

РАЗДЕЛ III. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

В этом разделе дается изложение теории основных циклов как двигателей внутреннего сгорания, так и авиационных реактивных двигателей и кратко рассмотрены обратные циклы поршневых компрессоров.

При изучении теории термодинамических циклов следует усвоить, во-первых, сами циклы и их вид в p - v - и T - s - диаграммах, четко представлять себе, какие процессы образуют данный термодинамический цикл и в каких частях двигательной установки они совершаются. А во-вторых, надо понять, какие параметры цикла и как они влияют на величину термодинамического КПД цикла и уметь объяснить сущность этого влияния.

Все термодинамические циклы можно разделить на две основные группы:

1. Циклы тепловых двигателей - прямые циклы.
2. Циклы тепловых машин-орудий - обратные циклы.

Первая группа прямых циклов в результате их совершения дает положительную результирующую работу, которая может быть использована каким-либо потребителем, и для своего осуществления требует затраты тепла. Вторая группа обратных циклов тепловых машин-орудий требует для своего совершения затраты механической работы.

Будем рассматривать идеальные циклы, т.е. обратимые равновесные термодинамические циклы. В этих циклах встречаются только обратимые термодинамические процессы подвода или отвода тепла. Никакие процессы сгорания, наполнения, выпуска газов и прочие в подобных термодинамических циклах не рассматриваются, т.к. все это процессы реальных тепловых двигателей. Поэтому будем полагать, что все рассматриваемые циклы совершаются в идеальных тепловых машинах, в частности, прямые циклы в идеальных тепловых двигателях, в которых совершаются обратимые равновесные термодинамические процессы, следовательно, отсутствуют реальные потери на трение, теплопередачу и др. В качестве рабочего тела здесь принимают идеальный газ, процессы сжатия и расширения

термодинамического рабочего тела (ТРТ) в цикле происходят по адиабате. В данном разделе будем рассматривать лишь газовые циклы.

Контрольная карточка 6.1

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. По схеме прямого цикла работают...	1. компрессора; 2. тепловые машины-орудия; 3. тепловые двигатели.
2. По схеме обратного цикла работают...	1. компрессора; 2. тепловые двигатели; 3. поршневые двигатели.
3. Для свершения обратного цикла требуется затрата...	1. внутренней энергии ТРТ; 2. внешнего тепла; 3. механической работы.
4. Для свершения прямого цикла требуется затрата...	1. внутренней энергии ТРТ; 2. внешнего тепла; 3. механической работы.

6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

6.1. Прямой газовый изохорный цикл неполного расширения

Будем полагать, что данный цикл совершается в тепловом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом, основным элементом которого является цилиндр с поршнем.

На рис. 6.1 представлена схема четырехтактного теплового двигателя с внешним смесеобразованием, работающего по изохорному циклу неполного расширения и индикаторная диаграмма этого двигателя.

При работе двигателя поршень I совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре II, на головке которого установлены всасывающий III и выпускной IV клапаны.

Процесс 1-а - процесс всасывания, поршень движется от верхней мертвой точки (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ), при этом открывается

всасывающий клапан и в цилиндр подается горючая смесь, состоящая из воздуха и топлива. В качестве топлива в таком типе двигателя применяются бензин, спирты, светильный или генераторный газ и др. («легкое топливо»).

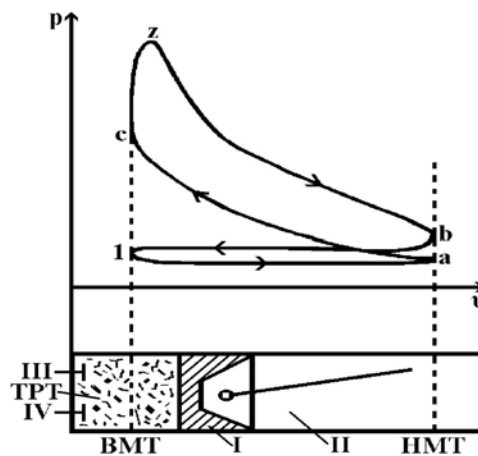


Рис. 6.1

Процесс а-с - процесс сжатия, поршень в этом процессе движется от НМТ до ВМТ, всасывающий клапан при этом закрывается, давление горючей смеси возрастает.

Процесс с-з - процесс сгорания смеси, который, считается, происходит мгновенно, т.е. без изменения объема (поршень не успевает переместиться). В этом процессе тепло подводится к рабочему телу, давление и температура повышаются.

Процесс з-в - процесс расширения продуктов сгорания, поршень при этом движется от ВМТ до НМТ, совершая работу расширения, давление и температура продуктов сгорания в этом процессе уменьшаются.

Процесс в-а - процесс выталкивания продуктов сгорания из цилиндра в окружающую атмосферу, поршень при этом движется от НМТ до ВМТ, выпускной клапан IV открывается, и продукты сгорания выталкиваются из цилиндра.

Далее цикл повторяется - процесс а-а - процесс всасывания горючей смеси и т.д.

Из рассмотрения индикаторной диаграммы реального поршневого двигателя внутреннего сгорания с внешним смесеобразованием видно, что

реальный цикл такого двигателя является фактически незамкнутым, рабочее тело по окончании цикла выбрасывается в окружающую атмосферу.

Термодинамический анализ такого реального цикла весьма затруднен, поэтому на практике для анализа работы двигателя используют идеальные обратимые замкнутые термодинамические циклы, рабочим телом в которых является идеальный газ, причем будем полагать, что подвод тепла к рабочему телу осуществляется от внешних источников тепла, а не за счет сгорания топлива.

Идеальным циклом двигателя с внешним смесеобразованием является изохорный цикл неполного расширения, который изображен на рис. 6.2 в координатах $p-v$ и $T-s$.

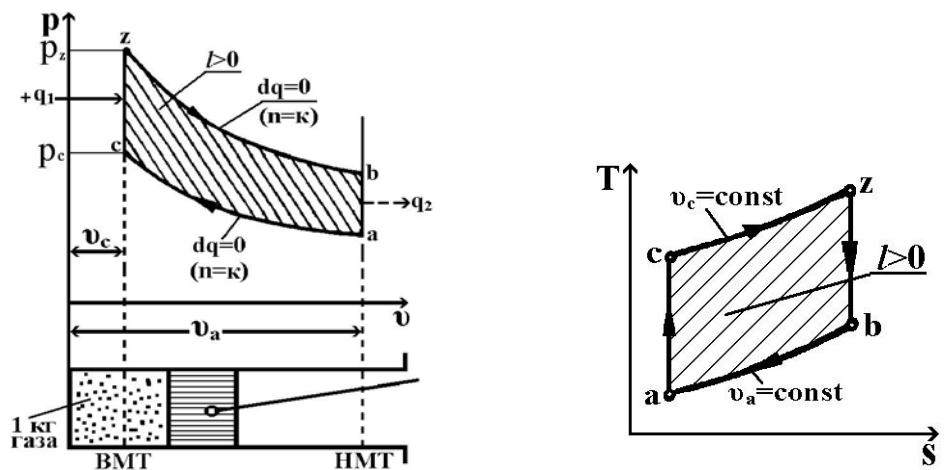


Рис. 6.2

Итак, прямой газовый изохорный цикл неполного расширения - это равновесный газовый цикл, состоящий из двух изохорных и двух адиабатных процессов при условии, что источник тепла по изохоре подогрева не имеет теплового сообщения с холодильником по изохоре охлаждения.

Данный цикл осуществляется следующим образом. 1 кг идеального газа с параметрами (p_a, T_a, v_a) сжимается по адиабате a-c, в результате чего давление и температура газа увеличиваются. Далее в изохорном процессе c-z, к газу извне от источника подводится некоторое количество тепла q_1 , при этом давление и температура газа увеличиваются. Затем газ расширяется по адиабате z-b, давление и температура газа в этом процессе уменьшаются. И, наконец, в изохорном процессе b-a тепло q_2 отводится в холодильник, давление и

температура газа уменьшаются, рабочее тело возвращается в начальное состояние. В результате совокупности этих процессов совершается прямой замкнутый цикл с положительной результирующей работой ($l > 0$), которая в p - и T - координатах определяется площадью $aczb$. Эта работа и передается потребителю.

Итак, газовый изохорный цикл - это цикл, в котором процессы изменения объемов протекают без теплообмена с внешней средой, т.е. адиабатно, а процессы теплообмена - без изменения объема. Основными характеристиками цикла являются:

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_c},$$

где v_a - объем газа в начале процесса сжатия; v_c - объем газа в конце процесса сжатия (объем камеры сжатия).

2. Степень повышения давления в процессе подвода тепла

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

где p_z - давление газа в конце процесса подвода тепла; p_c - давление газа в начале процесса подвода тепла.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Тепло q_1 в цикле подводится по изохоре, поэтому может быть определено по уравнению

$$q_1 = c_v(T_z - T_c).$$

Тепло q_2 в цикле отводится также по изохоре, поэтому может быть определено по уравнению

$$q_2 = c_v(T_b - T_a).$$

Подставляя значения q_1 и q_2 в выражение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_i = 1 - \frac{c_v(T_b - T_a)}{c_v(T_z - T_c)} \quad \text{или} \quad \eta_i = 1 - \frac{T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)}. \quad (\text{A})$$

Напишем соотношение параметров для адиабатных процессов z-b и a-c.

Для адиабаты a-c

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{v_a}{v_c} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}; \quad T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1}. \quad (6.1)$$

Для адиабаты z-b

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{v_z}{v_b} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_c}{v_a} \right)^{\kappa-1} = \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (6.2)$$

Из уравнений (1) и (2) видно, что

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{T_z}{T_b} = \varepsilon^{\kappa-1};$$

тогда

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_z}{T_c}.$$

Следовательно, из (A) получаем

$$\eta_i = 1 - \frac{T_a}{T_c}; \quad \eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}; \quad (6.3)$$

отсюда

$$\eta_i \sim f(\varepsilon).$$

Чем больше степень сжатия, тем больше и степень полезного расширения, тем больше результирующая работа цикла и тем больше его термический КПД. Кроме того, термический КПД такого цикла зависит от показателя адиабаты κ . С возрастанием значения κ КПД цикла увеличивается. Зависимость $\eta_i = f_1(\kappa)$ объясняется влиянием изменения рода рабочего тела, его теплоемкости. Так, одноатомный газ ($\kappa=1,66$) имеет минимальную теплоемкость и требует минимальной затраты тепла для заданного повышения

температуры в процессе с-z, что обеспечивает максимальный термический КПД цикла. На рис. 6.3 и 6.4 представлены зависимости $\eta_t \sim f(\varepsilon)$ при $\kappa = \text{const}$ и $\eta_t \sim f_1(\kappa)$ при $\varepsilon = \text{const}$.

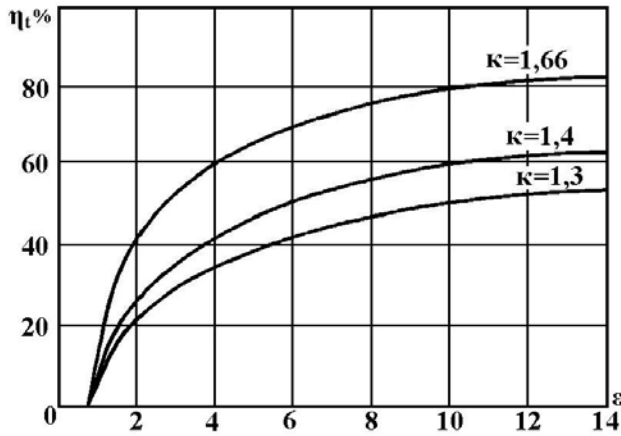


Рис. 6.3

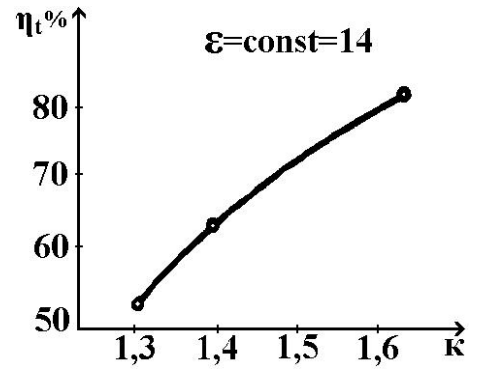
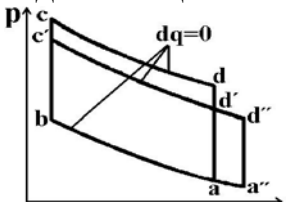


Рис. 6.4

Контрольная карточка 6.2

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Изохорным циклом называется цикл, в котором тепло подводится по...	1. любому термодинамическому процессу; 2. изохорному процессу; 3. изобарному процессу.
2. Циклом неполного расширения называется цикл, в котором тепло отводится по ...	1. любому термодинамическому процессу; 2. изохорному процессу; 3. изобарному процессу.
3. Термический КПД изохорного цикла неполного расширения зависит от ...	1. температуры в камере сгорания; 2. степени повышения давления в процессе подвода тепла; 3. степени сжатия.
4. Сравните термические КПД заданных циклов: 	1. $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{abc'd'}} < \eta_{t_{a''bc'd''}}$; 2. $\eta_{t_{abcd}} > \eta_{t_{abc'd'}} > \eta_{t_{a''bc'd''}}$; 3. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{abc'd'}} < \eta_{t_{a''bc'd''}}$.

