

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Методические указания к практическим занятиям

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2016**

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»

Кафедра теплотехники и теплоэнергетики

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

*Методические указания к практическим занятиям
для студентов
направления подготовки бакалавриата 13.03.01*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2016

УДК 519.86:622.3.012 (073)

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА: Методические указания к практическим занятиям / Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». Сост. Андреев В.В, Спесивцев Б.И., СПб, 2016. 40 с.

Методические указания предназначены для подготовки и выполнения студентами практических заданий. Содержат необходимые сведения и порядок выполнения типовых практических заданий, а также сами задания на практические занятия.

Предназначены для студентов дневной формы обучения по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Табл.12. Ил.39. Библиогр.: 6 назв.

Научный редактор проф. Лебедев В.А.

© Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2014

ВВЕДЕНИЕ

Целью практических занятий является закрепление теоретических знаний, полученных студентом при изучении курса, и использовании этих знаний при решении практических задач на производстве.

Задачей практических занятий является ознакомление студентом с частными вопросами разного характера в области технической термодинамики, как базовой науки для изучения и расчета тепловых машин и теплоэнергетического оборудования предприятий.

Методические указания к выполнению практических занятий

Выбирается вариант задания с исходными числовыми данными. Переписывается условие задания полностью с выбранными числовыми данными.

Производится расчет с указанием формул и расшифровкой входящих в них обозначений и указаний единиц международной системы (СИ).

По необходимости расчеты дополняются краткими пояснениями и выводами.

Практические занятия выполняются в отдельной тетради с указанием на титульном листе фамилии, инициалов, шифра студента, а также факультета и специальности.

Практическое занятие № 1 Определение параметров смеси идеальных газов

Методические указания.

Смесь количественно может быть задана в массовых γ_i и объемных r_i долях. Связь между γ_i и r_i выражается при помощи следующих формул:

$$\gamma_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n (r_i \mu_i)}, r_i = \frac{\gamma_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\gamma_i}{\mu_i}}. \quad (1.1)$$

В смеси, находящейся в термодинамическом равновесии, температура всего объема $V_{\text{см}}$ одинакова, обозначим ее $T_{\text{см}}$. Если все компоненты газовой смеси соответствуют определению идеального газа, то термодинамическое состояние этой смеси описывается уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$p_{\text{см}} V_{\text{см}} = m_{\text{см}} R_{\text{см}} T_{\text{см}}. \quad (1.2)$$

В зависимости от того, как задана смесь, удельную теплоемкость смеси можно рассчитывать при помощи следующих формул:

смесь задана массовыми долями γ_i :

- $c_{vсм} = \sum_{i=1}^n \gamma_i c_{vi}$ – изохорная массовая удельная теплоемкость смеси;
- $c_{pсм} = \sum_{i=1}^n \gamma_i c_{pi}$ – изобарная массовая удельная теплоемкость смеси;

смесь задана в объемных долях r_i :

- $c'_{vсм} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{vi}$ – изохорная объемная удельная теплоемкость смеси;
- $c'_{pсм} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{pi}$ – изобарная объемная удельная теплоемкость смеси,

где c_{vi} , c_{pi} , и c'_{vi} , c'_{pi} – массовые изохорная, изобарная и объемные изохорная, изобарная теплоемкости i -го компонента смеси.

Для выполнения задания сначала следует схематично представить рассматриваемый процесс в pV - и Ts – диаграммах, это позволит правильно выбрать теоретические формулы для расчета параметров смеси.

Например, если газовая смесь из состояния 1 переходит в состояние 2 по адиабате, то применительно ко всему объему $V_i = m_{см} \cdot v_i$ эти уравнения принимают вид

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k; T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1}; T_1^k \cdot p_1^{k-1} = T_2^k \cdot p_2^{k-1}.$$

Очевидно, что прежде необходимо найти показатель адиабаты

$k = \frac{c_{pсм}}{c_{vсм}}$, для нахождения значения которого нужно рассчитать изобарную $c_{pсм}$ и изохорную $c_{vсм}$ теплоемкости смеси, используя приведенные выше формулы.

Из приложения [П.1] находятся значения мольных изобарных и изохорных теплоемкостей компонентов газовой смеси μc_{pi} , μc_{vi} .

