

1.8 Круговые процессы

С помощью второго закона термодинамики можно определять степень совершенства процесса перехода тепла в работу в тепловых двигателях. Переход тепла в работу в них осуществляется в результате круговых процессов или циклов.

Круговым процессом или циклом называют совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

Работа кругового процесса (l_0) изображается на PV -диаграмме площадью, заключенной внутри замкнутого контура цикла. Прямой цикл ($l_0 > 0$) характерен для тепловых двигателей, обратный цикл ($l_0 < 0$) – для холодильных машин.

Для оценки степени совершенства любого цикла вводят термический коэффициент полезного действия η_t :

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0}{q_1}, \quad (102)$$

где q_1 - количество тепла, заимствованного 1 кг рабочего тела от внешнего (или верхнего) источника тепла;

q_2 - количество тепла, отданного 1 кг рабочего тела внешнему охладителю (или нижнему источнику);

l_0 - полезно использованное в цикле тепло.

Цикл Карно состоит из двух изотерм 1-2 и 3-4 и двух адиабат 2-3 и 4-1 (рис. 2 - 3). В цикле Карно так же, как и в любом другом цикле, нельзя перевести все подведенное тепло в работу. Для цикла Карно уравнение для термического коэффициента полезного действия принимает вид

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (103)$$

где T_1 и T_2 - соответственно температуры верхнего и нижнего источника тепла, К.

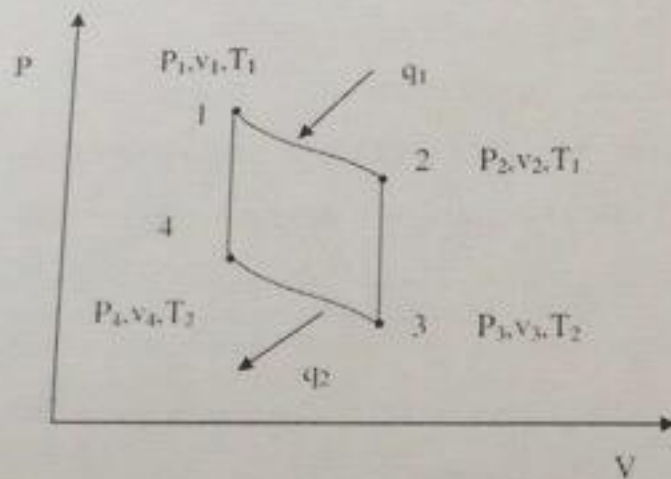


Рисунок 2 – Прямой обратимый цикл Карно в PV-координатах

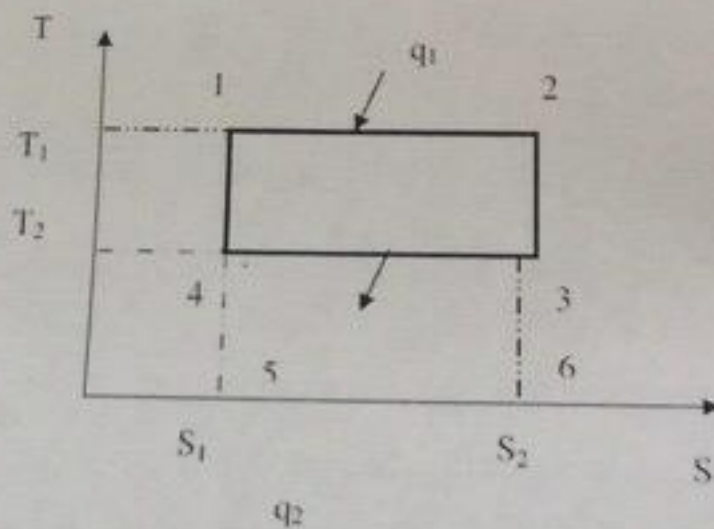


Рисунок 3 – Прямой обратимый цикл Карно в TS-координатах

Пользуясь TS-диаграммой, можно определить термический КПД цикла графическим путем:

(103)

источ-

$$\eta_i = 1 - \frac{T_2}{T_1} = \frac{\text{пл. 1-2-3-4}}{\text{пл. 1-2-6-5}}. \quad (104)$$

Цикл Карно в заданном диапазоне температур T_1 и T_2 имеет наибольший термический КПД по сравнению с любым другим циклом. Однако по ряду практических соображений цикл Карно в тепловых двигателях не осуществляется.