6.2. Прямой газовый изобарный цикл неполного расширения

Изобарный цикл неполного расширения - это цикл, состоящий из изобарного, двух адиабатных и изохорного процессов при условии, что источник тепла по изобаре не имеет теплового сообщения с холодильником по изохоре. Этот цикл является идеальной схемой циклов компрессорных дизелей.

По-прежнему будем считать, что данный цикл совершается в поршневом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом.

На рис. 6.5 изображен идеальный газовый изобарный цикл неполного расширения в координатах $p-v$ и $T-s$. Данный цикл осуществляется следующим образом. 1 кг идеального газа с начальными параметрами (p_a, T_a, v_a) сжимается по адиабате $a-c$, в результате чего давление и температура газа увеличивается. Затем в изобарном процессе $c-z$ к газу подводится некоторое количество тепла q_1 от источника, температура и объем газа при этом увеличиваются. Далее газ расширяется по адиабате $z-b$, давление и температура газа в этом процессе уменьшаются, причем давление в конце процесса расширения больше, чем давление в начальной точке цикла $p_b > p_a$ (цикл неполного расширения). И, наконец, в изохорном процессе $b-a$ происходит отвод тепла q_2 в холодильник, давление и температура газа при этом уменьшаются, рабочее тело возвращается в начальное состояние. В результате совокупности этих процессов, совершается цикл с положительной результирующей работой ($l > 0$), которая в $p-v$ - и $T-s$ -координатах определяется площадью $aczba$.

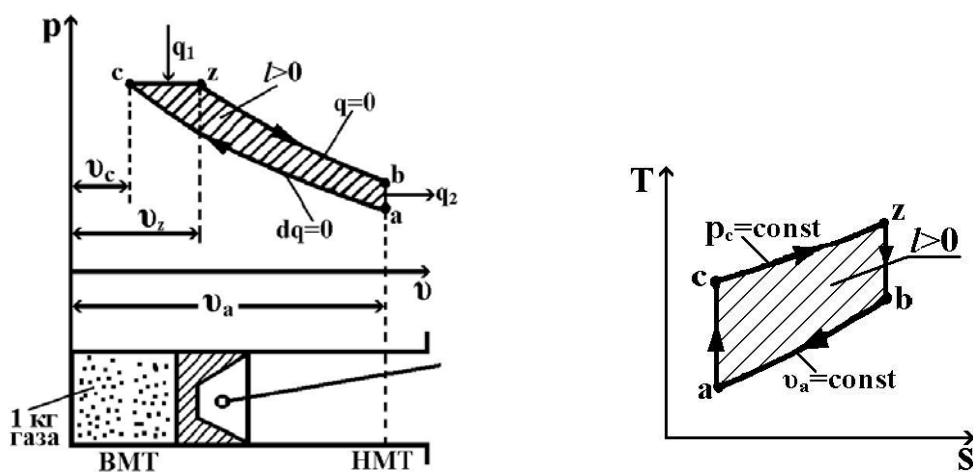


Рис. 6.5

Основные характеристики изобарного цикла

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_c}.$$

2. Степень предварительного (изобарного) расширения

$$\rho = \frac{v_z}{v_c} = \frac{T_z}{T_c}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Тепло q_1 , подводимое в цикле по изобаре, может быть определено по уравнению

$$q_1 = c_p(T_z - T_c).$$

Тепло q_2 , отводимое в цикле по изохоре, может быть определено по уравнению

$$q_2 = c_v(T_b - T_a).$$

Подставляя значения q_1 и q_2 в выражение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_b - T_a)}{c_p(T_z - T_c)} \quad \text{или} \quad \eta_t = 1 - \frac{T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{\kappa T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)}.$$

По соотношению параметров адиабатного процесса получим для адиабаты сжатия а-с

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{v_a}{v_c} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \quad (6.4)$$

для адиабаты расширения z-b

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{v_z}{v_b} \right)^{\kappa-1}.$$

Тогда

$$\frac{T_c T_b}{T_a T_z} = \varepsilon^{\kappa-1} \left(\frac{v_z}{v_b} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_a v_z}{v_c v_b} \right)^{\kappa-1}$$

или

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_z}{T_c} \left(\frac{v_z}{v_c} \right)^{\kappa-1} = \rho \rho^{\kappa-1} = \rho^\kappa, \quad (6.5)$$

т.к. $\frac{T_z}{T_c} = \frac{v_z}{v_c}$, а $\frac{v_z}{v_c} = \rho$, следовательно,

$$\eta_i = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{k\varepsilon^{\kappa-1}(\rho - 1)}. \quad (6.6)$$

Термический КПД данного цикла является функцией степени сжатия ε и степени предварительного расширения ρ , при увеличении ε и уменьшении ρ термический КПД возрастает:

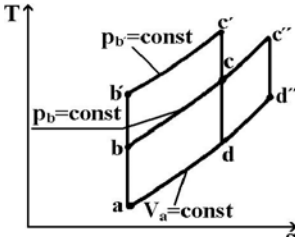
$$\eta_i \sim f\left(\varepsilon, \frac{1}{\rho}\right).$$

Уменьшение термического КПД данного цикла с ростом ρ объясняется тем, что с ростом ρ увеличение затраты подведенного тепла на линии с-z ($\Delta q'$) превышает увеличение полезной результирующей работы (Δl).

Контрольная карточка 6.3

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Изобарным циклом называется цикл, в котором тепло подводится по ...	1. любому термодинамическому процессу; 2. изохорному процессу; 3. изобарному процессу.
2. Какие параметры входят в выражение термического КПД изобарного цикла неполного расширения и как они влияют на его величину?	1. $\left(\varepsilon, \frac{1}{\rho}\right)$; 2. (ε, ρ) ; 3. (ε) ; 4. (ρ) .

<p>3. Сравните термические КПД заданных циклов:</p> 	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{ab'c'd}} > \eta_{t_{abc'd''}}$; 2. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{ab'c'd}} > \eta_{t_{abc'd''}}$; 3. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{ab'c'd}} < \eta_{t_{abc'd''}}$.
---	---

6.3. Сравнение изохорного и изобарного циклов неполного расширения

1. Сравнение циклов проведем при условии, что работа, получаемая в обоих циклах, одинакова ($l_v = l_p = l$). Начальное состояние ТРТ в точках a и A_1 одинаково, и степень сжатия в циклах одинакова ($\varepsilon = \text{const}$). Изобразим эти циклы в p - v - и T - s - координатах (рис. 6.6). Сравнение циклов будем производить графическим методом при помощи диаграммы T - s методом сравнения площадей.

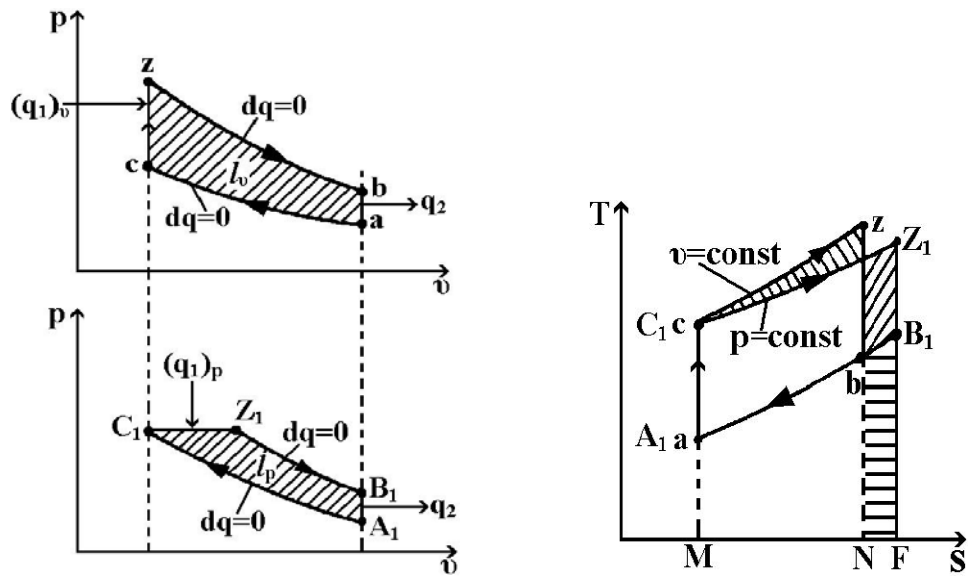


Рис. 6.6

Работа циклов равна по условию, следовательно, площадь $aczb$, изображающая работу изохорного цикла, должна быть равна площади $A_1C_1Z_1B_1A_1$, изображающей работу изобарного цикла. Так как в системе координат T - s линия $p = \text{const}$ располагается под линией $v = \text{const}$, то для равенства площадей $aczb$ и $A_1C_1Z_1B_1A_1$ необходимо, чтобы линия Z_1-B_1 лежала правее линии $z-b$. Из T - s - диаграммы видно, что в изобарном цикле количество

подводимого тепла q_{1p} больше, нежели в изохорном цикле на величину, равную площади NbB_1FN , т.е. $q_{1p} > q_{1v}$. Следовательно, $\eta_{1v} > \eta_{1p}$, т.к. $\eta_i = \frac{l}{q_1}$, т.е. изохорный цикл при этих условиях более экономичный, чем изобарный.

2. Сравнение изобарного и изохорного циклов проведем при одинаковых максимальных давлениях и одинаковой работе цикла $l_v = l_p = l$, начальное состояние ТРТ в точках a и A_1 одинаково. Рассмотрим эти циклы в $p-v$ - и Ts -координатах (рис. 6.7).



Рис. 6.7

Так как начальное состояние ТРТ одинаково и одинаковы максимальные давления в циклах, то степень сжатия в изобарном цикле должна быть больше, чем степень сжатия в изохорном цикле.

Площадь $aczb$, изображающая работу изохорного цикла, должна быть равна площади $A_1C_1Z_1B_1A_1$, изображающую работу изобарного цикла, чтобы соблюсти условие $l_v = l_p = l$.

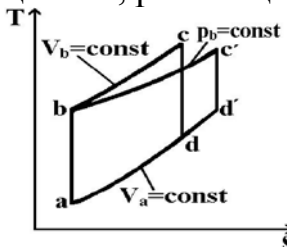
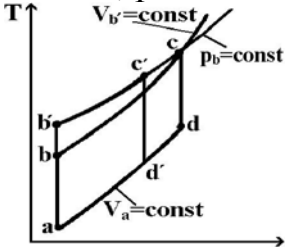
Как видно из диаграммы Ts , количество подводимого тепла q_{1p} в цикле $p = \text{const}$ будет меньше, чем количество подводимого тепла q_{1v} в цикле $v = \text{const}$ на величину, равную площади BB_1bDB , т.е. $q_{1v} > q_{1p}$, следовательно, $\eta_{1v} < \eta_{1p}$, т.к.

$\eta_i = \frac{l}{q_1}$, т.е. изобарный цикл при этих условиях более экономичный, чем

изохорный.

Контрольная карточка 6.4

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
<p>1. Сравните термические КПД изображенных циклов, работа циклов одинакова:</p> 	<p>1. $\eta_{t_{abcd}} > \eta_{t_{abc'd'}}$; 2. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{abc'd'}}$; 3. $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{abc'd'}}$.</p>
<p>2. Сравните термические КПД изображенных циклов, работа циклов одинакова:</p> 	<p>1. $\eta_{t_{abcd}} > \eta_{t_{ab'c'd'}}$; 2. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{ab'c'd'}}$; 3. $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{ab'c'd'}}$.</p>

6.4. Прямой газовый смешанный цикл неполного расширения

Смешанный цикл - это цикл, состоящий из изобарного, двух изохорных и двух адиабатных процессов при условии, что источники тепла по изохоре и изобаре не имеют теплового сообщения с холодильником по изохоре. Этот цикл является идеальной схемой циклов бескомпрессорных дизелей.