Перевести значения мольных теплоемкостей в массовые можно с помощью формул:

$$c_{pi} = \frac{\mu c_{pi}}{\mu_i}; c_{vi} = \frac{\mu c_{vi}}{\mu_i}.$$

Запишем формулу (1.1) применительно к начальному состоя-

нию смеси: $p_1 V_1 = m_{см} \cdot R_{см} \cdot T_1$.

Из последнего выражения находим начальное давление:

$$p_1 = \frac{m_{см} \cdot R_{см} \cdot T_1}{V_1}.$$

Далее в соответствии с теоретическими формулами можно найти конечные параметры смеси V_2 и T_2 , а также удельную работу в процессе 1-2. Например, для адиабатного процесса:

$$l_{1-2} = \frac{R_{см}(T_1 - T_2)}{k - 1}$$

Применительно ко всей массе смеси работа сжатия равна

$$L_{1-2} = m_{см} \cdot l_{см}.$$

Изменение удельной внутренней энергии смеси определяется по формуле:

$$\Delta u = (u_2 - u_1) = c_v \cdot (T_2 - T_1).$$

Применительно ко всей массе смеси изменение внутренней энергии равно

$$\Delta U = U_2 - U_1 = m_{см} \cdot (u_2 - u_1) = m_{см} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1).$$

Определяем парциальные давления компонентов газовой смеси. Из закона Бойля - Мариотта следует

$$p_i \cdot V_{см} = p_{см} \cdot V_i, p_i = p_{см} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{см}} \right) = p_{см} \cdot r_i.$$

Используя последнее выражение, определяем парциальные давления компонентов газовой смеси:

$$p_i = r_i \cdot p_2.$$

Очевидно, что $p_{см} = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum p_i$ - давление смеси (закон Дальтона).

Задание 1.1

Смесь идеальных газов задана объемными долями: r_{CO_2} ; r_{N_2} ; r_{O_2} . Общая масса смеси $m_{см}=20$ кг. В начальном состоянии объем смеси $V_1=15$ м³ и температура t_1 . В результате адиабатного сжатия давление смеси увеличивается до p_2 .

Определить давление смеси p_1 в начальном состоянии, температуру t_2 и объем V_2 смеси в конечном состоянии, работу сжатия L_{1-2} и изменение внутренней энергии ΔU . Считать, что теплоемкость газов не зависит от температуры и определяется из приложения [П.1].

Определить парциальные давления газов, входящих в смесь, в конечном состоянии. Изобразить процесс в pV - и Ts - диаграммах.

Исходные данные для расчетов выбрать в таблице 1.1 по последней и предпоследней цифре шифра.

Таблица 1.1

Последняя цифра шифра	Объемный состав смеси, %			Предпоследняя цифра шифра	p_2 , МПа	t_1 , °С
	CO ₂	O ₂	N ₂			
9	60	10	30	9	0,9	53
8	55	15	30	8	0,8	52
7	50	20	30	7	0,7	51
6	45	25	30	6	1,0	43
5	40	30	30	5	1,1	44
4	35	35	30	4	1,2	45
3	30	40	30	3	1,5	46
2	25	45	30	2	1,3	47
1	20	50	30	1	1,4	48
0	15	55	30	0	1,6	49

Задание 1.2

Определить мольную массу, массовый состав, удельный объем и плотность, газовую постоянную, а также парциальные давления компонентов газовой смеси, температура которой t и давление p , если объемный состав смеси r задан в процентах. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 1.2, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 1.2

Последняя цифра шифра	Объемный состав смеси, %			Предпоследняя цифра шифра	p , МПа	t , °С
	CO ₂	O ₂	N ₂			
9	12	7	81	9	0,15	530
8	12	10	78	8	0,14	520
7	13	8	79	7	0,13	510
6	12	8	80	6	0,12	430
5	10	10	80	5	0,11	440
4	11	8	81	4	0,10	450
3	12	9	79	3	0,15	460
2	15	6	79	2	0,12	470
1	14	6	80	1	0,13	480
0	13	7	80	0	0,16	490

Задание 1.3

По известному массовому составу продуктов сгорания определить: мольную массу, газовую постоянную, плотность и удельный объем продуктов сгорания при нормальных условиях; средние массовые и объемные теплоемкости при постоянном давлении в пределах температур от 0°С до t_1 и от 0°С до t_2 и количество теплоты, отданное 1 кг газов при изобарном охлаждении от t_1 до t_2 °С.

Состав газовой смеси и другие данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 1.3, по двум последним цифрам шифра. Таблицы теплоемкостей газов приведены в приложениях [П.2, П.3].