В настоящее время в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) осуществляются следующие циклы:

а) с подводом тепла при постоянном объеме (цикл состоит из двух адиабат и двух изохор – рис. 4), характеристиками которого являются степень сжатия ϵ , степень повышения давления λ , термический КПД η_i :

$$\epsilon = V_1 / V_2; \quad \lambda = P_3 / P_2; \quad (105)$$

$$\eta_i = 1 - q_2 / q_1 = 1 - (T_4 - T_1) / (T_3 - T_2) = 1 - 1 / \epsilon^{k-1}, \quad (106)$$

где k – показатель адиабаты.

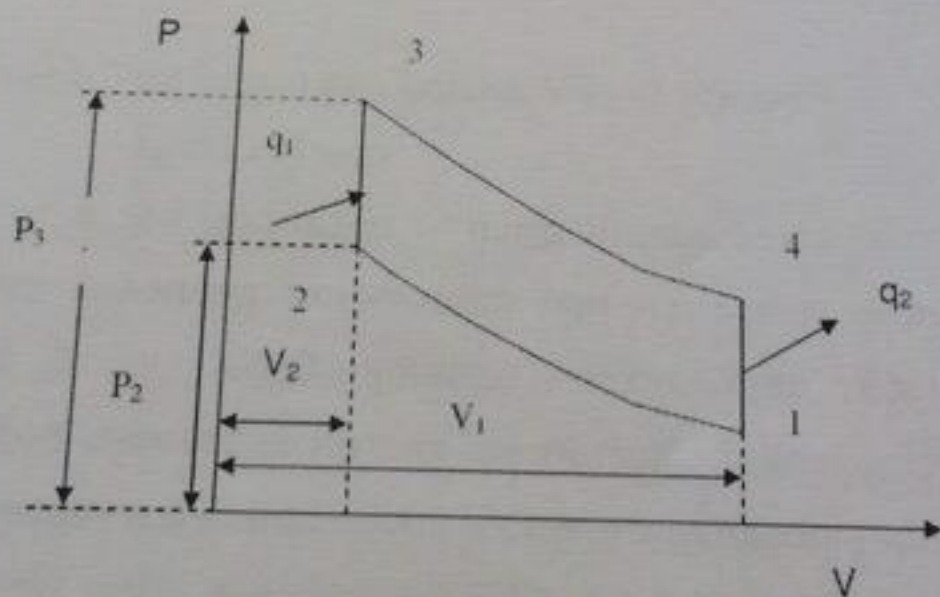


Рисунок 4 – PV-диаграмма цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме

б) с подводом тепла при постоянном давлении (цикл состоит

из двух адиабат, одной изобары и одной изохоры - рис. 5), характеристиками которого являются: степень сжатия ϵ , степень предварительного расширения ρ , термический КПД η_t :

$$\epsilon = v_1 / v_2; \quad \rho = v_3 / v_2; \quad (107)$$

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 = c_v (T_4 - T_1) / c_p (T_3 - T_2). \quad (108)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (109)$$