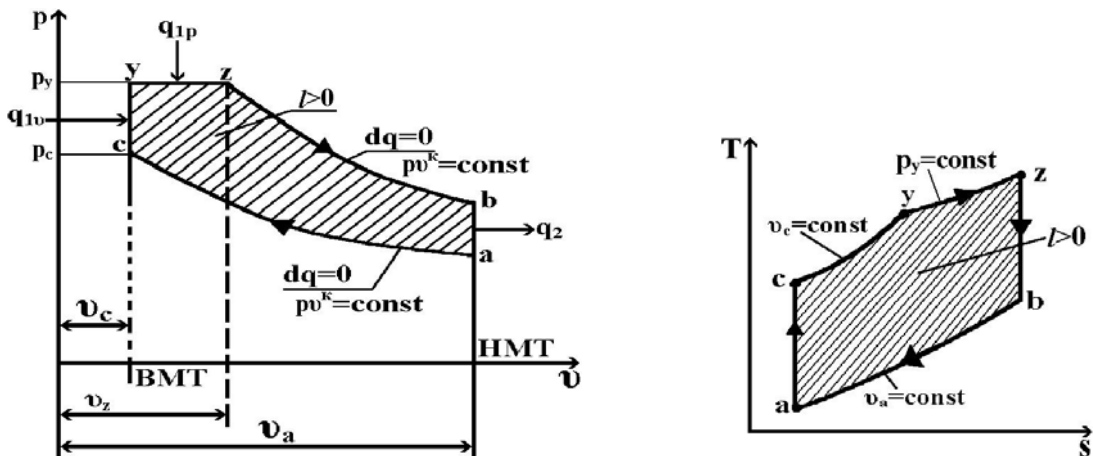


Рис. 6.8

На рис. 6.8 изображен идеальный газовый смешанный цикл неполного расширения в координатах pv и Ts . Цикл осуществляется следующим образом.

1 кг идеального газа с начальными параметрами (p_a, T_a, v_a) сжимается по адиабате а-с, давление и температура газа в этом процессе увеличиваются. Затем к газу подводится тепло, сначала в изохорном процессе (с-у) - q_{1v} , потом в изобарном процессе (у-з) - q_{1p} . Далее газ расширяется по адиабате z-b, давление и температура газа в этом процессе уменьшаются. Давление в конце процесса расширения больше, чем давление в начале процесса сжатия $p_b > p_a$ (цикл неполного расширения). Затем в изохорном процессе b-a происходит отвод тепла в холодильник, давление и температура газа при этом уменьшаются, рабочее тело возвращается в начальное состояние. В результате совокупности этих процессов совершается цикл с положительной результирующей работой ($l > 0$), которая в p - v - и T - s - координатах определяется площадью $асузба$. Итак, в рассмотренном цикле тепло подводится по изохоре и по изобаре, поэтому этот цикл называется смешанным.

Основные характеристики смешанного цикла

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_c}$$

2. Степень предварительного (изобарного) расширения

$$\rho = \frac{v_z}{v_c} = \frac{T_z}{T_y}$$

3. Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{T_y}{T_c}$$

Термической КПД смешанного цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

В цикле тепло подводится по изохоре и по изобаре, т.е. $q_1 = q_{1v} + q_{1p}$ и может быть определено по уравнениям

$$q_{1v}=c_v(T_y-T_c); q_{1p}=c_p(T_z-T_y).$$

Тепло q_2 , отводимое в цикле, определяется по уравнению

$$q_2=c_v(T_b-T_a).$$

Подставляя значение q_1 и q_2 в выражение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = \frac{c_v(T_y - T_c) + c_p(T_z - T_y) - c_v(T_b - T_a)}{c_v(T_y - T_c) + c_p(T_z - T_y)}.$$

Заменяя по-прежнему в этом уравнении отношения соответствующих температур как функции ε , ρ и λ , после ряда преобразований получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa \lambda - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]}. \quad (6.7)$$

Из полученной формулы следует, что термический КПД смешанного цикла есть функция трех параметров:

$$\eta_t \sim f\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho}\right),$$

η_t увеличивается с увеличением ε и λ и уменьшается с увеличением ρ . Это объясняется следующим. Чем больше степень сжатия ε , тем больше степень полезного рабочего расширения, следовательно, больше полезная результирующая работа цикла. Чем больше степень повышения давления λ при данном ε , тем больше цикл будет приближаться к изохорному, т.к. будет увеличиваться подвод тепла при $v=\text{const}$ и сокращаться подвод тепла при $p=\text{const}$ (рис. 6.9). Но при одной и той же степени сжатия ε изохорный цикл всегда экономичнее, чем изобарный цикл, как это было доказано ранее.

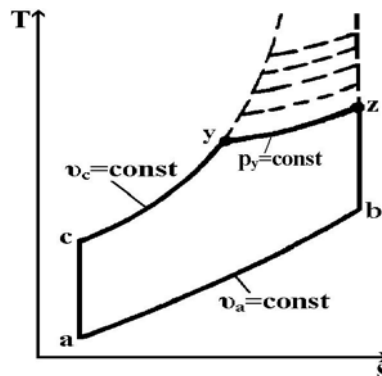


Рис. 6.9

Смешанный газовый цикл можно рассматривать как наиболее общий случай из всех трех рассмотренных прямых газовых циклов.

Легко показать, что выражение для термического КПД смешанного цикла содержит в себе как частные случаи выражения термических КПД изохорного и изобарного циклов неполного расширения.

Действительно, при $\lambda=1$, $p_z=p_c$ смешанный цикл превращается в изобарный, и КПД смешанного цикла соответственно превращается в КПД изобарного цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa \lambda - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]} = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)}$$

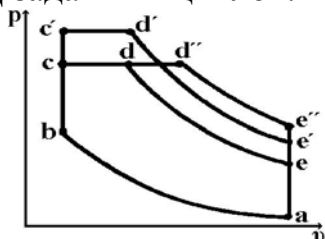
При $\rho=1$ имеет $v_z=v_c$ (изохорный цикл):

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa \lambda - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]} = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Контрольная карточка 6.5

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Смешанным циклом называется цикл, в котором тепло подводится по ...	1. любому термодинамическому процессу; 2. по изохорному процессу; 3. по изобарному процессу; 4. по изобарному и по изохорному процессам.
2. Какие параметры входят в выражение термического КПД смешанного цикла неполного расширения и как они влияют на его величину?	1. $\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho} \right)$; 2. (ε, λ) ; 3. $\left(\varepsilon, \frac{1}{\rho} \right)$; 4. (λ, ρ) .
3. Сравните термические КПД заданных циклов:	1. $\eta_{t_{abcde}} > \eta_{t_{abcd'e''}} > \eta_{t_{abc'd'e'}}$; 2. $\eta_{t_{abcde}} > \eta_{t_{abcd'e''}} < \eta_{t_{abc'd'e'}}$; 3. $\eta_{t_{abcde}} = \eta_{t_{abcd'e''}} < \eta_{t_{abc'd'e'}}$.



7. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК И РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Существенным недостатком поршневых двигателей внутреннего сгорания без турбонаддува является их ограниченная мощность и невозможность полного адиабатного расширения рабочего тела до давления, равного давлению окружающей среды, т.е. во всех обычных поршневых двигателях внутреннего сгорания без турбонаддува осуществляются циклы неполного расширения.

Газотурбинные установки (ГТУ) и реактивные двигатели лишены этих недостатков, т.к. устройство и особенности работы обеспечивают им высокие удельные мощности и возможность полного адиабатного расширения рабочего тела до давления, равного давлению окружающей среды, т.е. в ГТУ и реактивных двигателях осуществляются термодинамические циклы полного расширения.

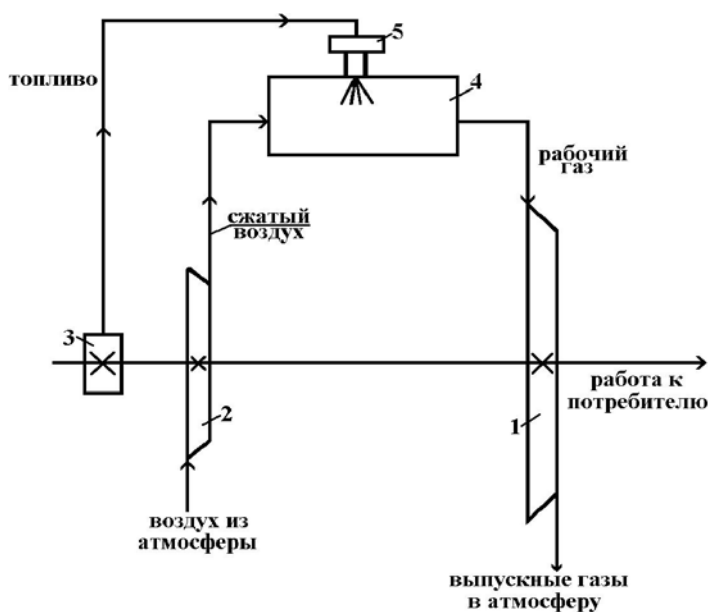


Рис. 7.1

Принципиальная схема газотурбинной установки показана на рис. 7.1. Воздух из окружающей атмосферы поступает в компрессор 2, который расположен на общем валу с газовой турбиной 1 и топливным насосом 3. В компрессоре воздух адиабатно сжимается, давление его увеличивается и затем

сжатый воздух поступает в камеру сгорания 4. Туда же при помощи топливного насоса через форсунку 5 подается топливо. Сгорание топлива (подвод тепла к рабочему телу) в камере сгорания может происходить как при $p=\text{const}$, так и при $v=\text{const}$. Продукты сгорания с высокой температурой поступают в газовую турбину 1, где они адиабатно расширяясь, совершают полезную механическую работу (давление и температура газа при этом уменьшаются). Из турбины отработавшие газы выбрасываются в окружающую атмосферу, где происходит их изобарное охлаждение.

На рис. 7.2 представлена схема турбореактивного двигателя (ТРД). Воздух из атмосферы поступает в диффузор 1, где происходит предварительное адиабатное сжатие его, давление и температура воздуха увеличиваются, затем воздух поступает в компрессор 2, где происходит дальнейшее адиабатное сжатие воздуха, дальнейший рост давления и температуры. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания 3, куда через специальные форсунки подается топливо из топливных баков. В камере сгорания при постоянном давлении происходит процесс сгорания топлива, температура продуктов сгорания увеличивается. Затем продукты сгорания поступают в газовую турбину 4, где они адиабатно расширяясь, совершают механическую работу, давление и температура газа при этом уменьшаются. Пройдя газовую турбину, продукты сгорания попадают в сопло 5, где происходит их дальнейший адиабатный процесс расширения, и при давлении, равном давлению окружающей среды, продукты сгорания выбрасываются в окружающую атмосферу, где они изобарно охлаждаются.

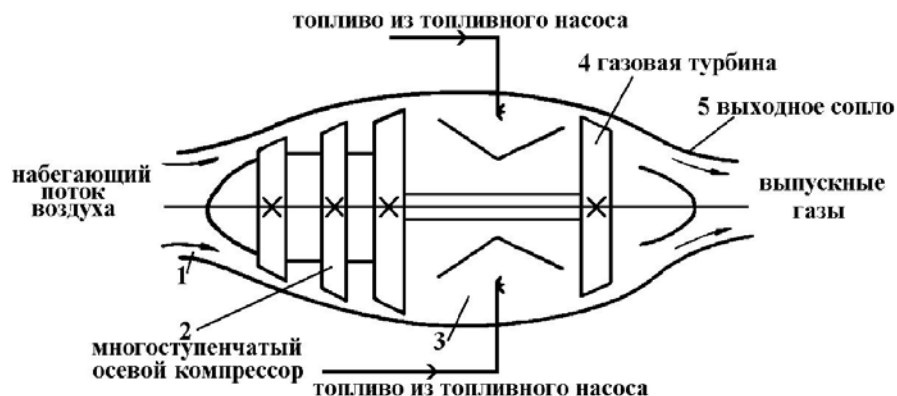


Рис. 7.2

7.1. Прямой газовый изобарный цикл полного расширения

Идеальным циклом современных ГТУ с изобарным подводом тепла и ТРД является прямой газовый изобарный цикл полного расширения. Это равновесный цикл, состоящий из двух адиабатных и двух изобарных процессов (рис. 7.3):

а-с - адиабатное сжатие воздуха в диффузоре и компрессоре;

с-z - изобарный подвод тепла в камере сгорания (процесс сгорания топлива);

z-b - адиабатное расширение продуктов сгорания на турбине и в выходном сопле;

б-а - изобарное охлаждение выпускных газов в окружающей среде.