Таблица 1.3

Последняя цифра шифра	Массовый состав смеси, %					Предпоследняя цифра шифра	t_1 , °С	t_2 , °С
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	CO			
9	20,0	8,0	72,0	-	-	9	300	180
8	15,5	8,9	71,4	-	4,2	8	350	160
7	9,9	10,0	70,7	-	9,4	7	400	170
6	2,9	11,3	69,9	-	15,9	6	250	150
5	18,0	7,2	72,8	2	-	5	150	180
4	16,0	6,4	73,6	4	-	4	300	140
3	14,0	5,6	74,7	6	-	3	350	120
2	12,0	4,8	77,2	8	-	2	400	165
1	14,5	15,0	66,6	-	3,9	1	450	160
0	18,8	13,6	67,6	-	-	0	250	130

Практическое занятие № 2
Определение эксергии теплоты топочных газов, пара и
эксергетический КПД

Методические указания.

Удельная эксергия теплоты топочных газов e_1 будет

$$e_1 = Q_p^H \left(1 - \frac{T_o}{T_1} \right) \text{ кДж/кг,}$$

где Q_p^H - теплота сгорания топлива, кДж/кг; T_0 и T_1 - абсолютная температура окружающей среды и абсолютная температура продуктов сгорания в топке соответственно, К.

Удельная эксергия полученного пара e_2 :

$$e_2 = Q_p^H \left(1 - \frac{T_o}{T_2} \right) \text{ кДж/кг,}$$

где T_2 – абсолютная температура вырабатываемого пара, К.
Потеря эксергии на 1 кг израсходованного топлива составит

$$\Delta e = e_1 - e_2 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря эксергии по уравнению Гюи-Стодолы

$$\Delta e = T_o \cdot \Delta s = T_o (s_2 - s_1) = T_o \left(\frac{Q_p^H}{T_2} - \frac{Q_p^H}{T_1} \right) \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД котельной установки без учета тепловых потерь будет

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_2}{e_1}.$$

С учетом эффективного КПД котельной установки η_k для эксергии теплоты, полученной паром, будет иметь

$$e'_2 = \eta_k \cdot e_2 \text{ кДж/кг.}$$

В результате эксергетический КПД с учетом тепловых потерь составит

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e'_2}{Q_p}.$$

При сгорании топлива в открытом воздухе получившийся источник теплоты является источником теплоты с переменной температурой, так как в процессе отвода теплоты от источника и превращения теплоты в работу он охлаждается. Его работоспособность будет исчерпана, когда его температура станет равной температуре окружающей среды.

Для бесконечно малого количества теплоты dQ при температуре T дифференциал эксергии определяется через термический КПД цикла Карно, т.е.

$$d(E_q) = dQ \left(1 - \frac{T_o}{T} \right),$$

тогда эксергия вычисляется по формуле

$$E_q = \int_o^1 \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) dQ = Q - T_o \int_o^1 \frac{dQ}{T};$$

$$E_q = Q - T_o(S_1 - S_o).$$

Величина $T_o(S_1 - S_o) = Q_2$, равна тому количеству теплоты, которое надо передать нижнему источнику (окружающей среде) в процессе превращения теплоты в работу.

Изменение энтропии может быть вычислено следующим образом:

$$S_1 - S_o = C \ln \frac{T_1}{T_o},$$

где C – теплоемкость данного источника теплоты, которую в данном случае можно определить следующим образом:

$$C = \frac{Q}{(T_1 - T_o)}$$

С учетом написанных выше соотношений эксергия теплоты может быть рассчитана по формуле

$$E_q = Q - T_o \frac{Q}{T_1 - T_o} \ln \frac{T_1}{T_o}$$

или

$$E_q = Q \left[1 - \frac{T_o}{T_1 - T_o} \ln \frac{T_1}{T_o} \right]$$

Численные значения некоторых исходных данных выбирают из табл. 2.1.

Таблица 2.1.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура окружающей среды t_o , °C	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16
Температура вырабатываемого пара t_2 , °C	550	540	530	520	510	500	490	480	470	460
Температура продуктов сгорания в топке t_1 , °C	1730	1650	1600	1550	1500	1450	1400	1350	1300	1250
Теплотворная способность топлива, Q_p^H , МДж/кг	42	41	40	39	38	37	36	35	34	33

Задание.

