

Ответ: $\Delta S = 5,36 \cdot 10^{13}$ Дж/К.

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.

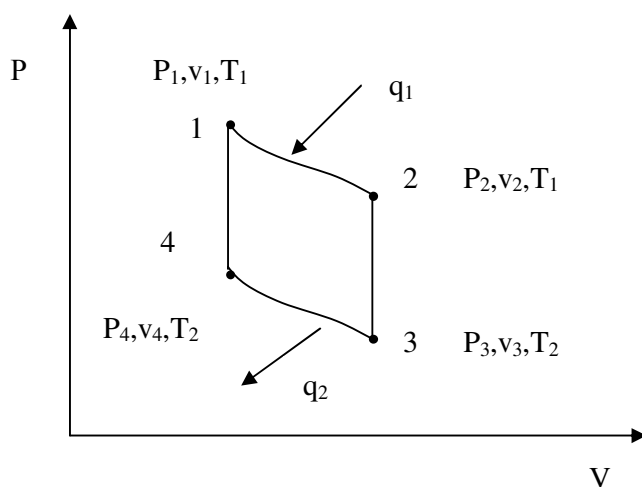


Рисунок 2 – Прямой обратимый цикл Карно в PV-координатах

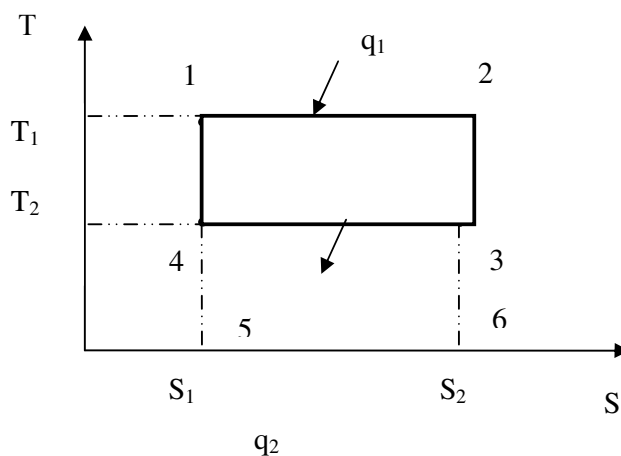


Рисунок 3 – Прямой обратимый цикл Карно в TS-координатах

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

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

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_t :

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

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

где k – показатель адиабаты.

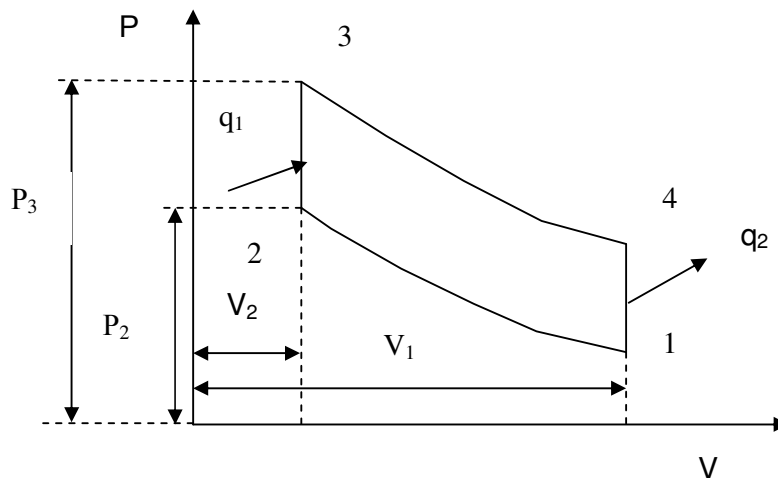


Рисунок 4 – PV-диаграмма цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме

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

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

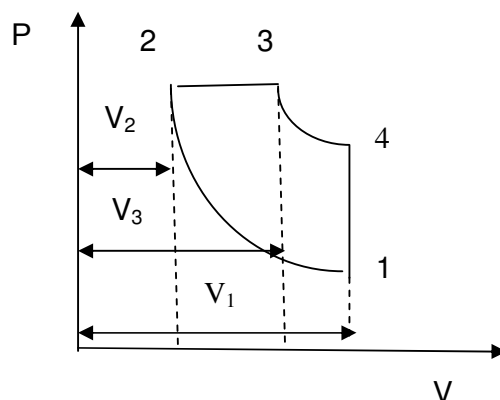


Рисунок 5 – PV-диаграмма цикла ДВС с подводом теплоты при $P = \text{const}$

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.