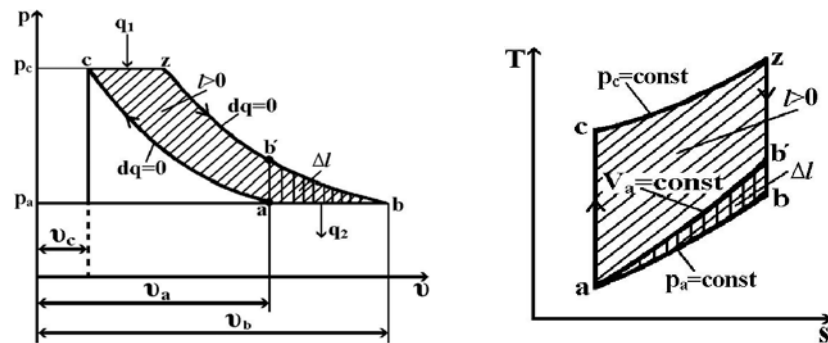


Рис. 7.3

В результате совокупности этих процессов совершается условно-замкнутый прямой цикл с положительной результирующей работой $l > 0$, которая в координатах pv и Ts определяется площадью $асzba$.

Основные характеристики

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_c}$$

или степень повышения давления $\pi = \frac{p_c}{p_a}$; $\pi = \varepsilon^\kappa$.

2. Степень предварительного (изобарного) расширения

$$\rho = \frac{v_z}{v_c}$$

Термический КПД данного цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Тепло q_1 , подводимое в цикле по изобаре, определяется по уравнению

$$q_1 = c_p(T_z - T_c).$$

Тепло q_2 , отводимое в цикле по изобаре, определяется по уравнению

$$q_2 = c_p(T_b - T_a).$$

Подставляя значение теплот в выражение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_b - T_a)}{c_p(T_z - T_c)} = 1 - \frac{T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)}.$$

Выражение для η_t данного цикла получилось совершенно аналогично выражению для η_t изохорного цикла неполного расширения (см. А). Поэтому простые преобразования, подобные тем, которые были сделаны при выводе уравнения для η_t изохорного цикла неполного расширения, приводят к следующему окончательному выражению для термического КПД изобарного цикла полного расширения:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (7.1)$$

Если степень сжатия ε заменим степенью повышения давления в процессе сжатия $\pi = \frac{p_c}{p_a}$, то по соотношению параметров адиабатного процесса

а-с получим

$$\pi = \frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{v_a}{v_c} \right)^\kappa \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{v_a}{v_c} = \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \pi^{\frac{1}{\kappa}},$$

следовательно,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (7.2)$$

Полученные выражения (7.1) и (7.2) показывают, что термический КПД прямого изобарного цикла полного расширения является прямой функцией степени повышения давления π в адиабатном процессе сжатия или прямой функцией степени сжатия ε :

$$\eta_t \sim f(\varepsilon) \text{ или } \eta_t \sim f_1(\pi).$$

С увеличением степени сжатия ε или степени повышения давления в процессе сжатия π термический КПД цикла возрастает.

Сравнение изобарного цикла полного расширения а-с-z-b-а и изобарного цикла неполного расширения а-с-z-b'-а показывает, что результирующая работа цикла полного расширения больше работы цикла неполного расширения на величину Δl (площадь ab'b'a), при одинаковых степенях сжатия и одинаковой затрате тепла. Следовательно, $h_{t_{aczba}} > h_{t_{acz'b'a}}$.

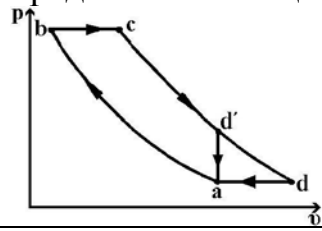
Отсюда вытекает основное термодинамическое преимущество ГТУ и реактивных двигателей - возможность осуществления более экономичного термодинамического прямого цикла полного расширения.

Контрольная карточка 7.1

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Циклом полного расширения называется цикл, в котором ...	1. объем в конце процесса расширения равен объему в начальной точке цикла; 2. давление в конце процесса расширения равно давлению в начальной точке цикла; 3. температура в конце процесса расширения равна температуре в начальной точке цикла.
2. Какие параметры входят в выражение термического КПД изобарного цикла полного расширения и как они влияют на его величину?	1. $\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho} \right)$; 2. (ε, λ) ; 3. (ε) ; 4. (π) .

3. Сравните термические КПД представленных циклов



1. $\eta_{t_{abcd}} > \eta_{t_{abcd'}}$;
2. $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{abcd'}}$;
3. $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{abcd'}}$.

7.2. Прямой газовый изохорный цикл полного расширения

В технике встречаются также газотурбинные установки и реактивные двигатели, в которых подвод тепла осуществляется не при $p=\text{const}$, а при $v=\text{const}$. В этом случае идеальным циклом таких установок является прямой газовый изохорный цикл полного расширения, состоящий из изохорного, двух адиабатных и изобарного процессов (рис. 7.4):

a-c - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре;

c-z - изохорный подвод тепла в камере сгорания;

z-b - адиабатное расширение продуктов сгорания на турбине и в выходном сопле;

b-a - изобарное охлаждение выпускных газов в окружающей среде.

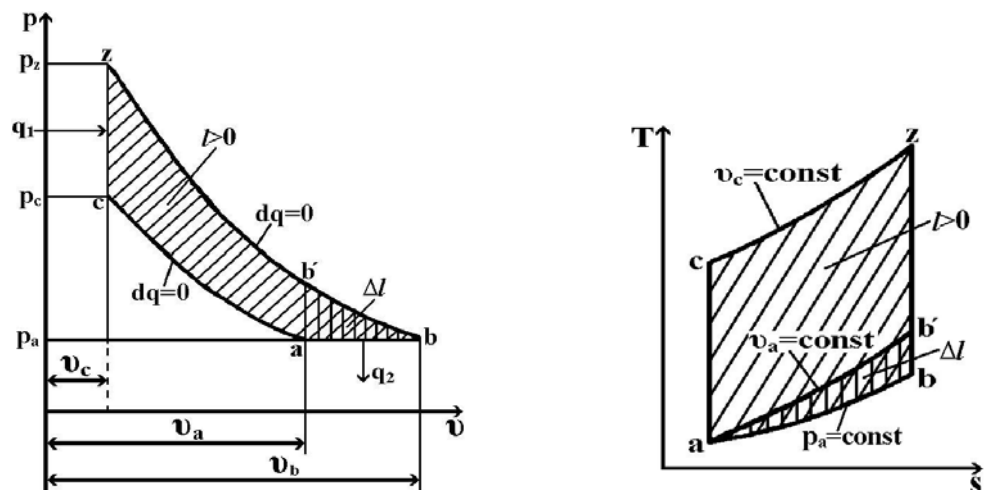


Рис. 7.4

Совокупность этих процессов образует прямой цикл с положительной результирующей работой ($l > 0$), которая в координатах p - v и T - s координатах определяется площадью $aczba$.

Основные характеристики цикла

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

или степень повышения давления в процессе сжатия

$$\pi = \frac{p_c}{p_a}$$

2. Степень повышения давления в процессе подвода тепла

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{T_z}{T_c}$$

Термический КПД данного цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

Тепло в данном цикле подводится по изохоре q_1 , а отводится по изобаре q_2 и может быть определено по следующим уравнениям:

$$q_1 = c_v(T_z - T_c); \quad q_2 = c_p(T_b - T_a).$$

Подставляя значения q_1 и q_2 в выражение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_b - T_a)}{c_v(T_z - T_c)} = 1 - \kappa \frac{T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)}.$$

Заменяя отношение температур соответствующими отношениями объемов и давлений (согласно соотношению параметров адиабатного процесса), получаем следующее выражение для термического КПД изохорного цикла полного расширения:

$$\eta_t = 1 - \kappa \frac{\lambda^{\frac{1}{\varepsilon}} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} (\lambda - 1)} \quad (7.3)$$

или, заменяя степень сжатия ε на степень повышения давления в процессе сжатия π , получаем

$$\eta_t = 1 - \kappa \frac{\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\lambda - 1)}. \quad (7.4)$$

Полученные выражения (7.3) и (7.4) показывают, что термический КПД изохорного цикла полного расширения является прямой функцией степени сжатия ε (или степени повышения давления в процессе сжатия π) и степени повышения давления в процессе подвода тепла λ :

$$\eta_t \sim f(\varepsilon, \lambda) \text{ или } \eta_t \sim f_1(\pi, \lambda).$$

Контрольная карточка 7.2

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Термический КПД изохорного цикла полного расширения является функцией ...	<ol style="list-style-type: none"> $\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho} \right)$; (ε, λ); (λ, ρ); (π, λ).
2. Сравните термические КПД заданных циклов: 	<ol style="list-style-type: none"> $\eta_{t_{abcd}} > \eta_{t_{abc'd'}} < \eta_{t_{ab''c''d'}}$; $\eta_{t_{abcd}} = \eta_{t_{abc'd'}} < \eta_{t_{ab''c''d'}}$; $\eta_{t_{abcd}} < \eta_{t_{abc'd'}} > \eta_{t_{ab''c''d'}}$.
3. Какой из представленных циклов является изохорным циклом полного расширения?	

7.3. Термодинамический цикл жидкостного ракетного двигателя

Жидкостным ракетным двигателем (ЖРД) называется такой двигатель, который создает силу тяги за счет вытекания из его сопла газообразных продуктов сгорания жидкого топлива.

На рис. 7.5 изображена принципиальная схема ЖРД. Жидкое топливо (горючее и окислитель) при помощи турбонасосного агрегата (ТНА) 1 подается в камеру сгорания 2, где происходит процесс горения при постоянном давлении. Затем продукты сгорания поступают в реактивное сопло 3, в котором происходит адиабатный процесс расширения газов до давления внешней среды, при этом скорость движения газов значительно увеличивается, за счет чего и создается сила тяги. Далее продукты сгорания выбрасываются в окружающую атмосферу и при постоянном давлении (давлении окружающей среды) отдают ей теплоту.

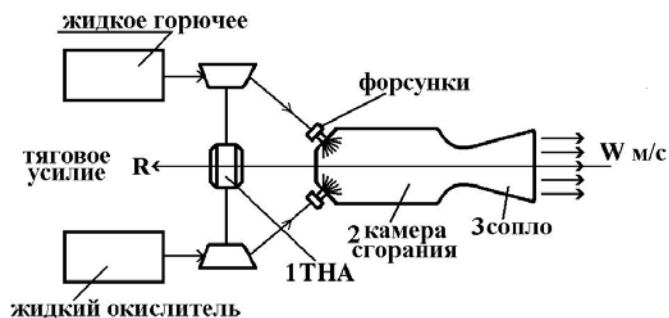


Рис. 7.5

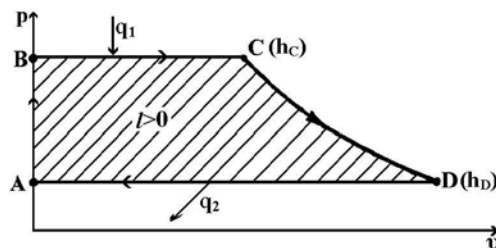


Рис 7.6

Идеальным циклом ЖРД является прямой газовый изобарный цикл полного расширения (рис. 7.6):

А-В - процесс сжатия и нагнетания жидких компонентов топливной смеси в камеру сгорания при помощи ТНА. Ввиду пренебрежимо малого объема жидкости по сравнению с объемом газообразных продуктов сгорания и малой сжимаемости жидкости, нагнетание можно считать изохорным процессом, совпадающим с осью координат (осью p);

В-С - изобарный процесс подвода тепла в камере сгорания;

С-D - адиабатное расширение продуктов сгорания в сопловом аппарате;

D-A - изобарный процесс отвода тепла в окружающей среде.

Совокупность этих процессов образует цикл с положительной результирующей работой ($l > 0$), которая определяется площадью ABCDA.