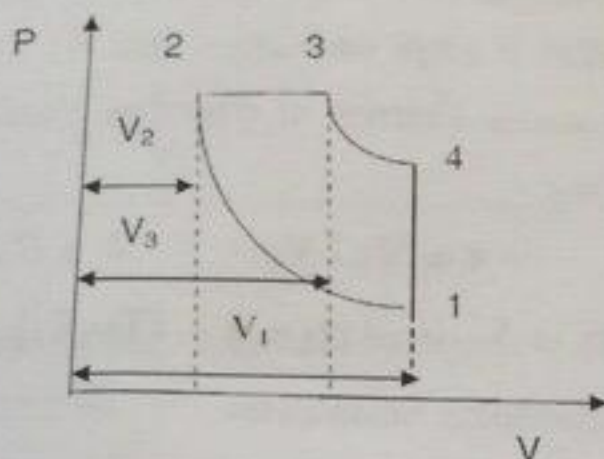


Рисунок 5 – PV-диаграмма цикла ДВС с подводом теплоты при $P = \text{const}$

в) смешанный цикл, с подводом части тепла при постоянном объеме и части - при постоянном давлении (цикл состоит из двух адиабат, двух изохор и одной изобары - рис. 6), характеристиками которого являются: степень сжатия ϵ , степень повышения давления λ , степень предварительного расширения ρ и термический КПД:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}. \quad (110)$$

Методика определения термического КПД более сложных циклов приведена в задаче 114.

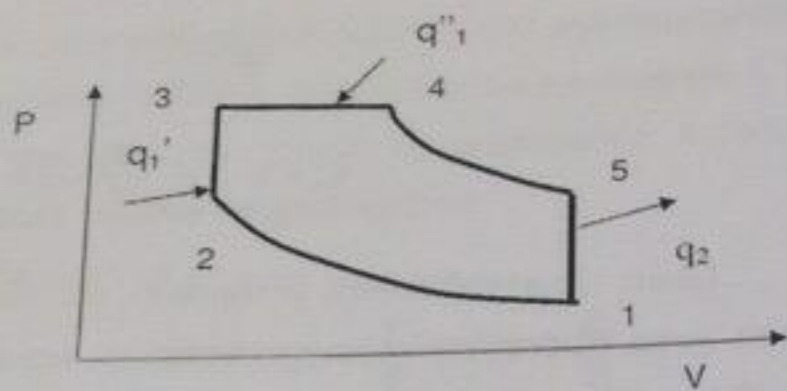


Рисунок 6 – PV-диаграмма цикла ДВС со смешанным подводом теплоты

Газотурбинные установки (ГТУ) могут быть 2 видов: установки с подводом теплоты при постоянном давлении и установки с подводом теплоты при постоянном объеме. Цикл газотурбинной установки со сгоранием топлива при $P = \text{const}$ (рис. 7) состоит из двух адиабат и двух изобар.

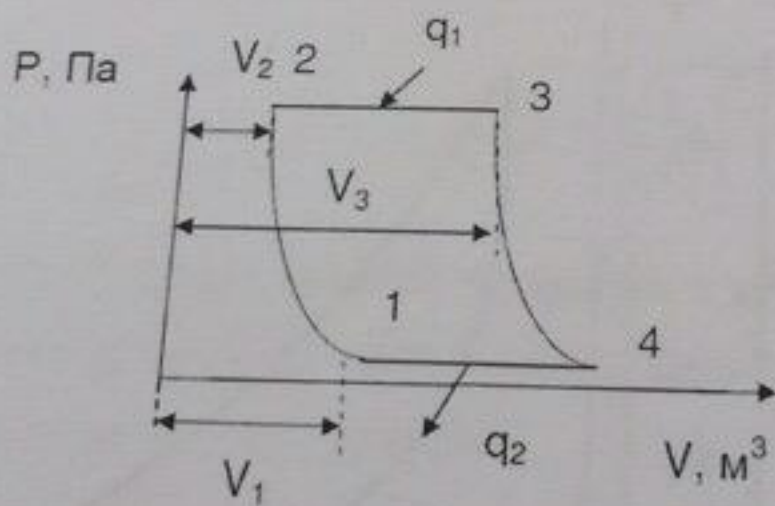


Рисунок 7 – PV-диаграмма цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

Основными характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре β и термический КПД:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (111)$$

$$\eta_i = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (112)$$

Цикл газотурбинной установки со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ (рис. 8) состоит из двух адиабат, одной изохоры и одной изобары. Основными характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре β , степень добавочного повышения давления λ и термический КПД:

$$\beta = \frac{P_2}{P_1}; \quad \lambda = \frac{P_3}{P_2}; \quad (113)$$

$$\eta_i = 1 - k \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{k}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}, \quad (114)$$

где k – показатель адиабаты.