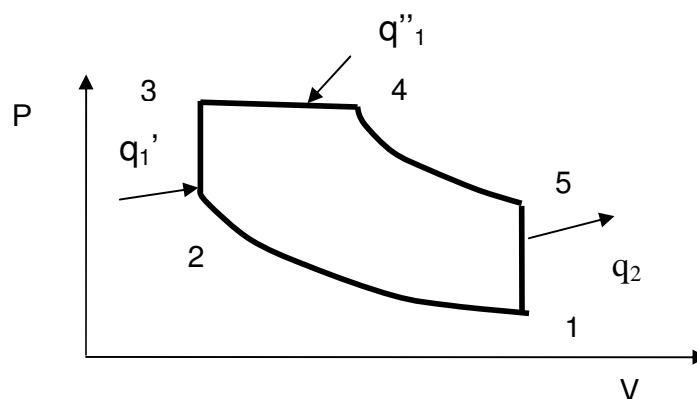


Рисунок 6 – PV-диаграмма цикла ДВС со смешанным подводом теплоты

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.

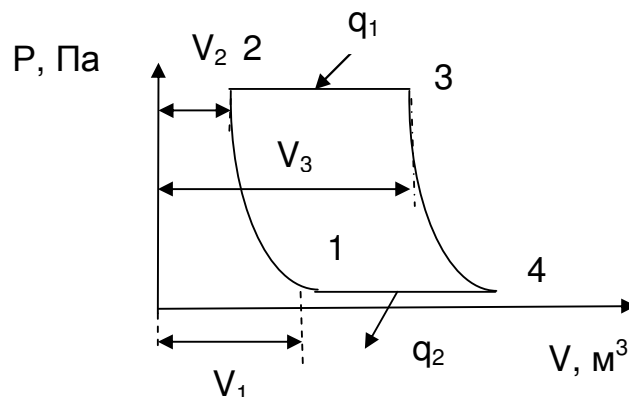


Рисунок 7 – PV-диаграмма цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

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

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

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

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:

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

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

где k – показатель адиабаты.

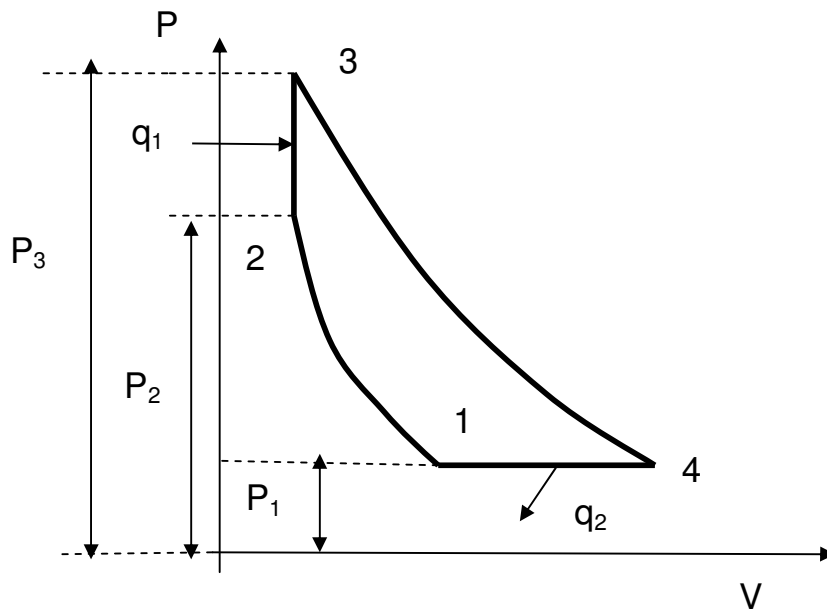


Рисунок 8 – PV-диаграмма цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме

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, $\text{м}^3/\text{ч}$;

G – массовая производительность компрессора, $\text{кг}/\text{ч}$.