В котельной установке при температуре окружающей среды t_o вырабатывается пар с температурой t_2 . Температура продуктов сгорания в топке t_1 (теплотворная способность топлива Q_p^H кДж/кг).

Найти эксергию теплоты топочных газов, получаемого пара и эксергетический КПД. Определить эксергию теплоты, которая выделяется при сгорании 1 кг топлива на открытом воздухе.

Практическое занятие № 3 Определение параметров влажного воздуха

Методические указания.

Параметры влажного воздуха легко определяются графическим путем при помощи hd -диаграммы. В ней по оси абсцисс отложено влагосодержание d влажного воздуха в граммах на килограмм (г/кг), а по оси ординат – энтальпия в килоджоулях на килограмм (кДж/кг). Прямые линии, наклоненные к вертикали под углом 135° , являются линиями постоянных энтальпий ($h=\text{const}$). На диаграмме также имеются наклонно восходящие прямые линии постоянных температур влажного воздуха $t=\text{const}$; изолинии относительной влажности воздуха ($p=\text{const}$; кривая парциальных давлений $p_n=f(d)$, значения которых приведены справа на оси ординат.

По hd -диаграмме (рис. 3.1), зная температуру t и относительную влажность Ψ , можно определить энтальпию h , влагосодержание d и парциальное давление p_n . По температурам сухого и мокрого термометров можно найти температуру точки росы t_p , т.е. температуру, при которой воздух насыщен водяным паром.

Процесс нагрева влажного воздуха на hd -диаграмме изображается восходящей вертикальной прямой линией при $d=\text{const}$. Процесс охлаждения также протекает при $d=\text{const}$ и изображается также вертикальной, но нисходящей прямой. Однако этот процесс справедлив только до состояния полного насыщения ($\Psi = 100\%$). При дальнейшем охлаждении воздух будет насыщен влагой, которая будет выпадать в виде росы.

Процесс конденсации условно можно считать проходящим по линии $\Psi=100\%$.

Температура точки росы с помощью hd -диаграммы находится следующим образом. Из точки, характеризующей данное состояние влажного воздуха, проводится вертикальная прямая до пересечения с

линией $\Psi=100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения этих изолиний, и будет определять температуру росы t_p .

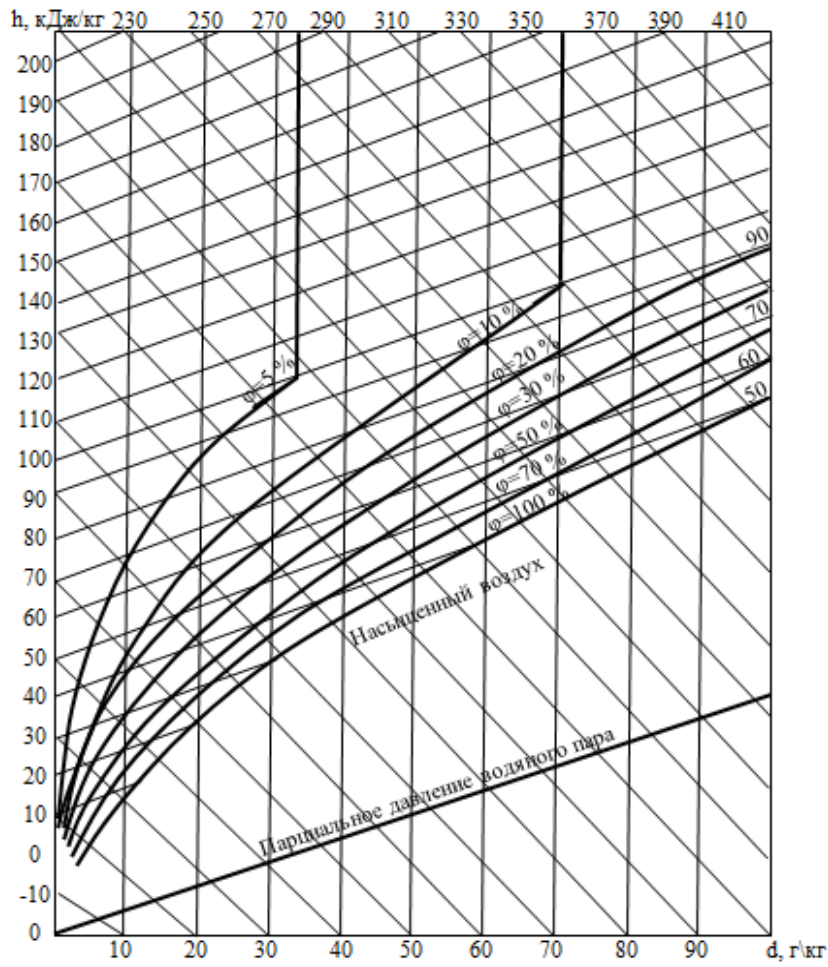


Рис. 3.1. h - d -диаграмма влажного воздуха

Данные для выполнения заданий выбрать из таблицы 3.1.