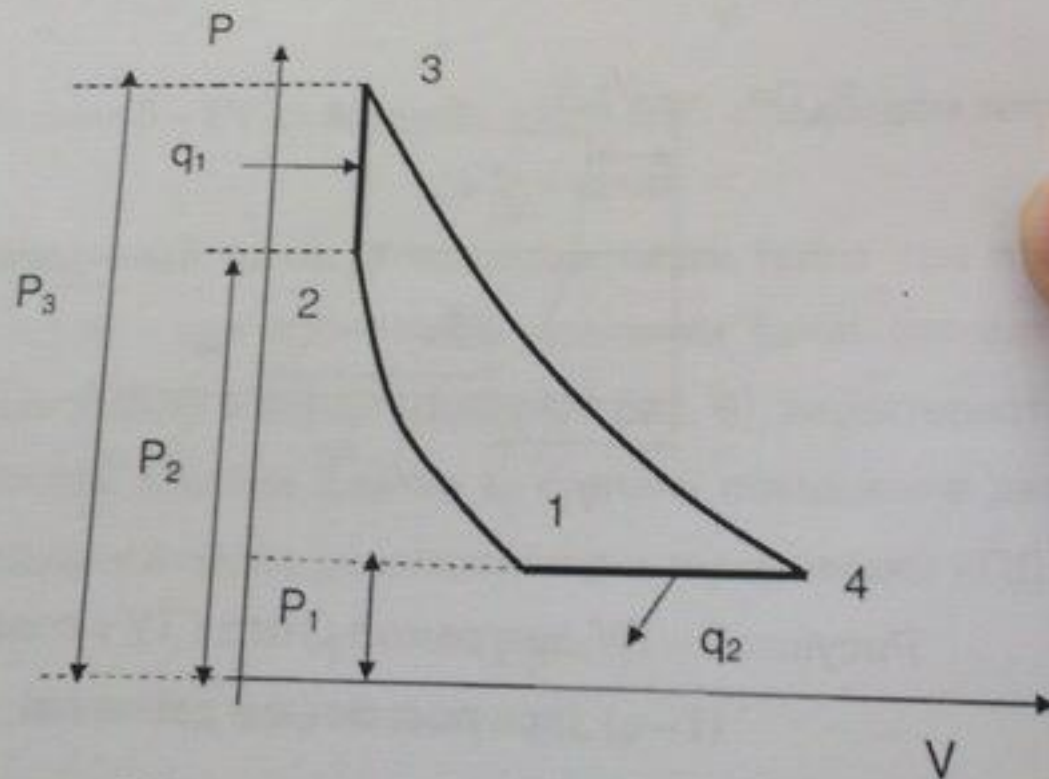


Рисунок 8 – PV -диаграмма цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме

Процессы, протекающие в идеальном компрессоре, также являются циклическими. Работа, расходуемая на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом компрессоре, Дж/кг, определяется в зависимости от характера процесса сжатия по формулам:

при изотермном сжатии -

$$l_0 = p_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = R T \ln \frac{P_2}{P_1}; \quad (115)$$

при политропном сжатии -

$$l_0 = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; \quad (116)$$

при адиабатном сжатии -

$$l_0 = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} P_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (117)$$

или

$$l_0 = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (118)$$

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 м³ газа начального состояния в одноступенчатом компрессоре, Дж/м³, в случае политропного сжатия определяется по формуле

$$L_0 = \frac{n}{n-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (119)$$

Мощность, расходуемая на сжатие газа в компрессоре, кВт

$$N = \frac{L_0 V}{3600 \cdot 1000} = \frac{l_0 G}{3600 \cdot 1000}, \quad (120)$$

где V – объемная производительность компрессора, м³/ч;

G – массовая производительность компрессора, кг/ч.
Теоретическая производительность компрессора, м³/мин.

$$V_T = F S n_0, \quad (121)$$

где F – площадь поршня, м²;

S – ход поршня, м;

n_0 – число оборотов вала компрессора в минуту.