Теоретическая производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$,

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

где F - площадь поршня, м^2 ;

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, $V_{\text{оп}}$);

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

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

где z - необходимое число ступеней многоступенчатого компрессора;

P_z - конечное давление газа за компрессором;

P_1 - начальное давление газа перед компрессором.

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

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

$$P^{II} = \lambda P^I = \lambda^2 P_1 ;$$

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

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):

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

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

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

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):

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

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:

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

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):

$$P_4 = P_1 \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{976}{293} = 3,33 \text{ бар}.$$

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)

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

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):

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

Определяем полное количество отведенной теплоты:

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

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 м³/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 P₁=0,98 бар и температуру t₁=10°C, сжатие воздуха в компрессоре происходит политропно (n=1,3) до конечного давления P₂=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):

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

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, количество подведенного и отведенного, тепла, если известно, что рабочим телом является 1 кг сухого воздуха, $P_1=1$ ат, $v_1=1,3$ м³/кг, $T_3=T_4=890$ К, $P_2=4$ ат, $k=1,4$.

Ответ: $\eta_t=0,5$; $T_1=T_2=445$ К; $v_2=0,325$ м³/кг; $P_3=44,5$ бар;
 $v_3=0,0575$ м³/кг; $P_4=11,1$ бар; $v_4=0,23$ м³/кг;
 $q_1=354$ кДж/кг; $q_2=177$ кДж/кг; $l_u=177$ кДж/кг.

182 Определить параметры всех точек цикла Карно (см. рис. 2), работу l_u и термический КПД цикла, если рабочим телом является 1 кг сухого воздуха, подведенное тепло $q_1=712$ кДж/кг, $P_1=0,98$ бар, $t_1=33^\circ\text{C}$, $t_3=800^\circ\text{C}$, показатель адиабаты $k=1,4$.

Ответ: $P_1=0,98$ бар; $T_1=306$ К; $v_1=0,896$ м³/кг; $P_2=1,96$ бар;
 $T_2=306$ К; $v_2=0,448$ м³/кг; $P_3=159$ бар; $T_3=1073$ К;
 $v_3=0,0194$ м³/кг; $P_4=15$ бар; $T_4=1073$ К;
 $v_4=0,0194$ м³/кг; $l_u=510$ кДж/кг; $\eta_t=0,715$.

183 Определить параметры точек цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (см. рис. 4), если известно, что $P_1=0,78$ бар, $t_1=87^\circ\text{C}$, степень сжатия $\varepsilon=7,0$ и степень повышения давления $\lambda=3,2$, рабочим телом является 1 кг сухого воздуха, показатель адиабаты $k=1,4$.

Ответ: $v_1=1,32$ м³/кг; $T_1=360$ К; $P_2=11,9$ бар; $v_2=0,189$ м³/кг;
 $T_2=780$ К; $P_3=37,8$ бар; $v_3=0,189$ м³/кг; $T_3=2496$ К;
 $P_4=2,5$ бар; $v_4=1,32$ м³/кг; $T_4=1155$ К.

184 Определить количество подведенного и отведенного тепла, работу сжатия, работу расширения, полезную работу и КПД цикла предыдущей задачи. Сравнить КПД данного цикла с КПД цикла Карно, протекающего в том же интервале температур. Определить также мощность, если расход воздуха 10 кг/ч. Теплоемкость принять постоянной.

Ответ: $q_1=1230$ кДж/кг; $q_2=570$ кДж/кг;
 работа сжатия $l=301$ кДж/кг;
 работа расширения $l=962$ кДж/кг;
 $l_u=282000$ кДж/кг; $N=110$ кВт; $\eta_t=0,538$;
 для цикла Карно $\eta_t=0,856$; $\Delta =37\%$.

185 Определить параметры точек цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (см. рис. 5), если $P_1=0,676$ бар, $t_1=45^\circ\text{C}$, степень сжатия $\epsilon =13$, степень предварительного расширения $\rho =2,2$; рабочее тело - сухой воздух, показатель адиабаты принять постоянным $k=1,4$.

Ответ: $T_1=318$ К; $P_1=0,88$ бар; $v_1=1,035$ м³/кг;
 $T_2=886$ К; $P_2=32$ бар; $v_2=0,0796$ м³/кг;
 $T_3=1945$ К; $P_3=32$ бар; $v_3=0,175$ м³/кг;
 $T_4=955$ К; $P_4=2,66$ бар; $v_4=1,03$ м³/кг.

