы** – машины, предназначенные для откачки газа из некоторого замкнутого объема до достижения технического вакуума; **вентиляторы** и **газодувки**, предназначенные для сжатия газа до 0,2 МПа (в основном используются для перемещения массы газа); **компрессоры низкого давления**, осуществляющие сжатие газа до давления 0,1 – 0,2 МПа (применяются в пневматических установках); **компрессоры среднего давления** служат для сжатия газа до давления 1 – 10 МПа; **компрессоры высокого давления**, предназначенные для сжатия газа до давления 10 – 100 МПа и выше.

В зависимости от числа ступеней последовательного сжатия компрессоры делятся на **одноступенчатые** и **многоступенчатые**. Последние предназначены для получения газов высокого давления.

Все компрессоры в зависимости от конструкции и принципа работы разделяют на две группы: **объемные** (поршневые, шестеренчатые, ротационные) и **лопастные** или **турбокомпрессоры** (центробежные, осевые, диагональные). В объемных компрессорах давление повышается за счет сокращения объема газа, поступившего в рабочее пространство компрессора. В турбокомпрессорах повышение давления газа осуществляется в два этапа и носит динамический характер: сначала газ разгоняется и приобретает некоторую кинетическую энергию, затем он затормаживается в специально профилированном канале, при этом его кинетическая энергия преобразуется в энергию давления.

Объем газа, всасываемого компрессором в единицу времени, называется **объемной подачей**. Объемная подача является количественной характеристикой компрессора. В зависимости от объема всасываемого газа различают компрессоры: *малой подачи* – до 0,003 м³/с; *средней подачи* – до 0,03 м³/с; *большой подачи* – от 0,03 м³/с и выше.



Объёмный расход (объёмная производительность) компрессора на входе и на выходе связаны с массовым расходом G_m [кг/с] следующим соотношением:

$$G_m = \frac{G_v^{вх}}{v_{вх}} = \frac{G_v^{вых}}{v_{вых}},$$

где $v_{вх}$, $v_{вых}$ – соответственно удельные объёмы на входе и выходе компрессора, [м³/кг].

Качественными характеристиками компрессора являются степень сжатия и степень повышения давления. Степень сжатия представляет собой отношение начального объема газа V_1 к конечному объему V_2 :

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}. \quad (1)$$

Степень повышения давления равна отношению давления на выходе компрессора p_2 к давлению на входе p_1 :

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}. \quad (2)$$

Для политропных процессов сжатия эти характеристики связаны между собой очевидным соотношением:

$$\varepsilon^n = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \frac{p_2}{p_1} = \pi_k. \quad (3)$$

Несмотря на различие принципов сжатия в объёмных и лопастных компрессорах, термодинамические расчеты процессов сжатия газа в них одинаковы. Поэтому для исследования и анализа процессов рассмотрим работу наиболее простого одноступенчатого поршневого компрессора.

Процессы в идеальном поршневом компрессоре

Компрессор состоит (рис. 1) из цилиндра 1 с поршнем 2, который при помощи кривошипно-шатунного механизма 5, соединенного с валом двигателя привода, совершает возвратно-поступательное движение. В крышке цилиндра размещены всасывающий 3 и нагнетательный 4 клапаны.

Они открываются и закрываются автоматически под действием изменения давления в цилиндре.

Сжатие газа в компрессоре осуществляется за два такта (два хода поршня, один оборот вала). При движении поршня в направлении НМТ открывается всасывающий клапан, и рабочий цилиндр наполняется газом. В течение следующего такта, когда поршень перемещается в направлении ВМТ, происходят два процесса. Сначала газ сжимается до заданного давления (при закрытых клапанах 3 и 4) – *процесс сжатия*, а затем при открытии клапана 4 газ выталкивается из цилиндра в магистраль высокого давления – *процесс нагнетания*. Пространство между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в положении ВМТ, называется вредным объемом. В этом объеме после завершения процесса нагнетания остается газ высокого давления. Как будет показано далее (раздел *Реальный компрессор*), наличие вредного объема приводит к снижению объемной производительности компрессора.