Таблица 3.1.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура мокрого термометра t_m , °C	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Температура сухого термометра t_c , °C	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
Температура воздуха t , °C	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
Давление воздуха p_1 , кгс/см ²	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
Давление воздуха p_2 , кгс/см ²	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
Влажность d , г/кг	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55

Задание 3.1.

Психрометр состоит из двух ртутных термометров – сухого и мокрого. Мокрый термометр показывает температуру t_m испаряющейся воды, а сухой термометр – температуру влажного воздуха t_c .

Определить параметры воздуха: относительную влажность, влагосодержание, парциальное давление пара, энтальпию, температуру точки росы.

Задание 3.2.

Воздух с параметрами t , p_1 и d (табл. 3.1) сжимается в компрессоре до давления p_2 и охлаждается затем в трубах.

Определить при какой температуре произойдет выпадение воды (точка росы).

Практическое занятие № 4**Определение параметра сопла при истечении газа****Методические указания.**

Каналы переменного сечения, в которых происходит расширение рабочего тела и увеличение скорости потока, называются соп-

лами (конфузорами). Они применяются для получения высоких скоростей и струй ударного действия.

Каналы переменного сечения, в которых происходит сжатие рабочего тела, сопровождающееся с ростом давления, называются диффузорами. Их используют в конструкциях насосов, вентиляторов и др.

Течение рабочего тела через канал предполагается адиабатным ($\Delta Q=0$). Это допущение объясняется ничтожной малостью тепловых потерь через стенки канала по сравнению с количеством теплоты, протекающей по каналу вместе с потоком рабочего тела. В данном случае справедливо применение уравнения адиабаты

$$pv^k = \text{const.}$$

Для определения скорости истечения газа через сопло требуется установить каков режим истечения, для чего необходимо найти значение параметра $\beta = \frac{p_2}{p_1}$.

Сравниваем полученное значение с критическим отношением давлений в соответствии с формулой:

$$\beta_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{кр}}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где k - коэффициент адиабаты.

Если $\beta > \beta_{\text{кр}}$, это означает, что давление среды перед соплом больше, чем критическое, следовательно, располагаемый перепад давления будет использован полностью для разгона потока газа.

На выходе из сопла установится давление, равное давлению среды, а скорость истечения окажется меньше критической скорости, т.е. режим истечения будет - дозвуковой.

Скорость истечения определяется в соответствии с формулой:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}.$$

Удельный объем кислорода на выходе из сопла:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{RT_1}{p_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Массовый расход кислорода находится при помощи уравнения неразрывности:

$$G = \frac{f_2 w_2}{v_2}.$$

Если имеет место условие $\beta < \beta_{\text{кр}}$, то в минимальном сечении сопла будет достигнута критическая скорость и сопло Лавалья будет работать в сверхзвуковом режиме. Критическую скорость, соответствующую начальной температуре T_1 , определяется по формуле:

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1}.$$

Площадь минимального сечения сопла находим по формуле:

$$f_{\text{min}} = \frac{G v_{\text{кр}}}{w_{\text{кр}}},$$

где $v_{\text{кр}} = v_1 \beta_{\text{кр}}^{-\frac{1}{k}}$; $v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$.

Диаметр минимального сечения сопла

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{min}}}{\pi}}.$$

Длину сужающейся части сопла l_1 обычно принимают равной диаметру минимального сечения.

Скорость газов в выходном сечении сопла находится по формуле:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}.$$

Площадь выходного сечения сопла находится по формуле:

$$f_2 = \frac{Gv_2}{w_2},$$

где $v_2 = v_1 \cdot \beta^{\frac{1}{k}}$ м³/кг.

Диаметр выходного сечения будет равен:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}.$$

Длину расходящейся части сопла l_2 находим по формуле, приняв угол конусности равным $\alpha = 9^\circ$.

$$l_2 = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

Задание 4.1.