Объемный коэффициент полезного действия, учитывающий влияние относительного объема вредного пространства на производительность компрессора.

$$\lambda_v = 1 - a_0 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (122)$$

где a_0 – относительный объем вредного пространства (отношение объема вредного пространства V_0 к объему, описываемому поршнем, $V_{оп}$);

n – показатель политропы расширения газа вредного пространства.

Для получения газа высокого давления применяются многоступенчатые компрессоры. В этом случае допустимая степень повышения давления газа в одной ступени

$$\lambda = \sqrt[z]{\frac{P_2}{P_1}}, \quad (123)$$

где z – необходимое число ступеней многоступенчатого компрессора;

P_2 – конечное давление газа за компрессором;

P_1 – начальное давление газа перед компрессором.

Конечные давления по ступеням (давления нагнетания) определяются следующим образом:

$$P^1 = \lambda P_1;$$

$$P^n = \lambda P^1 = \lambda^2 P_1 ;$$

$$P^z = \lambda P^{z-1} = \lambda^z P_1 . \quad (133)$$

Полная работа многоступенчатого компрессора равна сумме работ, затраченных во всех ступенях компрессора.

При промежуточном охлаждении газа после каждой ступени до начальной температуры всасываемого газа (для 3-ступенчатого компрессора - $T_1=T_2=T_5$) при равенстве допустимой степени повышения давления λ и показателя политропы сжатия n по ступеням ($T_2=T_4=T_6$) в каждой ступени будет расходоваться на сжатие газа одинаковая работа и работа многоступенчатого компрессора будет равна работе одной ступени, умноженной на число ступеней:

$$l_0 = z \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (125)$$

Количество тепла, отводимого водой рубашки от 1 кг газа при его политропном сжатии в цилиндре компрессора,

$$q = C_n (t_2 - t_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1). \quad (126)$$

Количество тепла, отводимого от 1 кг сжатого газа при его охлаждении при $P = \text{const}$ в холодильнике (промежуточном или конечном),

$$q = C_p (t_2 - t_1). \quad (127)$$

Примеры решения задач

52 1 кг воздуха совершает цикл Карно (см. рис. 2) в пределах температур $t_1 = 627^\circ\text{C}$ и $t_2 = 27^\circ\text{C}$, причем наивысшее давление составляет 60 бар, а наинизшее — 1 бар.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведенного и отведенного тепла.

Решение:

Точка 1: $P_1 = 60$ бар; $T_1 = 900$ К. Удельный объем газа определяем из характеристического уравнения (16):

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 900}{60 \cdot 10^5} = 0,043 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 2: $T_2 = 900$ К. Давление находим из уравнения адиабаты (процесс 2-3):

$$\frac{P_2}{P_3} = \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{900}{300} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 46,8; \quad P_2 = 46,8 P_3 = 46,8 \cdot 1 = 46,8 \text{ бар}.$$

Удельный объем находим из уравнения изотермы (процесс 1-2):

$$P_1 v_1 = P_2 v_2; \quad v_2 = \frac{P_1 v_1}{P_2} = \frac{60 \cdot 0,043}{46,8} = 0,055 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 3: $P_3 = 1$ бар; $T_3 = 300$ К;

$$v_3 = \frac{R T_3}{P_3} = \frac{287 \cdot 300}{1 \cdot 10^5} = 0,861 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Точка 4: $T_4 = 300$ К. Давление воздуха находим из уравнения адиабаты (процесс 4 - 1), удельный объем – из уравнения изотермы (процесс 3 - 4):

$$\frac{P_1}{P_4} = \left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 46,8; \quad P_4 = \frac{P_1}{46,8} = 1,284 \text{ бар}; \quad v_4 = \frac{P_3 v_3}{P_4} = \frac{1 \cdot 0,861}{1,284} = 0,671 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_3}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