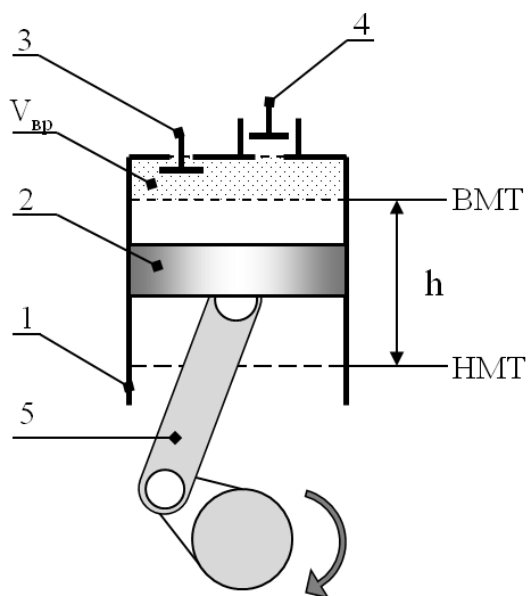


Рис. 1. Поршневой компрессор:

1 – цилиндр компрессора; 2 – поршень; 3, 4 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 5 – кривошипно-шатунный механизм;
 $V_{вп}$ – вредный объем; ВМТ, НМТ – верхняя и нижняя мертвые точки; h – ход поршня

Основной целью термодинамического расчета компрессора является определение удельной работы, затрачиваемой на сжатие газа и, как следствие, определение мощности двигателя привода.

Рассмотрим теоретический процесс в компрессоре при следующих допущениях (*идеальный компрессор*): сжимается идеальный газ; все процессы равновесные; отсутствует трение поршня о стенки цилиндра; отсутствует гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного клапанов; отсутствует вредный объем; процессы всасывания и нагнетания происходят при постоянном давлении.

Процессы в идеальном компрессоре представлены на рис. 2 в виде индикаторной диаграммы в координатах Давление (p , Па) – Геометрический объем цилиндра (V , м³).

При движении поршня вправо происходит процесс всасывания газа 0–1 в цилиндр компрессора при постоянном давлении p_1 . Этот процесс не является термодинамическим, т.к. при отсутствии гидравлического сопротивления во впускном клапане температура газа, как и давление, остается постоянной. Работа в процессе положительна и равна площади под линией всасывания 0–1:

$$L_{0-1} = p_1 V_1 > 0. \quad (4)$$

При обратном движении поршня газ сжимается в процессе 1–2 до заданного давления p_2 , а затем происходит процесс нагнетания 2–3 при постоянном давлении p_2 .

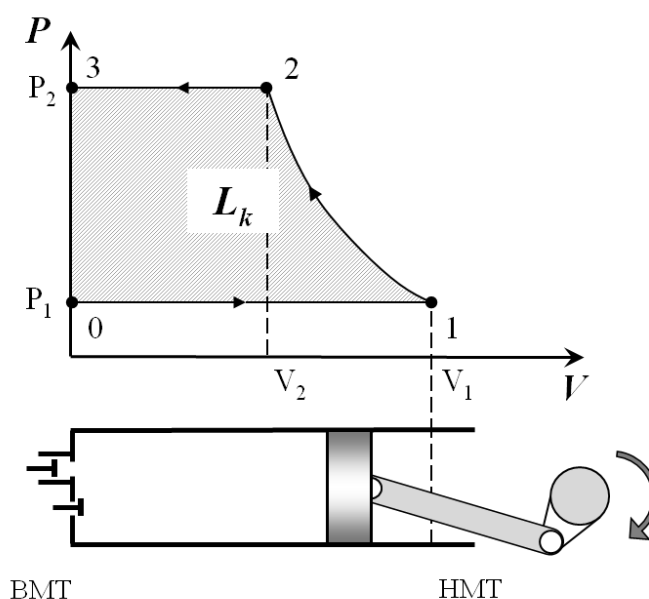


Рис. 2. Индикаторная диаграмма идеального компрессора



Считая сжатие в общем случае политропным с показателем политропы n , работа в процессе будет равна:

$$L_{1-2} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n} < 0. \quad (5)$$

Работа сжатия отрицательна и графически изображается площадью под линией сжатия 1–2.