Из сужающегося сопла вытекает кислород, находящийся в резервуаре, давление и температура в котором $p_1=6$ МПа, $t_1=100^\circ\text{C}$. Давление среды, в которую проходит истечение $p_2=3,6$ МПа.

Определить скорость истечения и расход кислорода, если площадь выходного сечения $f=20$ мм².

Газ подчиняется уравнению Клапейрона - Менделеева $p\nu=RT$, теплоемкость не зависит от температуры. Входная скорость кислорода близка к нулю. Процесс изменения состояния текущего газа изоэнтропный.

Задание 4.2.

Необходимо определить конструктивные параметры сопла Лавала, которое должно работать при следующих условиях.

На входе сопла давление и температура воздуха соответственно $p_1=0,9$ МПа, $T_1=1100$ К, в выходном сечении давление $p_2=0,11$ МПа. Массовый расход газа $G=0,7$ кг/с.

Истечение через сопло адиабатное, при $k=1,4$. Трение газа в канале и входная скорость его не учитываются. Удельная газовая постоянная $R=287$ Дж/(кг·К).

Задание 4.3.

Определить скорость истечения и секундный расход пара при начальных параметрах: абсолютном давлении p_1 и температуре t_1 , поступающего в среду с абсолютным противодействием p_2 . Задачу решить для случаев истечения: через сужающееся сопло и сопло Лавала. Минимальный диаметр сужающегося сопла и диаметр сопла Лавала в наименьшем сечении равны d . Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 4.1, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 4.1

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , кПа	d , м
9	1,4	350	9	400	0,0045
8	1,6	360	8	100	0,0055
7	2,0	380	7	300	0,0065
6	2,5	400	6	200	0,0075
5	3,0	420	5	600	0,0030
4	3,5	430	4	500	0,0040
3	4,0	440	3	400	0,0060
2	4,5	450	2	300	0,0050
1	5,0	460	1	200	0,0070
0	6,0	470	0	100	0,0080

Задание 4.4.

Воздух с начальными параметрами: абсолютным давлением p_1 и температурой t_1 , проходит через сопло Лавала, где его давление падает до $p_2=120$ кПа. Определить скорость истечения воздуха и необходимое время для истечения m кг воздуха, если диаметр наименьшего сечения сопла равен d . Данные для расчета выбрать из табл. 4.2, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 4.2

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	m , кг	d , м
9	2,0	20	9	40	0,0030
8	1,8	25	8	50	0,0032
7	1,6	30	7	60	0,0034
6	1,5	35	6	70	0,0035
5	1,3	27	5	80	0,0036
4	1,4	37	4	90	0,0038
3	1,7	40	3	100	0,0040
2	1,2	17	2	120	0,0042
1	2,0	20	1	130	0,0045
0	1,0	25	0	140	0,0050

Практическое занятие № 5

Расчет термодинамических циклов двигателей внутреннего сгорания

Методические указания.

Рассмотрим цикл в координатах p, v и T, s , следуя рис. 5.1.

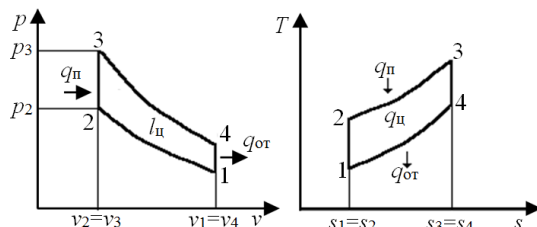


Рис. 5.1. Термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты

Параметры точки 1: p_1 , Па; $T_1=273+t_1$, К.

Удельный объем определяется с помощью формулы:

$$p \cdot v = R_b \cdot T \Rightarrow v_1 = \frac{R_b \cdot T_1}{p_1}.$$

Параметры точки 2: находим, исследуя адиабатный процесс 1-2, который описывается формулой:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k.$$

В соответствии с формулой адиабатного процесса:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}, \quad v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}.$$

Для нахождения параметров точек 3, 4 составляются зависимости, соответствующие процессам: 2-3; 3-4; 4-1. Процесс 2-3 - изохорный, $v_3 = v_2 = \text{const}$. Из уравнения состояния $p v = R_b \cdot T$ следует

$$\frac{p}{T} = \frac{R_b}{v} = \text{const}. \text{ Следовательно,}$$

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \Rightarrow p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right). \quad (5.1)$$