186 Определить для цикла задачи 185 количество подведенного q_1 и отведенного q_2 тепла, работу сжатия, работу расширения, КПД цикла и мощность при расходе воздуха 1 кг/с. Теплоемкости C_p и C_v принять постоянными.

Ответ: $q_1=1065$ кДж/кг; $q_2 =456$ кДж/кг;
 работа сжатия $l=407$ кДж/кг;
 работа расширения $l=1010$ кДж/кг;
 $\eta_t =0,57$; $N=606$ кВт.

187 Определить параметры точек смешанного термического цикла ДВС (см. рис. 6), если $P_1=0,83$ бар, $t_1= 57^\circ\text{C}$, степень сжатия $\epsilon=15$; степень повышения давления $\lambda= 1,6$; степень предварительного расширения $\rho = 1,4$; показатель адиабаты $k= 1,4$; рабочим телом является 1 кг сухого воздуха.

Ответ: $T_1=330$ К; $P_1=0,834$ бар; $v_1=1,14$ м³/кг;
 $T_2=974$ К; $P_2=36,9$ бар; $v_2=0,076$ м³/кг;
 $T_3=1557$ К; $P_3=59$ бар; $v_3=0,076$ м³/кг;
 $T_4=2180$ К; $P_4=59$ бар; $v_4=0,1064$ м³/кг;
 $T_5=845$ К; $P_5=2,13$ бар; $v_5=1,14$ м³/кг.

188 Определить для цикла, данного в задаче 187, количество подведенного и отведенного тепла, среднее КПД цикла и мощность при расходе воздуха 30 кг/мин.

Ответ: $q_1=1040$ кДж/кг; $q_2=369$ кДж/кг;
 $\eta_i=65\%$; $N=366$ кВт.

189 Определить параметры точек, количество подведенного и отведенного тепла, КПД, работу цикла и мощность при расходе воздуха 5 кг/с термического цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении (см. рис. 7), если $P_1=0,93$ бар, $t_1=27^\circ\text{C}$, $\frac{v_3}{v_2} = 1,5$, $\frac{P_2}{P_1} = 4$, рабочее тело - сухой воздух, теплоемкости C_p и C_v принять постоянными.

Ответ: $v_1=0,923$ м³/кг; $P_1=0,93$ бар; $T_1=300$ К;
 $v_2=0,342$ м³/кг; $P_2=3,73$ бар; $T_2=444$ К;
 $v_3=0,513$ м³/кг; $P_3=3,73$ бар; $T_3=666$ К;
 $v_4=1,385$ м³/кг; $P_4=0,95$ бар; $T_4=450$ К;
 $q_1=223$ кДж/кг; $q_2=151$ кДж/кг;

$$I_{\text{ц}}=72 \text{ кДж/кг}; N=360 \text{ кВт}.$$

190 Для цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме (см. рис. 8) определить параметры точек, количество подведенного тепла, КПД и мощность при расходе воздуха 3 кг/с, если $P_1=0,98$ бар, $t_1= 20^\circ\text{C}$, $\frac{P_2}{P_1} = 3$, $\lambda = \frac{P_3}{P_2} = 1,7$, рабочее тело - сухой воздух, теплоемкости C_p и C_v принять постоянными, показатель адиабаты $k=1,4$.

$$\begin{aligned} \text{Ответ: } P_1 &= 0,98 \text{ бар}; T_1 = 293 \text{ К}; v_1 = 0,857 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_2 &= 2,94 \text{ бар}; T_2 = 401 \text{ К}; v_2 = 0,392 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_3 &= 2,94 \text{ бар}; T_3 = 682 \text{ К}; v_3 = 0,392 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_4 &= 0,98 \text{ бар}; T_4 = 426 \text{ К}; v_4 = 1,2 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ q_1 &= 201 \text{ кДж/кг}; \eta_t = 0,333; N = 200 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