Процесс нагнетания 2–3 не является термодинамическим по тем же причинам, что и процесс всасывания 0–1. Работа в процессе отрицательна и равна площади под линией нагнетания 2–3:

$$L_{2-3} = p_2 V_2 < 0. \quad (6)$$

Результирующая работа компрессора равна алгебраической сумме работ:

$$L_K = L_{0-1} + L_{1-2} + L_{2-3} = p_1 V_1 + \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n} - p_2 V_2 = \frac{n}{1-n} (p_2 V_2 - p_1 V_1), [\text{Дж}] < 0. \quad (7)$$

Работа компрессора отрицательна и изображается площадью 0–1–2–3 слева от линии сжатия 1–2, т.е. по существу является располагаемой (технической) работой в процессе 1–2:

$$L_K = n \cdot L_{1-2}. \quad (8)$$

Работа, затраченная на сжатие 1 кг газа, называется удельной работой компрессора:

$$l_K = \frac{L_K}{m}, \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right]. \quad (9)$$

Для расчета работы компрессора при политропном сжатии можно использовать и другие формулы:

$$l_K = \frac{n \cdot R}{n-1} (T_1 - T_2);$$

$$l_K = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{n-1} \left(1 - \pi_K^{\frac{n-1}{n}} \right). \quad (10)$$

Рабочий процесс компрессора нельзя назвать круговым процессом или циклом, т.к. здесь лишь один процесс сжатия 1–2 является термодинамическим и может быть изображен на термодинамических рабочей и тепловой диаграммах.



В идеальном компрессоре процесс сжатия в зависимости от условий охлаждения может быть осуществлен с различными показателями политропы (рис. 3, рис. 4). Работа, затрачиваемая на привод компрессора, в этих процессах различна. Так при изотермическом сжатии ($n = 1$, процесс 1–2) работа будет минимальной. При адиабатном сжатии без трения ($n = k$, процесс 1–2'') она принимает максимальное значение. В адиабатном процессе сжатия с трением (турбокомпрессоры) работа трения превращается в теплоту и подводится к газу. В результате сжатие происходит с показателем политропы $n > k$ (процесс 1–2''').

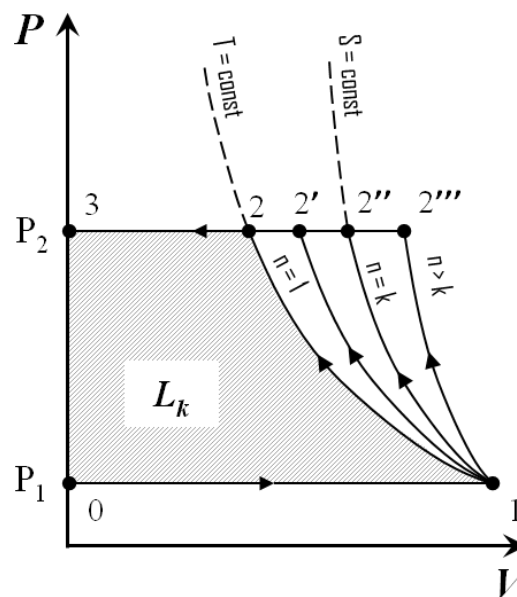


Рис. 3. Индикаторная диаграмма компрессора при различных процессах сжатия

При сжатии по адиабате работа компрессора будет больше, нежели при сжатии по изотерме и политропе $1 < n < k$, но при этом и объем сжатого газа будет больше. Однако газ, сжатый по адиабате и имеющий высокую температуру, при доставке потребителю может остыть вплоть до температуры окружающей среды (точка 2 на диаграммах), и часть работы, затраченной на сжатие газа в компрессоре, будет потеряна.

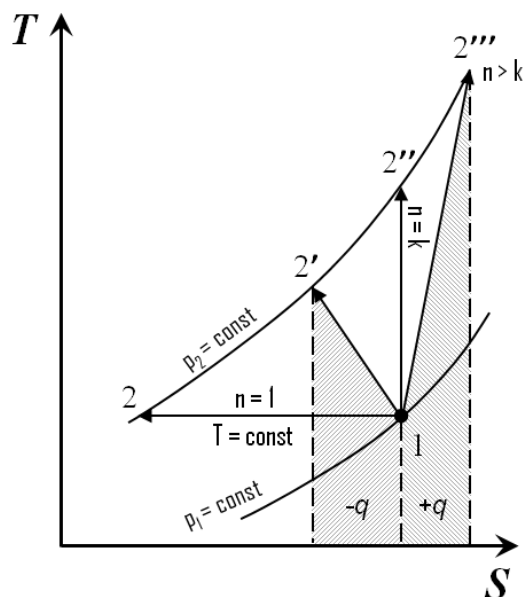


Рис. 4. Изображение процессов сжатия на тепловой диаграмме

В этом смысле наиболее оптимальным является изотермическое сжатие с минимальной работой компрессора. Для приближения процессов сжатия к изотермическому применяют водяное или воздушное охлаждение цилиндра компрессора. При этом температура газа после сжатия будет меньше, что дает возможность сжимать газ до более высоких давлений. На практике в поршневых компрессорах, как правило, реализуются процессы сжатия с показателем политропы в диапазоне $1 < n < k$.