Результирующая работа цикла

$$l = q_1 - q_2.$$

Поскольку процессы подвода тепла В-С и отвода тепла D-A изобарные, то, следовательно, тепло, сообщенное q_1 или отнятое q_2 от рабочего тела в этих процессах, определяется соответствующими изменениями энтальпии:

$$q_1 = h_C - h_B; \quad q_2 = h_D - h_A.$$

Однако если пренебречь работой, затрачиваемой на привод насосов, подающих жидкие компоненты в камеру сгорания, то практически в процессе АВ можно полагать, что рабочему телу, т.е. жидким компонентам, никакой теплоты не сообщается, температура жидких компонентов не изменяется при этом и, следовательно, можно полагать, что $h_A = h_B$, т. е. $q_1 = h_C - h_A$. Результирующая работа цикла будет равна

$$\begin{aligned} l &= q_1 - q_2 = (h_C - h_A) - (h_D - h_A); \\ l &= h_C - h_D. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_A}. \quad (7.6)$$

Из формулы следует, что при фиксированных значениях h_C и h_A , т.е. при заданной величине q_1 , термический КПД ЖРД будет тем большим, чем больше будет степень расширения в адиабатном процессе С-D, т.к. в этом случае увеличивается разность $h_C - h_D$, т.е. увеличивается полезная результирующая работа цикла. Учитывая, что результирующая работа цикла целиком идет на создание кинетической энергии струи, вытекающей из сопла продуктов сгорания со скоростью истечения W , то $l = \frac{W^2}{2}$. Следовательно, термический

КПД цикла можно выразить как

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{W^2}{2q_1} = \frac{W^2}{2(h_c - h_A)}. \quad (7.7)$$

Контрольная карточка 7.3

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Какая из представленных формул определяет термический КПД цикла ЖРД?	1. $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$; 2. $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$; 3. $\eta_t = \frac{h_c - h_D}{h_c - h_A}$; 4. $\eta_t = \frac{W^2}{2(h_c - h_A)}$
2. Термический КПД цикла ЖРД увеличивается при ...	1. увеличении температуры в камере сгорания; 2. увеличении степени расширения в сопле; 3. уменьшении степени расширения в сопле.

8. ОБРАТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ МАШИН-ОРУДИЙ (ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРАХ)

Рассмотренные выше прямые газовые циклы двигателей давали положительную работу, для совершения этих циклов требовалась затрата тепла. В отличие от прямых циклов на осуществление обратных циклов, по схеме которых работают всевозможные насосы, компрессора, холодильные машины, должна расходоваться механическая работа.

8.1. Процессы сжатия в одноступенчатом поршневом компрессоре

Компрессора предназначаются для сжатия газообразных рабочих тел. На рис. 8.1 представлена схема одноступенчатого поршневого компрессора и изображение процессов сжатия в этом компрессоре в координатах pV и Ts .

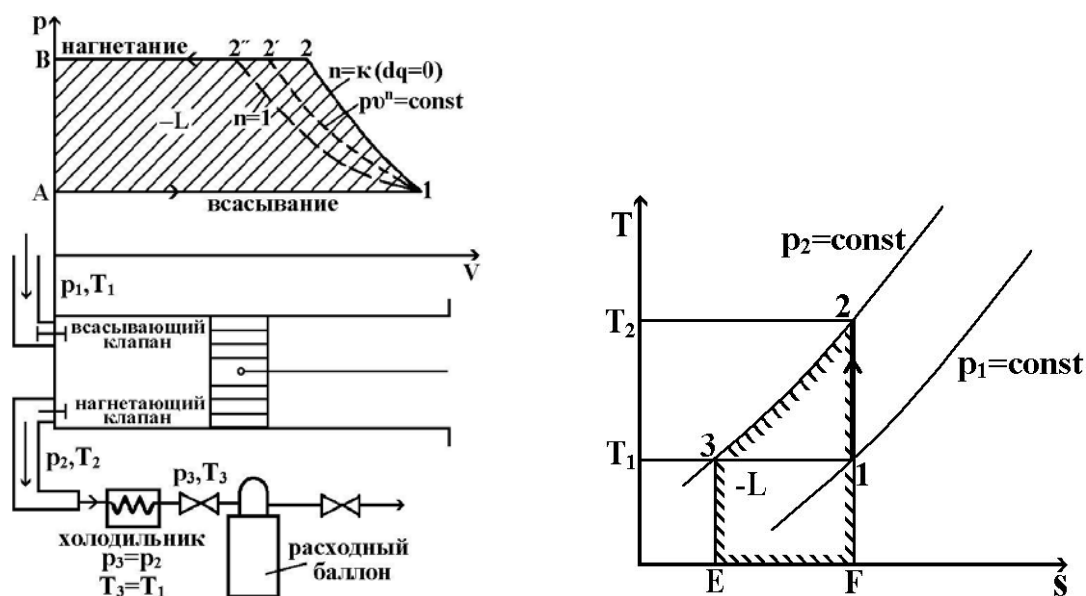


Рис. 8.1

При движении поршня вправо открывается всасывающий клапан, и газ поступает в цилиндр. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается, и газ, находящийся в цилиндре, сжимается. Когда давление газа поднимется до заданной величины, открывается нагнетательный клапан, сжатый газ проходит через холодильник, где при постоянном давлении он охлаждается до первоначальной температуры, и поступает в расходный баллон:

A-1 - линия всасывания газа в цилиндр компрессора;

1-2 - процесс сжатия газа;

2-B - линия нагнетания сжатого газа в расходный баллон.

Нельзя говорить о цикле компрессора, потому что в компрессоре осуществляется только один термодинамический процесс - это процесс сжатия (1-2), давление газа при этом повышается от p_1 до p_2 .

Во время всасывания и нагнетания количество газа переменное, а его состояние на этих участках рабочего процесса теоретически не изменяется, т.е. ни давление, ни температура, ни удельный объем газа не меняются. Изменяется лишь количество находящегося в цилиндре газа. Поэтому линии всасывания и нагнетания не изображают термодинамического процесса изменения состояния ТРТ.

Характер процесса сжатия газа в цилиндре компрессора зависит от количества тепла, отнимаемого при сжатии от этого газа. С точки зрения

минимальной затраты механической работы на приведение в действие компрессора наивыгоднейшее сжатие будет по изотерме 1-2'' или даже по политропе с $n < 1$. Однако осуществление подобного сжатия по изотерме или по политропе с $n < 1$ требует большого отвода тепла в холодильник, эквивалентного работе (например, при $T = \text{const}$), затраченной на сжатие газа, что практически неосуществимо.

Обычно в компрессоре при охлаждении его водой наблюдается некоторый подогрев сжимаемого газа ($T_2 > T$), и процесс сжатия осуществляется по политропе со средним показателем $n = 1,2 \div 1,3$. При таком сжатии, поскольку $n > 1$, получается, что $T_2 > T_1$, т.е. в ходе сжатия газа в компрессоре, несмотря на его охлаждение, имеет место повышение температуры, определяемое соотношением

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

При изображении процессов сжатия в компрессоре в Ts - координатах площадь F23E обозначает работу, затраченную на привод компрессора. Покажем, что указанная площадь в Ts - координатах действительно отвечает затраченной работе L при условии адиабатного сжатия. Работа L , затраченная на сжатие газа, как видно из pV - координат, определяется

$$L = \int_{p_2}^{p_1} V dp = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} mR(T_2 - T_1),$$

т.к.

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} = \frac{\frac{c_p}{c_v}}{\left(\frac{c_p}{c_v} \right) - 1} = \frac{c_p}{c_p - c_v} = \frac{c_p}{R},$$

получим

$$L = \frac{c_p}{R} \cdot mR(T_2 - T_1) = c_p m(T_2 - T_1) = Q_p;$$

$$L = Q_p = \text{пл. F23E}.$$

Основной характеристикой компрессора является степень повышения давления π , равная отношению давления в конце процесса сжатия p_2 начальному давлению p_1 :

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.1)$$

В одноступенчатом поршневом компрессоре степень повышения давления ограничена и не должна превышать величины

$$\pi_{max} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{max} = 8 \div 12. \quad (8.2)$$

В чем же заключаются причины, приводящие к ограничению степени повышения давления газа в одной ступени?

Во-первых, степень повышения давления $\frac{p_2}{p_1}$ в одной ступени компрессора ограничивается предельно допустимой максимальной температурой T_2 , которую приобретает газ в конце сжатия. Температура в конце процесса сжатия ограничивается значением $(t_2) \leq 300^\circ\text{C}$, т.к. при более высоких температурах газа может произойти самовоспламенение паров смазочного масла в цилиндре компрессора и привести к взрыву компрессора.

Во-вторых, в любом реальном поршневом компрессоре имеется так называемое «вредное (или мертвое) пространство», образованное при верхнем мертвом положении поршня между днищем поршня и верхней крышкой цилиндра, в которой размещены соответствующие клапаны. При наличии этого вредного пространства действительная диаграмма процессов в компрессоре имеет следующий вид (рис. 8.2).

Ввиду дополнительного расширения оставшегося газа во вредном пространстве компрессора, фактическое начало процесса всасывания будет не в ВМТ, а в точке A_1 , так что фактический объем всасывания уже не будет равен V_n – объему, описываемому поршнем, а будет составлять лишь часть его величины – V , т.е.

$$V < V_n.$$

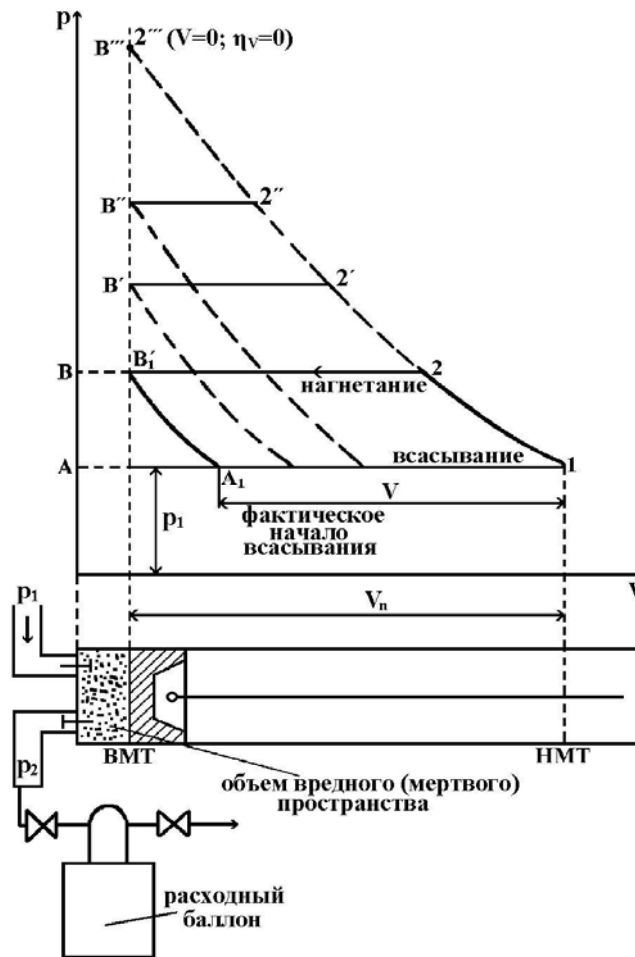


Рис. 8.2

Вводится понятие объемного КПД компрессора, определяемого отношением

$$\eta_v = \frac{V}{V_n}, \quad (8.3)$$

где V - фактический объем всасываемого газа; V_n - объем газа, соответствующий ходу поршня от ВМТ до НМТ; η_v - характеризует объемную производительность компрессора и в реальном компрессоре

$$\eta_v < 1.$$

Из pV - диаграммы процессов реального компрессора следует, что с увеличением давления сжатого газа объемная производительность компрессора уменьшается и в пределе для процесса 1-2''' всасывание свежего газа в компрессор прекращается, т.к. $V=0$ и, следовательно, объемный КПД компрессора

$$\eta_v = \frac{V}{V_n} = 0.$$

Таким образом, в процессе 1-2''' в компрессоре периодически сжимается и расширяется одно и то же количество газа, а производительность компрессора, т.е. подача сжатого газа в расходный баллон при этом равна нулю.

Следовательно, степень повышения давления $\frac{p_2}{p_1}$, в одноступенчатом поршневом компрессоре ограничивается также и из соображений обеспечения оптимальной производительности компрессора, т.е. получения высокого объемного КПД - η_V компрессора. Поэтому для получения больших давлений сжатого газа применяют многоступенчатые компрессора.

Контрольная карточка 8.1

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Что является основной характеристикой компрессора?	1. $\frac{V_2}{V_1}$; 2. $\frac{p_2}{p_1}$; 3. $\frac{T_2}{T_1}$.
2. По какому из указанных процессов наиболее выгодно вести процесс сжатия в компрессоре с точки зрения затраты механической работы?	1. $n=1,4$; 2. $n=1$; 3. $n=0,8$.
3. Почему ограничена степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре?	1. ограничения по значению p_2 ; 2. ограничения по значению T_2 ; 3. уменьшается объемная производительность компрессора.