191 Определить параметры точек, КПД и работу термического цикла ДВС (рис. 4), если известно, что $P_1= 0,98$ бар, $t_1= 30^\circ\text{C}$; $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 6,0$ и количество подведенного тепла $q_1=1256$ кДж/кг, рабочим телом является 1 кг сухого воздуха, теплоемкость C_v принять постоянной, показатель адиабаты $k=1,4$.

$$\begin{aligned} \text{Ответ: } P_1 &= 0,98 \text{ бар}; T_1 = 303 \text{ К}; v_1 = 0,886 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_2 &= 12,05 \text{ бар}; T_2 = 620 \text{ К}; v_2 = 0,148 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_3 &= 46,1 \text{ бар}; T_3 = 2375 \text{ К}; v_3 = 0,148 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ P_4 &= 3,76 \text{ бар}; T_4 = 1160 \text{ К}; v_4 = 0,886 \text{ м}^3/\text{кг}; \\ \eta_t &= 0,514; I_{\text{ц}} = 646 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

192 Определить параметры точек, КПД и количество подведенного тепла термического цикла ДВС (см. рис. 5), если рабочим телом является 1 кг сухого воздуха, $P_1=0,93$ бар, $q_2=629$

кДж/кг, теплоемкости C_p и C_v принять постоянными, показатель адиабаты $k=1,4$.

Ответ: $v_1=0,904 \text{ м}^3/\text{кг}$; $P_1=0,93 \text{ бар}$; $T_1=293 \text{ К}$;
 $v_2=0,0753 \text{ м}^3/\text{кг}$; $P_2=30,8 \text{ бар}$; $T_2=792 \text{ К}$;
 $v_3=0,202 \text{ м}^3/\text{кг}$; $P_3=30,8 \text{ бар}$; $T_3=2130 \text{ К}$;
 $v_4=0,904 \text{ м}^3/\text{кг}$; $P_4=3,72 \text{ бар}$; $T_4=1171 \text{ К}$;
 $\eta_t=0,535$; $q_1=1350 \text{ кДж/кг}$.

193 Определить параметры точек, количество подведенного тепла и КПД смешанного цикла ДВС (см. рис. 6), если $P_1=0,98 \text{ бар}$, $t_1=47^\circ\text{C}$, $P_2=39,2 \text{ бар}$, $\rho = \frac{v_4}{v_3} = 1,5$ и количество отведенного тепла $q_2=5870 \text{ кДж/кг}$; рабочим теплом является 1 кг сухого воздуха, теплоемкость $c_v = 0,71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ и $c_p = 1,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Ответ: $P_1=0,98 \text{ бар}$; $T_1=320 \text{ К}$; $v_1=0,395 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $P_2=39,2 \text{ бар}$; $T_2=920 \text{ К}$; $v_2=0,0665 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $P_3=79,6 \text{ бар}$; $T_3=1855 \text{ К}$; $v_3=0,0665 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $P_4=79,6 \text{ бар}$; $T_4=2783 \text{ К}$; $v_4=0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $P_5=3,49 \text{ бар}$; $T_5=1140 \text{ К}$; $v_2=0,935 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $q_1=1600 \text{ кДж/кг}$; $\eta_t=0,633$.

194 В идеальном одноступенчатом компрессоре сжимается воздух до давления $P_2=2,74 \text{ бар}$. Начальная температура воздуха $t_1=17^\circ\text{C}$, давление $P_1=0,98 \text{ бар}$. Определить работу, затраченную на сжатие 1 кг воздуха, и конечную температуру, если сжатие происходило: а) изотермно; б) политропно при $n=1,25$; в) адиабатно при $k=1,41$.

Ответ: а) $T_1=T_2=290 \text{ К}$; $l=85,7 \text{ кДж/кг}$;
 б) $T_2=356 \text{ К}$; $l=96 \text{ кДж/кг}$;

в) $T_2=392\text{ К}$; $l=100\text{ кДж/кг}$.

195 В идеальном компрессоре производительностью $20\text{ м}^3/\text{мин}$ адиабатно сжимается воздух до давления $5,9\text{ бар}$. Начальное давление воздуха $P_1=0,98\text{ бар}$ и температура $t_1=20^\circ\text{C}$. Определить, как изменится теоретическая мощность, затрачиваемая на сжатие, если конечное давление воздуха в компрессоре понизится до $P_3=2,9\text{ бар}$.