Отводимая от компрессора удельная теплота может быть найдена по формуле:

$$q_{1-2'} = c_\varphi \cdot (T_{2'} - T_1), \quad (11)$$

где c_φ - теплоёмкость политропного сжатия.

Мощность двигателя привода компрессора N_k [Вт] определяется в зависимости от массового расхода газа через компрессор G_m :

$$N_k = G \cdot |l_k|. \quad (12)$$

Многоступенчатый компрессор

Для получения газа высокого давления применяют компрессоры многоступенчатого сжатия. Сжатие газа в таких компрессорах

осуществляется последовательно в нескольких цилиндрах (ступенях) с промежуточным охлаждением сжимаемого газа между ступенями.

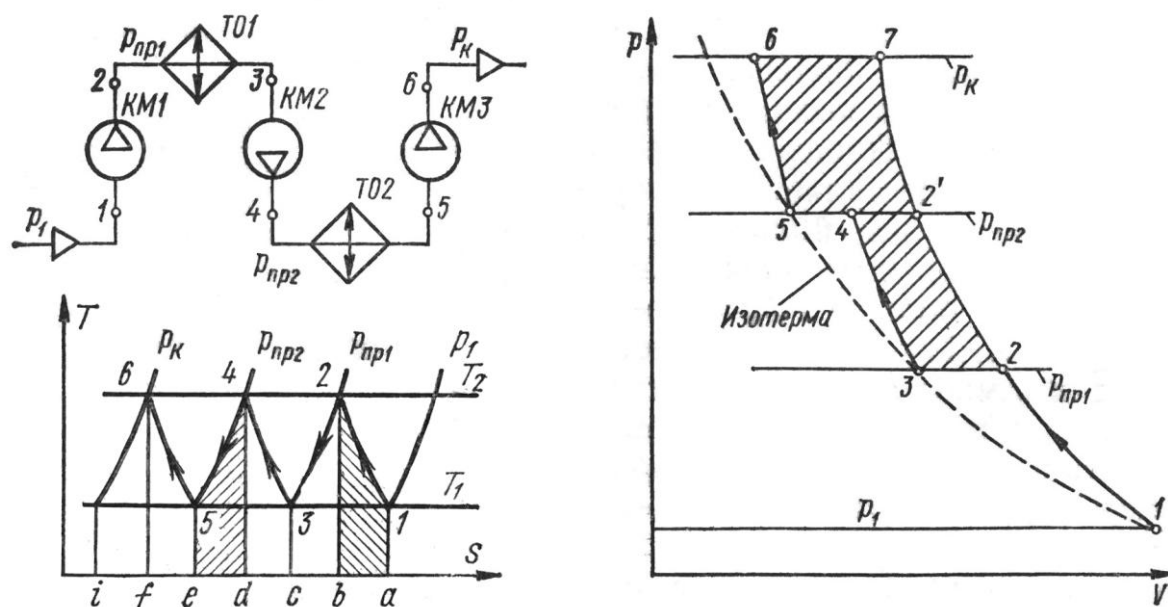


Рис. 5. Многоступенчатый компрессор

На рис. 5 в качестве примера приведены схема и термодинамические диаграммы работы идеального трехступенчатого компрессора. Политропное сжатие газа осуществляется последовательно в ступенях компрессора $KM1$, $KM2$, $KM3$ с промежуточным изобарным охлаждением в теплообменниках $TO1$ и $TO2$. Охлаждение газа в теплообменниках в идеальном случае происходит до начальной температуры T_1 . В первой ступени газ сжимается от давления p_1 до промежуточного давления p_{np1} (процесс 1–2), а затем поступает в теплообменник $TO1$, где охлаждается при постоянном давлении в процессе 2–3. Во второй ступени газ сжимается до давления p_{np2} (процесс 3–4), затем охлаждается в процессе 4–5, после чего сжимается в третьей ступени до конечного давления p_k (процесс 5–6). Заштрихованные площади а–1–2–b и d–4–5–e в тепловой диаграмме соответственно равны удельному количеству теплоты, отведённой в процессе сжатия и в процессе охлаждения в теплообменнике.