8.2. Процессы сжатия в многоступенчатом поршневом компрессоре

Двухступенчатый поршневой компрессор

На рис. 8.3 представлена схема двухступенчатого поршневого компрессора, на рис. 8.4 в координатах pV и Ts изображены процессы сжатия в двухступенчатом поршневом компрессоре. Охлаждение сжатого газа в каждом

холодильнике происходит при $p=\text{const}$ до первоначальной температуры всасываемого газа. Размер второй ступени компрессора, т.е. цилиндра высокого давления (ЦВД), меньше, чем цилиндра первой ступени. Это объясняется тем, что одно и то же количество газа, проходящего через компрессор за единицу времени, находится в ЦВД при большем давлении p_2 $p_2=p_3>p_1$ и при одной и той же температуре $T_3=T_1$. В результате чего объем газа, поступающего во вторую ступень, меньше объема газа, поступающего в первую ступень: $V_3<V_1$.

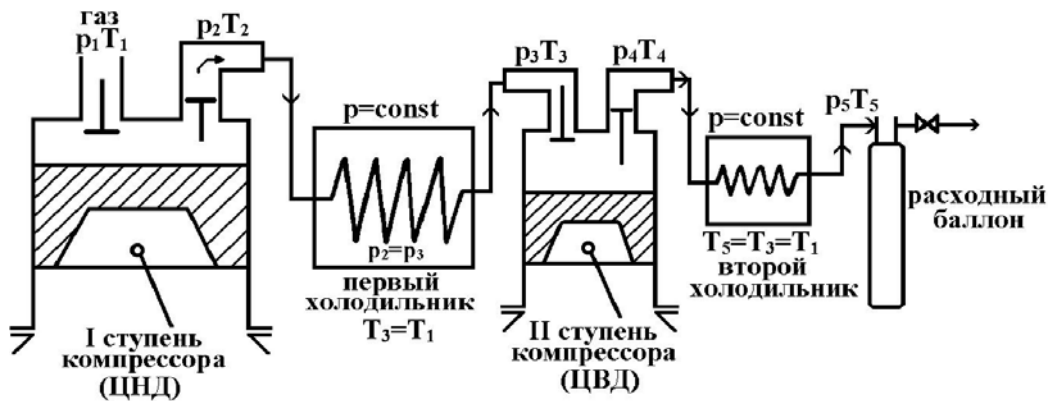


Рис. 8.3

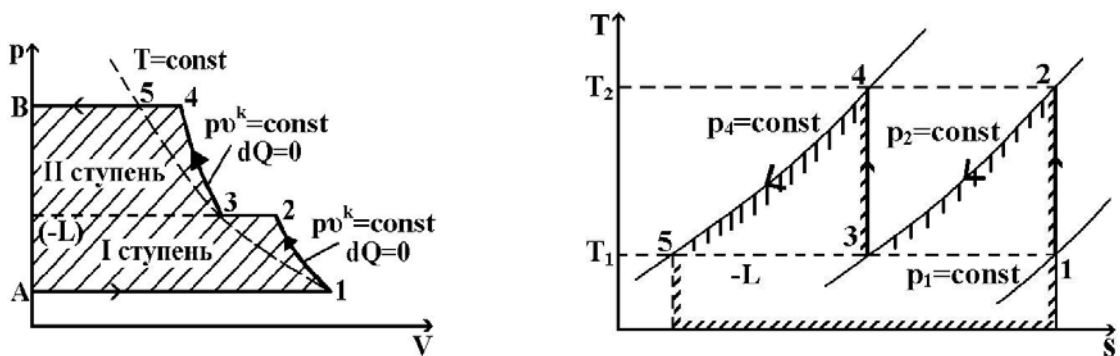


Рис. 8.4

Рассмотрим процессы сжатия в двухступенчатом компрессоре в pV - и Ts -диаграммах. Сжатие считаем адиабатным $dq=0$:

- A-1 - всасывание газа в цилиндр компрессора;
- 1-2 - сжатие в первой ступени компрессора;
- 2-3 - изобарное охлаждение газа в первом холодильнике до первоначальной температуры;
- 3-4 - сжатие во второй ступени компрессора;
- 4-5 - изобарное охлаждение газа во втором холодильнике до первоначальной температуры;

5-B - нагнетание сжатого газа в расходный баллон.

Если принять условие, что сжатый газ в каждом холодильнике охлаждается до первоначальной температуры, т.е. что $T_5=T_3=T_1$, и повышение температуры газа при сжатии в каждой ступени тоже принять одинаковым, т.е. $T_4=T_2$. Следовательно, обе ступени компрессора работают в одном и том же интервале температур сжимаемого газа. Определим степень повышения давления газа в каждой ступени. В общем случае будем полагать, что в каждой ступени компрессора имеет место один и тот же процесс политропного сжатия $pV^n=\text{const}$.

Для процесса сжатия 1-2 напишем соотношение параметров согласно соотношению параметров политропного процесса:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}};$$

аналогично для процесса сжатия 3-4 будем иметь

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

но так как по условию

$$T_2=T_4; \quad T_1=T_3,$$

то, следовательно,

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

т.е.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \pi,$$

где π – степень повышения давления в каждой ступени компрессора.

$$\pi^2 = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_4}{p_1}, \text{ т.к. } p_2=p_3.$$

Следовательно, степень повышения давления в каждой ступени двухступенчатого компрессора определяется

$$\pi = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}}. \quad (8.4)$$

Совершенно аналогично будут совершаться процессы и в трехступенчатом компрессоре.

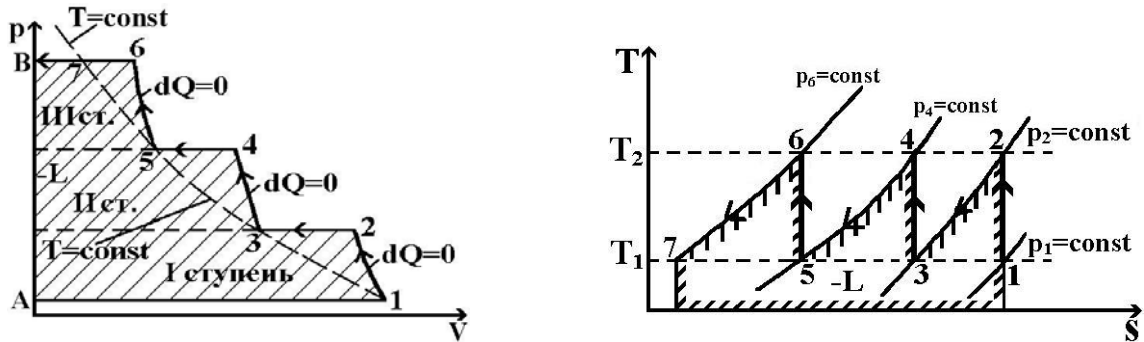


Рис. 8.5

Рассмотрим процессы сжатия в трехступенчатом компрессоре в pV - и Ts -координатах в предположении, что в каждой ступени имеет место адиабатный процесс сжатия $dQ=0$ (рис. 8.5). Будем полагать, что в каждом холодильнике сжатый газ охлаждается до начальной температуры, т. е.

$$T_7=T_5=T_3=T_1,$$

и повышение температуры газа в каждой ступени одинаково, т.е.

$$T_6=T_4=T_2.$$

Следовательно, каждая ступень трехступенчатого компрессора работает в одном и том же интервале температур сжимаемого газа. Кроме того, будем полагать, что в каждой ступени компрессора имеет место один и тот же политропный процесс сжатия $pV^n=\text{const}$. При принятых условиях степень повышения давления в каждой ступени определится из следующих соотношений:

для процесса 1-2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}};$$

для процесса 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} ;$$

для процесса 5-6

$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} .$$

Но, т.к. $T_1=T_3=T_5$; $T_2=T_4=T_6$, то

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = \pi ,$$

если учесть, что $p_2=p_3$, $p_5=p_4$, $p_7=p_6$, получим

$$\pi^3 = \frac{p_6}{p_1} ; \pi = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}} , \quad (8.5)$$

где π - степень повышения давления в каждой ступени трехступенчатого компрессора.

Если имеется m -ступенчатый компрессор, то степень повышения давления в каждой его ступени при принятых температурных условиях будет

$$\pi = \sqrt[m]{\frac{p_{кон}}{p_{нач}}} . \quad (8.6)$$

Но эта формула для определения степени повышения давления в каждой ступени m -ступенчатого компрессора справедлива только для случая равенства температур газа на входе во все ступени и на выходе из всех ступеней компрессора и при условии, что в каждой ступени компрессора имеет место один и тот же политропный процесс сжатия.

Контрольная карточка 8.2

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. Какой компрессор требует меньше затраты работы для сжатия газа от p_1 до $p_{кон}$?	1. одноступенчатый; 2. двухступенчатый; 3. трехступенчатый.

2. Как определяется степень повышения давления в трех ступенчатом компрессоре?

1. $\sqrt[3]{\frac{P_{кон}}{P_{нач}}}$;
2. $\sqrt{\frac{P_{кон}}{P_{нач}}}$;
3. $\frac{P_{кон}}{P_{нач}}$.

8.3. Определение механической работы, затрачиваемой на сжатие газа в компрессоре

Одноступенчатый компрессор

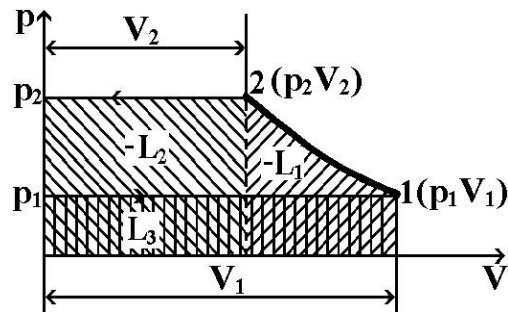


Рис. 8.6

Работа, затрачиваемая на сжатие газа в компрессоре (рис. 8.6) (отрицательная работа обратного цикла), определится как алгебраическая сумма

$$-L = -L_1 - L_2 + L_3$$

или (меняя знаки)

$$L = L_1 + L_2 - L_3. \quad (8.7)$$

Здесь $-L_1 = \text{пл.}////$ - отрицательная работа сжатия газа в процессе сжатия 1-2;

$-L_2 = \text{пл.}\\\\\\$ - отрицательная работа нагнетания, условно отвечающая изобарному процессу сжатия;

$+L_3 = \text{пл.}||||$ - положительная работа всасывания, условно отвечающая изобарному процессу расширения.

Так как $L_2 = p_2 V_2$, $L_3 = p_1 V_1$, получим

$$L = L_1 + p_2 V_2 - p_1 V_1;$$

величина L_1 зависит от характера процесса сжатия 1-2.

Произведем вычисление величины L для двух случаев.

I. Заданной величиной является объем всасываемого газа $V_{1-м^3/ч}$.

1) Пусть процесс сжатия газа 1-2 в компрессоре будет изотермическим $T=\text{const}$; L_1 – работа изотермического процесса определится как

$$L_1 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Следовательно, вся работа, затрачиваемая на привод компрессора, будет

$$L = L_1 + p_2 V_2 - p_1 V_1 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} + p_2 V_2 - p_1 V_1,$$

но для $T=\text{const}$ $p_2 V_2 = p_1 V_1$.

Окончательно имеем, что при $T=\text{const}$ работа компрессора будет

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.8)$$

2) Процесс сжатия газа в компрессоре 1-2 адиабатный $dQ=0$, $pV^\kappa=\text{const}$.

Работа адиабатного процесса может быть определена как

$$L_1 = \frac{1}{\kappa - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1).$$

Работа компрессора будет равна

$$L = \frac{1}{\kappa - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) + p_2 V_2 - p_1 V_1.$$

После преобразования получим

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1). \quad (8.9)$$

Так как

$$\frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

окончательно получим,

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (8.10)$$

Работа L , затрачиваемая на адиабатное сжатие газа в компрессоре, может быть определена также и через энтальпию H . Для адиабатного процесса сжатия 1-2 работу L_1 можно определить как

$$L_1 = (U_2 - U_1).$$

Следовательно, работа компрессора будет равна

$$L = (U_2 - U_1) + p_2 V_2 - p_1 V_1$$

или

$$L = \underbrace{(U_2 + p_2 V_2)}_{H_2} - \underbrace{(U_1 + p_1 V_1)}_{H_1};$$

$$L = H_2 - H_1. \quad (8.11)$$

3) Процесс сжатия газа в компрессоре 1-2 политропный с показателем политропы n , $pV^n = \text{const}$. Работа компрессора в этом случае определяется аналогично случаю, когда процесс сжатия в компрессоре 1-2 осуществляется по адиабате и будет равна

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (8.12)$$

II. Заданной величиной является объем сжатого и охлажденного до первоначальной температуры газа - V_3 м³/ч ($T_1 = T_3$) (рис. 8.7).