Для изохорного подвода теплоты справедлива зависимость

$$q_1 = c_v \cdot (T_3 - T_2). \quad (5.2)$$

Процесс 3-4 - адиабатный:

$$p_3 v_3^k = p_4 v_4^k. \quad (5.3)$$

Процесс 4-1 - изохорный:

$$v_4 = v_1, \quad p_4 = p_1 \left(\frac{T_4}{T_1} \right); \quad (5.4)$$

и изохорный отвод теплоты

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (5.5)$$

В уравнениях (5.1 – 5.5) неизвестными являются p_3 , T_3 , p_4 , T_4 , q_1 . Решая эту замкнутую систему уравнений, находим искомые величины:

$$T_4 = T_1 + \frac{q_2}{c_v}; p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1}; p_3 = p_4 \cdot \varepsilon^k; T_3 = T_2 \frac{p_3}{p_2}.$$

Количество подведенной теплоты находится в соответствии с формулой:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2).$$

Термический КПД определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Работа цикла $l_u = q_1 - q_2$, кДж/кг.

Термический КПД цикла Карно в заданном диапазоне температур $T_{\text{п}}^{\text{max}} = T_3$ и $T_{\text{от}}^{\text{min}} = T_1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3}.$$

Рассмотрим цикл двигателя со смешанным подводом теплоты. Такой цикл изображен на рис. 5.2.

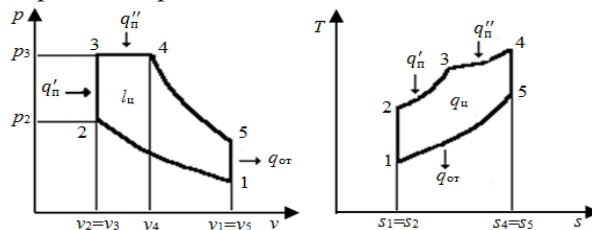


Рис. 5.2. Термодинамический цикл ДВС со смешанным подводом теплоты

Для адиабатного процесса 1-2 определяются параметры состояния в точках 1 и 2:

Точка 1. p_1, T_1, V_1 - из условия задачи, $M_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}$;

Точка 2. $p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k; T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}; V_2 = \frac{M_1 \cdot R \cdot T_2}{p_2}$.

Для изохорного процесса 2-3 определить параметры состояния в точках 2 и 3, принимая $V_2 = V_3 = \text{const}$ и Q_v - подвод теплоты.

Точка 3. Из уравнения $Q_v = M \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)$ определяется

$$T_3 = \frac{Q_v}{M \cdot c_v} + T_2; \quad \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda \Rightarrow p_3 = p_2 \cdot \lambda,$$

λ - степень повышения давления.

Для изобарного процесса 3-4 определить параметры состояния в точках 3 и 4, принимая $p_3 = p_4 = \text{const}$ и Q_p - подвод теплоты из условия задачи:

Точка 4. Из уравнения $Q_p = M \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)$ определяется

$$T_4 = \frac{Q_p}{M \cdot c_p} + T_3; \quad \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} = \rho \Rightarrow V_4 = V_3 \cdot \rho,$$

где ρ - степень предварительного расширения.

Для адиабатного процесса 4-5 определить параметры состояния в точках 4 и 5, принимая $V_5 = V_1$ и $dq = 0$ - процесс протекает без теплообмена с окружающей средой:

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k; \quad p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k.$$

Для изохорного процесса 5-1, принимая $V_5 = V_1 = \text{const}$, определить количество отводимой теплоты:

$$Q_{5-1} = M \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1).$$

В соответствии с первым законом термодинамики, определить для каждого процесса изменение внутренней энергии (du), энтропии (ds), энтальпии (dh), работу (L) и термодинамический КПД цикла (x соответствует точке процесса):

$$du_{x-(x+1)} = M \cdot c_v \cdot (T_{x+1} - T_x);$$

$$dh_{x-(x+1)} = c_p \cdot (T_{x+1} - T_x);$$

$$ds_{x-(x+1)}^{v=const} = M \cdot c_v \cdot \ln T_{x+1} / T_x = M \cdot c_v \cdot \ln p_{x+1} / p_x;$$

$$ds_{x-(x+1)}^{p=const} = M \cdot c_p \cdot \ln T_{x+1} / T_x = M \cdot c_p \cdot \ln p_{x+1} / p_x;$$