Подведенное количество тепла

$$q_1 = R T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = 287 \cdot 900 \cdot \ln \frac{0,055}{0,043} = 63,6 \text{ кДж/кг.}$$

Отведенное количество тепла

$$q_2 = R T_2 \ln \frac{v_3}{v_4} = 287 \cdot 300 \cdot \ln \frac{0,861}{0,671} = 21,5 \text{ кДж/кг.}$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2 = 69,6 - 21,5 = 42,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для проверки можно воспользоваться формулой (102):

$$\eta_i = \frac{l_0}{q_1} = \frac{42,1}{63,6} = 0,662.$$

53 Для идеального цикла поршневого ДВС с подводом тепла при $V = \text{const}$ определить параметры в характерных точках, полученную работу, термический КПД, количество подведенного и отведенного тепла, если: $P_1 = 1$ бар; $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\epsilon = 3,6$; $\lambda = 3,33$; $k = 1,4$. Рабочее тело - воздух. Теплоемкость принять постоянной.

Решение:

Расчет ведем для 1 кг воздуха.

Точка 1: $P_1 = 1$ бар; $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Удельный объем определяем из уравнения состояния (15):

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 293}{1 \cdot 10^5} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Точка 2: Удельный объем находим исходя из степени сжатия:

$$v_2 = \frac{v_1}{\epsilon} = \frac{0,84}{3,6} = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Температура в конце адиабатного сжатия определяется из соотношения

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = 293 \cdot 3,6^{0,4} = 489 \text{ К}; \quad t_2 = 216^\circ \text{С.}$$

Давление в конце адиабатного сжатия определяем по характеристическому уравнению (15):

$$P_2 = \frac{R T_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 489}{0,233 \cdot 10^{-5}} = 6,02 \text{ бар.}$$

Точка 3: Удельный объем $v_3 = v_2 = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг}$. Из соотношения параметров в изохорном процессе (линия 2-3) получаем:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda = 3,33.$$

Следовательно,

$$P_3 = P_2 \lambda = 6,02 \cdot 3,33 = 20 \text{ бар}; \quad T_3 = T_2 \lambda = 489 \cdot 3,33 = 1628 \text{ К}; \quad t_3 = 1355^\circ \text{С.}$$

Точка 4: Удельный объем $v_4 = v_1 = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$. Температура в конце адиабатного расширения – уравнение (78):

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = 1628 \cdot \left(\frac{0,233}{0,84} \right)^{0,4} = 976 \text{ К.}$$

Давление в конце адиабатного расширения определяем из соотношения параметров в изохорном процессе (линия 4-1):

$$P_4 = P_1 \frac{T_4}{T_1} = 1 \cdot \frac{976}{293} = 3,33 \text{ бар.}$$

Определяем количество подведенного и отведенного тепла:

$$q_1 = C_v (T_3 - T_2) = \frac{287}{1,4-1} (1628 - 489) = 825 \text{ кДж/кг};$$

$$q_2 = C_v (T_4 - T_1) = \frac{287}{1,4-1} (976 - 293) = 495 \text{ кДж/кг};$$

Термический КПД цикла определяем по формуле (102):

$$\eta_t = \frac{825 - 495}{825} = 0,4$$

или по формуле (106)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{3,6^{0,4}} = 0,4.$$

Работа цикла

$$l_o = q_1 - q_2 = 330 \text{ кДж/кг.}$$

54 В идеальном одноступенчатом компрессоре массовой производительностью $G=180$ кг/ч сжимается воздух до давления 4,9 бар. Определить теоретически необходимую мощность электродвигателя компрессора, отведенное в рубашку цилиндра компрессора тепло и расход охлаждающей воды, если сжатие происходит политропно ($n=1,3$), а охлаждающая вода нагревается на 25°C . Начальное давление воздуха $P_1=0,98$ бар и температура $t_1=0^\circ\text{C}$.