Ответ: мощность уменьшается на 44% .

196 Идеальный поршневой компрессор производительностью $150\text{ м}^3/\text{ч}$ сжимает воздух от давления $P_1=0,98\text{ бар}$ до $P_2=3,92\text{ бар}$. Как изменится теоретическая мощность компрессора, если его использовать для сжатия азота (N_2), сохранив прежнюю объемную производительность? Какой должна быть теоретическая мощность при сжатии в том же компрессоре 150 кг/ч азота и воздуха? Во всех случаях пределы изменения давления остаются одинаковыми, процесс сжатия изотермный, начальная температура 20°C .

Ответ: $N=5,68\text{ кВт}$. При сжатии азота и сохранении той же объемной производительности необходимо затрачивать прежнюю мощность. Для сжатия 150 кг/ч азота надо затрачивать мощность $N=5,03\text{ кВт}$, для сжатия 150 кг/ч воздуха - $N=4,87\text{ кВт}$.

197 Одноступенчатый поршневой компрессор имеет диаметр цилиндра $D=300\text{ мм}$, ход поршня $S=450\text{ мм}$, относительный объем мертвого пространства $a_0=3\%$ и число оборотов $n_0=980\text{ об/мин}$. Давление воздуха в конце сжатия в $3,2$ раза превышает начальное давление. Определить теоретическую производительность компрессора для случаев а) адиабатного, б) политропного ($n=1,18$) и

в) изотермного расширения остающегося в мертвом пространстве воздуха.

Ответ: $V = 31,2 \text{ м}^3/\text{мин}$; а) $V' = 30 \text{ м}^3/\text{мин}$;

б) $V'' = 29,6 \text{ м}^3/\text{мин}$; в) $V''' = 29,15 \text{ м}^3/\text{мин}$.

198 Воздух сжимается в компрессоре, техническая характеристика которого дана в задаче 197. Как изменится теоретическая производительность компрессора, если давление воздуха в конце сжатия будет превышать начальное давление: а) в 10 раз, б) в 20 раз? Расширение остающегося в мертвом пространстве воздуха считать политропным, $n=1,18$.

Ответ: $V = 31,2 \text{ м}^3/\text{мин}$; а) $V' = 25,5 \text{ м}^3/\text{мин}$;

б) $V'' = 20,4 \text{ м}^3/\text{мин}$.

199 В одноступенчатом поршневом компрессоре сжимается воздух, начальное давление которого 745 мм рт. ст. и температура 10°C . Определить величину максимально допустимого повышения давления воздуха в цилиндре компрессора при: а) адиабатном, $k=1,41$ и б) политропном, $n=1,25$ (при охлаждении цилиндра) сжатии, если оно ограничивается температурой вспышки компрессорного масла $t=165^\circ\text{C}$.

Ответ: $T_2=438 \text{ K}$; а) $P_2/P_1=5,8$; $P_2=5,76 \text{ бар}$;

б) $P_2/P_1=12,9$; $P_2=12,8 \text{ бар}$.

200 Определить, сколько ступеней должен иметь идеальный компрессор при адиабатном сжатии в нем воздуха от начального давления $P_1=0,98 \text{ бар}$ до конечного давления $P_2=49 \text{ бар}$, если в каждой ступени повышение давления не должно быть больше, чем в 3,8 раза. Определить также промежуточные давления.

Ответ: $z = 2,92$. При $z = 3$ $\lambda = 3,68$;

$P' = 3,6 \text{ бар}$; $P'' = 13,29 \text{ бар}$.

201 В идеальном компрессоре воздух сжимается от начального давления $P_1=0,98$ бар при $t_1=0^\circ\text{C}$ до конечного давления $P_2=24,5$ бар. Определить, какую температуру будет иметь воздух в конце: а) одноступенчатого, б) двухступенчатого, в) трехступенчатого сжатия, если сжатие происходит политропно, $n=1,25$, с промежуточным охлаждением до начальной температуры.

Ответ: а) $T_2 = 519 \text{ K}$; $t_2 = 236^\circ\text{C}$; б) $T_2 = 377 \text{ K}$;
 $t_2 = 104^\circ\text{C}$; в) $T_2 = 338 \text{ K}$ или $t_2 = 65^\circ\text{C}$.