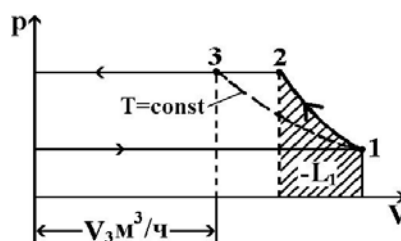


Рис. 8.7

1) Процесс сжатия 1-2 - изотермический ($T = \text{const}$), точка 2 совпадает с точкой 3 ($V_2 \equiv V_3$).

В изотермическом процессе

$$P_1 V_1 = P_3 V_3.$$

Работа изотермического процесса

$$L_1 = p_2 V_3 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Работа компрессора в этом случае определится как

$$L=L_1+p_3V_3-p_1V_1,$$

но, т.к. $p_1V_1=p_3V_3$, то, следовательно,

$$L = p_2V_3 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (8.13)$$

2) Процесс сжатия газа в компрессоре адиабатный $dQ=0$

$$L_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1}(p_2V_2 - p_1V_1),$$

здесь уже $V_2 \neq V_3$, а $p_2=p_3$.

Работа компрессора определится как

$$L = L_1 + p_2V_2 - p_1V_1 = \frac{1}{\kappa - 1}(p_2V_2 - p_1V_1) + p_2V_2 - p_1V_1$$

или

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1}(p_2V_2 - p_1V_1).$$

Преобразуем последнее уравнение:

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_2V_2 \left(1 - \frac{p_1V_1}{p_2V_2} \right),$$

но, так как

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1V_1}{p_2V_2},$$

то

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_2V_2 \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right). \quad (8.14)$$

Для изобарного процесса 2-3 охлаждения газа в холодильнике имеем

$$\frac{V_2}{V_3} = \frac{T_2}{T_3},$$

откуда

$$V_2 = V_3 \frac{T_2}{T_3}.$$

Подставим значение V_2 в уравнение (8.14) и учитывая, что $T_3=T_1$, получаем

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_2 V_3 \frac{T_2}{T_1} \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right)$$

или

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_2 V_3 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right).$$

Следовательно,

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_2 V_3 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (8.15)$$

3) Процесс сжатия газа в компрессоре 1-2 политропный с показателем политропы n . Работа компрессора в этом случае определится аналогично случаю, когда процесс сжатия в компрессоре 1-2 осуществлялся по адиабате:

$$L = \frac{n}{n - 1} p_2 V_3 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (8.16)$$

Многоступенчатый компрессор

Работа двухступенчатого компрессора может быть определена как сумма работ первой и второй ступеней компрессора:

$$L_{2\text{ ст}}^x = L_I + L_{II},$$

где L_I - работа первой ступени компрессора; L_{II} - работа второй ступени компрессора.

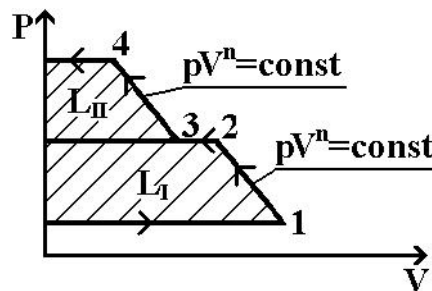


Рис. 8.8

Примем, что в обеих ступенях идет один и тот же политропический процесс сжатия, и ступени работают в одном и том же температурном интервале (рис. 8.8):

работа первой ступени будет равна

$$L_I = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

или

$$L_I = \frac{n}{n-1} mRT_1 \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; \quad (8.17)$$

работа второй ступени

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} p_3 V_3 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

или

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} mRT_3 \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (8.18)$$

так как $T_1=T_3$, то

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} mRT_1 \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (8.19)$$

Следовательно, согласно уравнениям (8.17) и (8.19), имеем $L_I=L_{II}$, т. е.

$$L_{2\text{ cm}}^x = 2L_I.$$

Работа m -ступенчатого компрессора может быть определена как

$$L_m = mL_I. \quad (8.20)$$

Формула (8.20) по определению работы m -ступенчатого компрессора справедлива лишь в том случае, если во всех ступенях компрессора идет один и тот же политропный процесс сжатия, и все ступени компрессора работают в одном и том же температурном интервале.

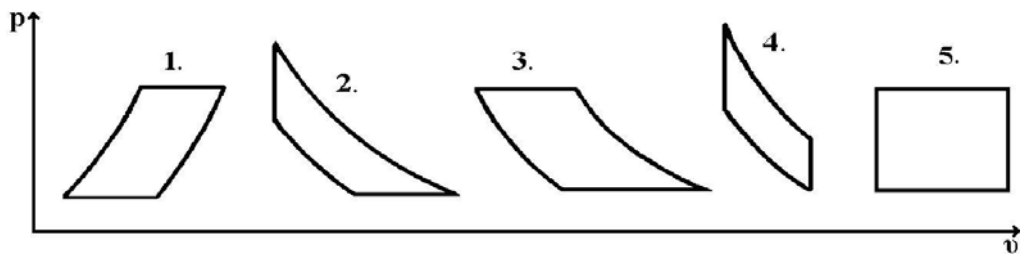
Контрольная карточка 8.3

Укажите наиболее полный и правильный ответ

Вопрос	Ответ
1. По какой формуле можно подсчитать затраченную работу на сжатие газа в компрессоре, если сжатие идет по политропе?	<p>1. $L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$;</p> <p>2. $L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$;</p> <p>3. $L = H_2 - H_1$;</p> <p>4. $L = \frac{n}{n - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$.</p>
2. По какой формуле можно определить затраченную работу, если сжатие газа в компрессоре идет по изотерме?	<p>1. $L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$;</p> <p>2. $L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$;</p> <p>3. $L = H_2 - H_1$;</p> <p>4. $L = \frac{n}{n - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$.</p>
3. По какой формуле можно определить затраченную работу, если сжатие газа в компрессоре идет по адиабате?	<p>1. $L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$;</p> <p>2. $L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$;</p> <p>3. $L = H_2 - H_1$;</p> <p>4. $L = \frac{n}{n - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$.</p>

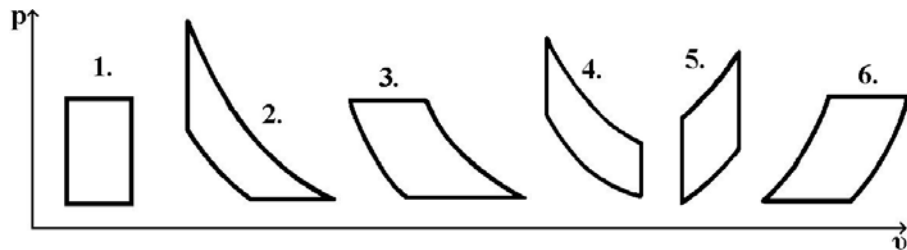
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Найдите на диаграмме изохорный цикл полного расширения.

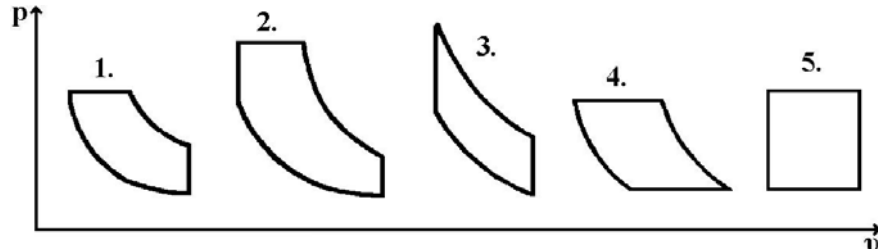


6. такого цикла нет среди приведенных выше.

2. Какой из показанных на диаграмме циклов является изобарным полным расширения?

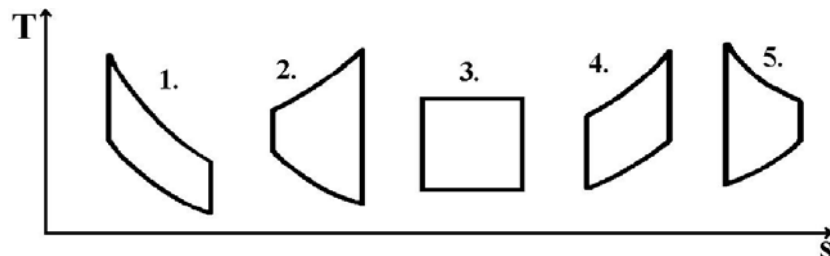


3. Найдите на диаграмме изобарный цикл неполного расширения?



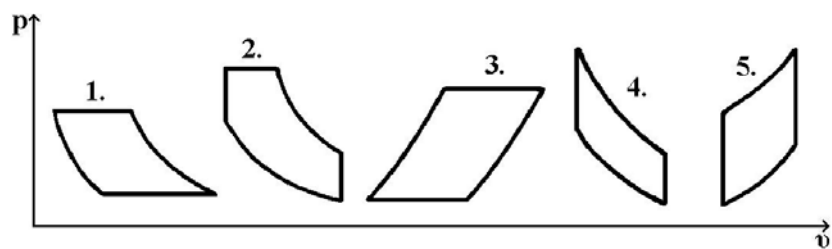
6. такого цикла на диаграмме нет.

4. Какой из показанных на диаграмме циклов может изображать изохорный цикл неполного расширения?

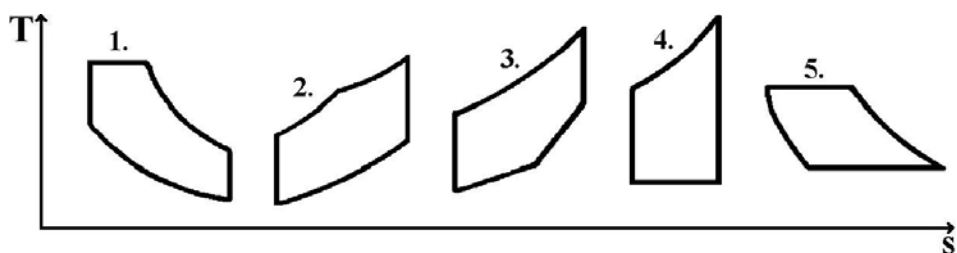


6. ни один из выше приведенных.

5. Какой из показанных на диаграмме циклов может изображать изохорный цикл неполного расширения?

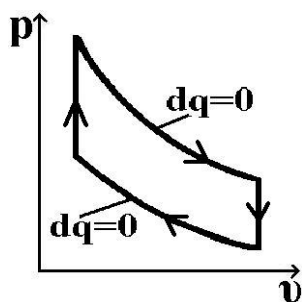


6. Какой из следующих циклов может изображать смешанный цикл неполного расширения?



6. ни один из приведенных на диаграмме.

7. Какое из следующих выражений является структурной формулой термической КПД, показанного на рисунке цикла?



1. $\eta_t \sim f\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

2. $\eta_t \sim f\left(\lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

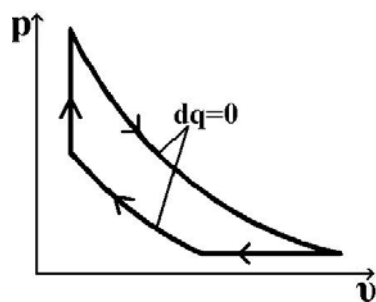
3. $\eta_t \sim f(\varepsilon, \lambda);$

4. $\eta_t \sim f(\varepsilon);$

5. $\eta_t \sim f(\rho, \lambda);$

6. правильной формулы среди приведенных выше нет.

8. Какое из приведенных выражений является структурной формулой термического КПД, показанного на диаграмме цикла?



1. $\eta_t \sim f\left(\pi, \lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

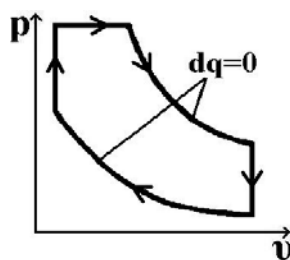
2. $\eta_t \sim f(\pi, \lambda);$

3. $\eta_t \sim f(\pi);$

4. $\eta_t \sim f\left(\lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

5. $\eta_t \sim f(\lambda).$

9. Какое из приведенных выражений является структурной формулой термического КПД, показанного на диаграмме цикла?