Решение:

Работа, расходуемая на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом компрессоре при политермическом режиме, определяется по формуле (116):

$$l_o = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,3}{0,3} \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot 273 \cdot (5^{0,231} - 1) = 153 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность, расходуемая на сжатие газа в компрессоре, определяем по формуле (120)

$$N = \frac{l_o \cdot G}{3600 \cdot 1000} = \frac{153000 \cdot 180}{3600000} = 7,63 \text{ кВт.}$$

Удельное количество отведенной теплоты определяем по формуле (85)

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = 0,17 \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot \frac{1,3-1,4}{1,3-1} (396 - 273) = -29,1 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце политропного сжатия определяем из соотношения (83):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 273 \cdot 5^{0,231} = 396 \text{ К.}$$

Определяем полное количество отведенной теплоты:

$$Q = q G = - \frac{29,1 \cdot 180}{3600} = - 1,46 \text{ кДж/с.}$$

Расход охлаждающей воды составляет:

$$G_{\text{воды}} = \frac{Q}{C \cdot \Delta t} = \frac{1,46}{4,18 \cdot 25} = 139 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с.}$$

55 Определить расход воды на охлаждение воздуха в рубашке двухступенчатого компрессора производительностью $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ в промежуточном и конечном холодильниках, если в холодильниках воздух охлаждается до начальной температуры, а вода нагревается на 15°C . Воздух перед компрессором имеет давление $P_1=0,98$ бар и температуру $t_1=10^\circ\text{C}$, сжатие воздуха в компрессоре происходит политропно ($n=1,3$) до конечного давления $P_2=8,8$ бар.

Решение:

Количество тепла, отводимого в рубашке компрессора :
от 1 кг воздуха -

$$q = C (t_2 - t_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1);$$

от G кг воздуха -

$$Q = q G.$$

Количество тепла, отводимого в промежуточном и конечном холодильниках: от 1 кг воздуха -

$$q_{\text{хол}} = C_p (t_2 - t_1);$$

от G кг воздуха -

$$Q_{\text{хол}} = q_{\text{хол}} G.$$

Массовую производительность компрессора определяем из характеристического уравнения (15):

$$G = \frac{P V}{R T} = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot 10}{\frac{287}{1,4-1} \cdot 283} = 12,05 \text{ кг/мин.}$$

Промежуточное давление – уравнения (123) и (124):

$$P_2' = \lambda P_1 = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} P_1 = 2,94 \text{ бар.}$$

Температура в конце сжатия – уравнение (83):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 283 \cdot \left(\frac{9}{1} \right)^{\frac{1,3-1,4}{1,3-2}} = 283 \cdot 9^{0,115} = 365 \text{ К.}$$

Количество тепла, отводимого в рубашке компрессора,

$$Q = 12,05 \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot \frac{1,3-1,4}{1,3-1,0} (92-15) = -220 \text{ кДж/мин.}$$

Количество тепла, отводимого в промежуточном и конечном холодильниках,

$$Q_{\text{хол}} = 12,05 \cdot \frac{287 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot (92-15) = 932 \text{ кДж/мин.}$$

Расход охлаждающей воды

$$G_{\text{воды}} = \frac{2(Q + Q_{\text{хол}})}{C \Delta t} = \frac{2 \cdot (220 + 932)}{4,19 \cdot 15} = 36,7 \text{ кг/мин.}$$

Задачи

181 Определить термический КПД цикла Карно (см. рис. 2), давление, объем и температуру во всех точках, работу цикла, количе-