Если бы газ сжимался в одной ступени до конечного давления p_k (процесс 1–7), его температура была бы очень высокой. Применение промежуточного охлаждения газа в многоступенчатом компрессоре позволяет снизить температуру в конце сжатия, обеспечивая надежную эксплуатацию компрессора, а также уменьшить работу компрессора и



мощность приводного двигателя. Сэкономленная работа графически изображена заштрихованной площадью 2–3–4–5–6–7 на рабочей диаграмме.

При расчете многоступенчатого компрессора степень повышения давления в ступенях π_{cm} обычно принимают одинаковой:

$$\frac{P_{np1}}{P_1} = \frac{P_{np2}}{P_{np1}} = \frac{P_{\kappa}}{P_{np2}} = \pi_{cm}. \quad (13)$$

При условии, что показатель политропы сжатия в ступенях один и тот же, такое соотношение давлений обеспечивает минимальную работу, затрачиваемую на привод компрессора, а при охлаждении газа в промежуточных теплообменниках до начальной температуры работа каждой ступени и температура газа после сжатия в ступенях (рис. 5) также будут одинаковыми. Как следует из формулы (13), в общем случае при z ступеней сжатия степень повышения давления π_{cm} будет равна:

$$\pi_{cm} = \sqrt[z]{\frac{P_{\kappa}}{P_1}}. \quad (14)$$

Величина π_{cm} и количество ступеней сжатия z при расчете многоступенчатого компрессора заранее неизвестны и должны быть выбраны с учетом дополнительного условия. В качестве такого условия может быть задана максимальная температура газа T_{max} после сжатия в ступени компрессора. Тогда при известных начальной температуре T_1 сжимаемого газа и показателе политропы сжатия n можно записать:

$$\pi_{cm} = \left(\frac{T_1}{T_{max}} \right)^{\frac{n}{1-n}}. \quad (15)$$

Требуемое число ступеней сжатия определяется из уравнения (14):

$$\pi_{cm}^z = \frac{P_{\kappa}}{P_1}, \quad z = \frac{\ln \frac{P_{\kappa}}{P_1}}{\ln \pi_{cm}}. \quad (16)$$

Число ступеней сжатия z в общем случае получается дробным, поэтому его нужно округлить до ближайшего большего целого. После этого величина π_{cm} уточняется по уравнению (14), а также определяется фактическая температура T_{max} после сжатия в ступени:

$$T_{max} = T_1 \cdot \pi_{cm}^{\frac{n-1}{n}}. \quad (17)$$

**Пример:**

Для многоступенчатого компрессора требуется определить необходимое число ступеней сжатия, степень повышения давления в ступени и фактическую температуру газа после сжатия в ступени при следующих исходных данных: начальная температура газа $T_1 = 300$ К; максимальная температура после сжатия в ступени $T_{max} = 400$ К; давление газа на входе в компрессор $p_1 = 0,1$ МПа; конечное давление $p_k = 10$ МПа; показатель политропы сжатия $n = 1,25$.

Решение:

Находим степень повышения давления в ступени компрессора (15):

$$\pi_{cm} = \left(\frac{T_1}{T_{max}} \right)^{\frac{n}{1-n}} = \left(\frac{300}{400} \right)^{\frac{1,25}{1-1,25}} = 4,214.$$

По формуле (16) определяем требуемое число ступеней сжатия z :

$$z = \frac{\ln \frac{p_k}{p_1}}{\ln \pi_{cm}} = \frac{\ln \frac{10}{0,1}}{\ln 4,214} = 3,202.$$

Число ступеней сжатия принимаем равным $z = 4$ и уточняем степень повышения давления в ступени (14):

$$\pi_{cm} = \sqrt[z]{\frac{p_k}{p_1}} = \sqrt[4]{\frac{10}{0,1}} = 3,162.$$

По формуле (17) определяем фактическую температуру газа после сжатия в ступени компрессора:

$$T_{max} = T_1 \cdot \pi_{cm}^{\frac{n-1}{n}} = 300 \cdot 3,162^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 377,7 K.$$

Удельная техническая работа процесса сжатия газа в ступени компрессора определяется по формуле (10) как для одноступенчатого компрессора:

$$l_{cm} = \frac{n \cdot R \cdot T_1}{n-1} \left(1 - \pi_{cm}^{\frac{n-1}{n}} \right), \quad (18)$$