1. $\eta_t \sim f\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

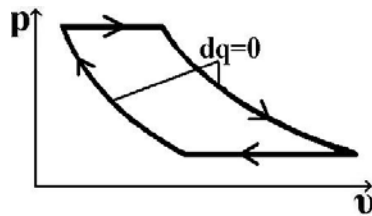
2. $\eta_t \sim f(\varepsilon, \lambda);$

3. $\eta_t \sim f(\varepsilon);$

4. $\eta_t \sim f\left(\lambda, \frac{1}{\rho}\right);$

5. $\eta_t \sim f(\varepsilon, \lambda, \rho).$

10. Какое из приведенных выражений является структурной формулой термического КПД, показанного на диаграмме цикла?



$$1. \eta_t \sim f\left(\pi, \lambda, \frac{1}{\rho}\right);$$

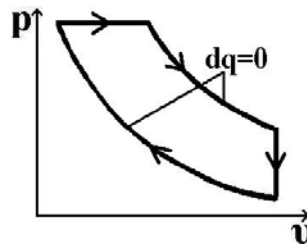
$$2. \eta_t \sim f\left(\pi, \frac{1}{\rho}\right);$$

$$3. \eta_t \sim f(\pi);$$

$$4. \eta_t \sim f(\pi, \lambda);$$

$$5. \eta_t \sim f(\pi, \rho).$$

11. Какое из приведенных выражений является структурной формулой термического КПД, показанного на диаграмме цикла?



$$1. \eta_t \sim f\left(\varepsilon, \lambda, \frac{1}{\rho}\right);$$

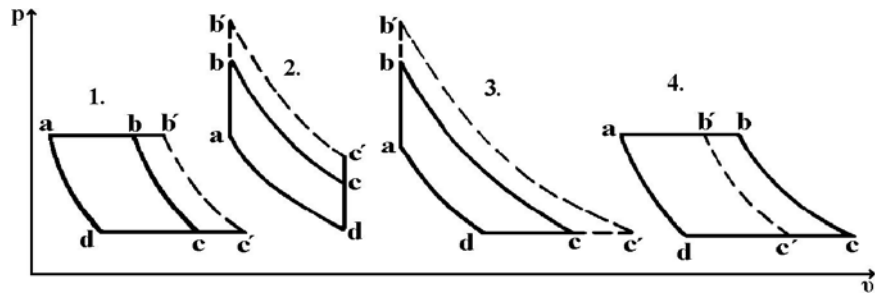
$$2. \eta_t \sim f\left(\varepsilon, \frac{1}{\rho}\right);$$

$$3. \eta_t \sim f(\varepsilon, \lambda);$$

$$4. \eta_t \sim f(\varepsilon);$$

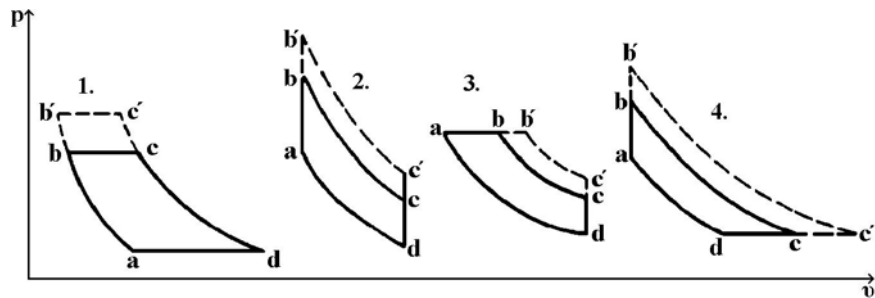
$$5. \eta_t \sim f(\varepsilon, \rho).$$

12. Для какой пары циклов, показанных на диаграмме, выполняется следующее неравенство $h_{t_{abcd}} < h_{t_{ab'c'd}}$?



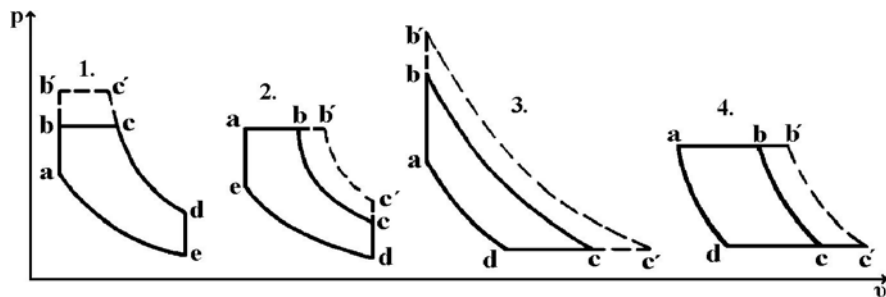
5. ни для какой из приведенных на диаграмме.

13. Для какой пары циклов, показанных на диаграмме, выполняется следующее неравенство $h_{t_{abcd}} > h_{t_{ab'c'd}}$?



5. ни для одной из приведенных на диаграмме.

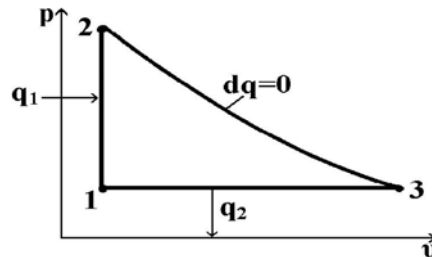
14. Для какой пары циклов, показанных на диаграмме, справедливо соотношение для термических КПД $h_{t_{abcd(e)}} = h_{t_{ab'c'd(e)}}$?



5. ни для одной из приведенных на диаграмме.

ЗАДАЧИ

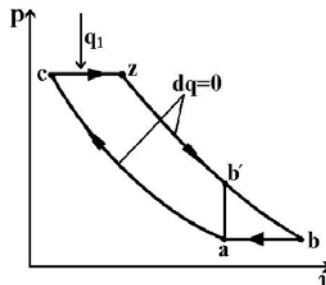
1. Для заданного цикла полного расширения параметры 1 кг воздуха в точке 1: $p_1=1,05$ ата, $t_1=27^\circ\text{C}$. При совершении цикла подводится тепло $q_1=200$ кДж/кг ($c_v=0,71$ кДж/(кг·К)). Определить работу цикла и его КПД.



2. Газовая турбина (ГТ) работает по циклу полного расширения с подводом тепла при $p=\text{const}$, а двигатель внутреннего сгорания по тому же циклу с неполным расширением (цикл ГТ – а-с-z-b, цикл двигателя – а-с-z-b'). Определить термический КПД обоих циклов при следующих условиях:

$p_a=1$ ата, $t_a=0^\circ\text{C}$, $p_z=55$ ата, $p'_b=3,5$ ата.

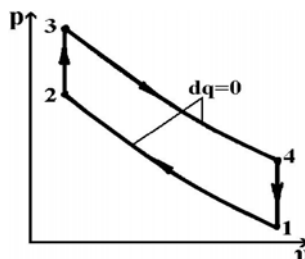
Расчет произвести для 1 кг воздуха ($c_v=0,71$ кДж/(кг·К), $R=287$ Дж/(кг·К)).



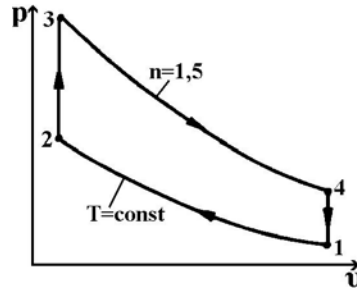
3. Для идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом тепла при постоянном объеме определить термический КПД и работу

цикла, если $t_1=30^\circ\text{C}$, $p_1=1$ бар, $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 7$, $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 2,5$. Рабочее тело-воздух

($c_v=0,71$ кДж/(кг·К), $R=287$ Дж/(кг·К)). Определить также термический КПД цикла Карно для того же интервала температур.

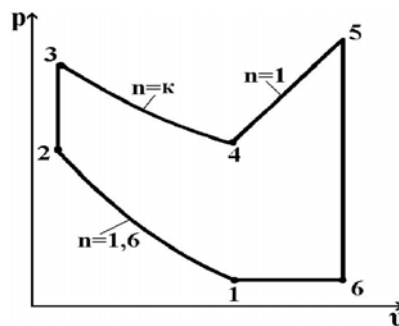


4. Для заданного цикла определить параметры характерных точек, термический КПД, работу цикла, если $p_1=1$ ата, $v_1=1$ м³/кг, $p_2=5$ ата; $T_3=2000$ К, процесс расширения 3-4 происходит по политропе $n=1,5$; рабочее тело - 1 кг воздуха. Кроме того, для процесса 3-4 определить изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии ($c_v=0,71$ кДж/(кг·К), $R=287$ Дж/(кг·К)).

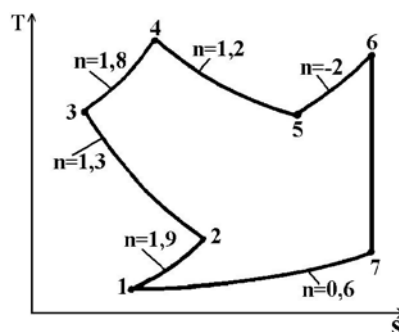


5. 1 кг воздуха с $p_1=10$ ата и $t_1=15^\circ\text{C}$, сжимается по адиабате с уменьшением объема в 3 раза. Затем к нему подводится тепло при $v=\text{const}$ до давления $p_3=7P_1$. После этого воздух расширяется по изотерме до объема $v_4=0,74v_1$. Затем вся совокупность процессов замыкается в цикл по политропе ($c_v=0,71$ кДж/(кг·К), $R=287$ Дж/(кг·К)). Определить параметры всех узловых точек, термический КПД цикла и работу. Изобразить данный цикл в p - v - и T - s - координатах.

6. Перевести заданный термодинамический цикл двухатомного идеального газа ($\kappa=1,4$) из p - v - в T - s - координаты.

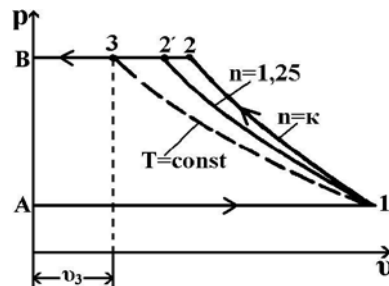


7. Перевести заданный термодинамический цикл двухатомного идеального газа ($\kappa=1,4$) из T - s - в p - v - координаты.



8. Компрессор подает 100 м^3 сжатого и охлажденного до первоначальной температуры воздуха за час при давлении $p_2=5 \text{ ата}$. Давление всасываемого воздуха $p_1=1 \text{ ата}$ при температуре $t_1=27^\circ\text{C}$. Определить мощность двигателя для привода компрессора:

- а) при изотермическом сжатии ($n=1$);
- б) при адиабатном сжатии ($\kappa=1,4$);
- в) при политропном сжатии ($n=1,25$). Определить также количество отведенного тепла в этих процессах ($R_{\text{возд}}=287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $c_v=0,71 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$).



9. Воздух с начальными параметрами $t_1=27^\circ\text{C}$ и $p_1=1 \text{ ата}$ сжимается последовательно в трех ступенях компрессора до давления 125 ата с промежуточным охлаждением воздуха в холодильниках каждой ступени до начальной температуры. Сжатие в каждой ступени политропное с $n=1,3$. Определить мощность двигателя для привода компрессора, если компрессор подает в час сжатый, холодный воздух в количестве 100 м^3 при температуре 27°C , для случаев:

- а) трехступенчатого сжатия;
- б) двухступенчатого сжатия;
- в) одноступенчатого сжатия.

10. Потребность в сжатом воздухе для заводских пневматических установок составляет 400 кг/ч при давлении 6 ата . Определить мощность, затрачиваемую на привод компрессора для сжатия такой массы воздуха, если предположить, что сжатие будет происходить по политропе с $n=1,28$. Начальное давление $p_1=0,95 \text{ ата}$ при $t_1=37^\circ\text{C}$ ($R_{\text{возд}}=287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$).

11. Для лабораторных целей необходимо получить воздух с давлением $p=400 \text{ ата}$. Сколько ступеней сжатия с промежуточным охлаждением должен

иметь компрессор, чтобы при адиабатном сжатии максимальная температура воздуха в каждой ступени была не выше 200°C ? Воздух в начале сжатия имеет параметры $p_1=1$ ата и $t_1=27^{\circ}\text{C}$. Работу между ступенями сжатия распределить равномерно.

12. Одноступенчатый компрессор всасывает $250\text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при $p_1=0,9$ ата и $t_1=27^{\circ}\text{C}$ и сжимает его до $p_2=8$ ата. Какое количество воды нужно пропустить через систему охлаждения компрессора за час, если сжатие воздуха в компрессоре происходит политропно с показателем $n=1,2$, а температура воды при ее прохождении по системе охлаждения компрессора повышается на 15°C ? $c_{\text{возд}}=0,71\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $c_{\text{вод}}=4,18\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $R_{\text{возд}}=287\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

13. Компрессор всасывает в минуту 100 м^3 воздуха при температуре 25°C и сжимает его адиабатно от давления $p_1=1$ ата до давления $p_2=8$ ата. Определить мощность двигателя для привода компрессора.