а в целом для многоступенчатого компрессора с учетом числа ступеней сжатия:

$$l_K = z \cdot l_{cm}. \quad (19)$$



При сжатии газа в многоступенчатом компрессоре теплота отводится (рис.5) как в процессах сжатия 1–2, 3–4, 5–6, так и в промежуточных теплообменниках 2–3, 4–5. Удельная теплота q_{cm} , отводимая в ступени компрессора при политропном сжатии, определяется по формуле:

$$q_{cm} = c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (20)$$

а теплота, отводимая в промежуточных теплообменниках при изобарном охлаждении газа:

$$q_{mo} = c_p \cdot (T_1 - T_2). \quad (21)$$

С учетом числа ступеней сжатия z общее удельное количество теплоты, отводимое от многоступенчатого компрессора, будет равно:

$$q_k = z \cdot q_{cm} + (z - 1) \cdot q_{mo}, \quad (22)$$

С учётом массового расхода газа количество теплоты, отводимое от компрессора за 1 сек, будет равно:

$$Q_k = G_m \cdot q_k, \quad [Bm]. \quad (23)$$

Реальный компрессор

Действительная индикаторная диаграмма одноступенчатого компрессора (рис. 6) отличается от теоретической. Это обусловлено различными причинами. Так, всасывание и нагнетание газа происходит при наличии гидравлического трения в системе клапанов, в связи с чем всасывание происходит при давлении в рабочем цилиндре, меньшем давления $p_{вс}$ на величину $\Delta p_{вс}$, а нагнетание при давлении большем давления p_n в нагнетательном трубопроводе на величину Δp_n . В реальном компрессоре присутствует также и механическое трение поршня о стенки цилиндра. Кроме этого, в пространстве между крышкой цилиндра и поршнем, находящимся в положении ВМТ (*вредном объеме* $V_{вр}$), в процессе нагнетания остается некоторое количество газа высокого давления. При обратном ходе поршня этот газ расширяется в процессе 3–0, вследствие чего процесс всасывания новой порции газа 0–1 начинается только после расширения сжатого газа из вредного объема. Таким образом, вредный объем уменьшает количество всасываемого газа и тем самым уменьшает объемную производительность компрессора.

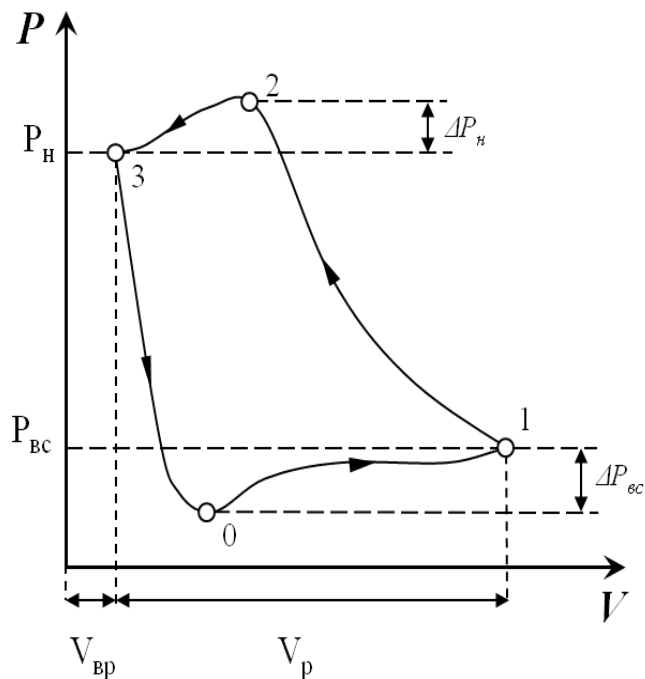


Рис. 6. Процессы в реальном компрессоре

Отношение объема всасывания V_{01} к объему V_p в пределах хода поршня называют объемным коэффициентом полезного действия:

$$\eta_{об} = \frac{V_{01}}{V_p}.$$

При увеличении давления нагнетания p_n процесс расширения сжатого газа из вредного объема будет продолжаться дольше (точка 0 на рис. 6 смещается вправо), что приводит к уменьшению объема всасывания, и при некотором предельном давлении p_n , когда линия сжатия 1–2 пересекает линию вредного объема, объемный КПД компрессора обращается в нуль.

Ещё одним отличительным моментом работы реального компрессора является изменение теплоёмкости в процессе сжатия 1–2. Поэтому данный процесс, строго говоря, не является политропным.