Работа сжатия:

$$\text{в процессе 1-2 - } L_{1-2} = \frac{M \cdot R}{K-1} \cdot (T_1 - T_2);$$

$$\text{в процессе 2-3 - } L_{2-3} = 0, \text{ т.к. } dv = 0;$$

$$\text{в процессе 3-4 - } L_{3-4} = M \cdot R \cdot (T_4 - T_3);$$

$$\text{в процессе 4-5 - } L_{4-5} = \frac{M \cdot R}{K-1} \cdot (T_4 - T_5);$$

$$\text{в процессе 5-1 - } L_{5-1} = 0.$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{Q_{\text{подв}} - Q_{\text{отв}}}{Q_{\text{подв}}} \quad \text{или}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + \lambda \cdot k \cdot (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Задание 5.1.

Определить термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты, если количество подведенной теплоты составляет q_1 , температура рабочего тела (воздуха) в конце сжатия t_2 , степень сжатия ε . Сжатие и расширение происходит по адиабатам. Как изменится термический КПД цикла, если при том же количестве подведенной теплоты q_1 часть q'_1 (%) подвести по изохоре? Цикл изобразить в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные для решения выбрать из табл. 5.1, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 5.1

Последняя цифра шифра	q_1 , кДж/кг	t_2 , °С	Предпоследняя цифра шифра	ϵ	q'_1 , %
9	1680	600	9	11	29
8	1120	450	8	12	25
7	1200	500	7	13	20
6	1240	910	6	14	30
5	1400	1000	5	15	25
4	1610	850	4	16	20
3	1440	1050	3	14	27
2	1640	900	2	12	24
1	1360	920	1	16	28
0	1160	1000	0	15	30

Задание 5.2.

Рассчитать цикл ДВС с изохорным подводом теплоты (цикл Отто), если начальные параметры рабочего тела $p_1=0,1$ МПа, t_1 , степень сжатия ϵ , а отведенная теплота q_2 кДж/кг. Определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла, подведенное количество теплоты q_1 , работу цикла l_u и термический КПД η_t , а также термический КПД цикла Карно в том же диапазоне температур. Цикл изобразить в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Рабочее тело - воздух.

Средняя изохорная теплоемкость $c_{vm}=0,716$ кДж/(кг·К); удельная газовая постоянная $R_g=287$ Дж/(кг·К); показатель адиабаты $k=1,4$. Данные для решения выбрать из табл. 5.2, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 5.2

Последняя цифра шифра	q_2 , кДж/кг	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	ϵ
9	320	20	9	6
8	330	21	8	7
7	340	22	7	8
6	350	23	6	5
5	360	24	5	6
4	310	25	4	7
3	300	26	3	5,5
2	290	27	2	6,5
1	325	28	1	7,5
0	335	29	0	6

Задание 5.3.

Рассчитать смешанный цикл двигателя внутреннего сгорания, т.е. найти параметры p , v и t для характерных точек цикла, изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, а также работу в отдельных процессах и цикле. Определить также степень предварительного расширения, степень повышения давления и термический КПД цикла. Параметры выбрать из табл. 5.3.

Дополнительные данные для расчета: начальный объем - $V_1 = 0,001 \text{ м}^3$; количество теплоты, подводимой в изобарном процессе - $Q_p = 1,05 \text{ кДж}$; количество теплоты, подводимой в изохорном процессе - $Q_v = 0,65 \text{ кДж}$; средние теплоемкости - $c_p = 1,15 \text{ кДж/(кг·К)}$, $c_v = 0,85 \text{ кДж/(кг·К)}$; показатель адиабаты k равен 1,4; газовая постоянная $R = 330 \text{ Дж/(кг·К)}$. Степень сжатия ϵ . Изобразить цикл в p - v и T - s диаграммах.

Таблица 5.3

Варианты и исходные данные										
Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Последняя цифра шифра										
p_1 , МПа	0,08	0,085	0,09	0,1	0,11	0,12	0,095	0,085	0,08	0,9
t_1 , °С	57	47	77	87	97	67	87	77	67	57
Предпоследняя цифра шифра										
ϵ	16	14	15	17	18	14,5	15,5	16,5	17,5	16

Практическое занятие № 6 Расчет термодинамических циклов паротурбинных установок

Методические указания.

Цикл, по которому работает установка, изображен на рис. 6.1.

Сначала следует определить состояние пара в начале и конце изоэнтропного расширения пара в турбине. Начальную энтальпию и энтропию находим по таблицам [2]:

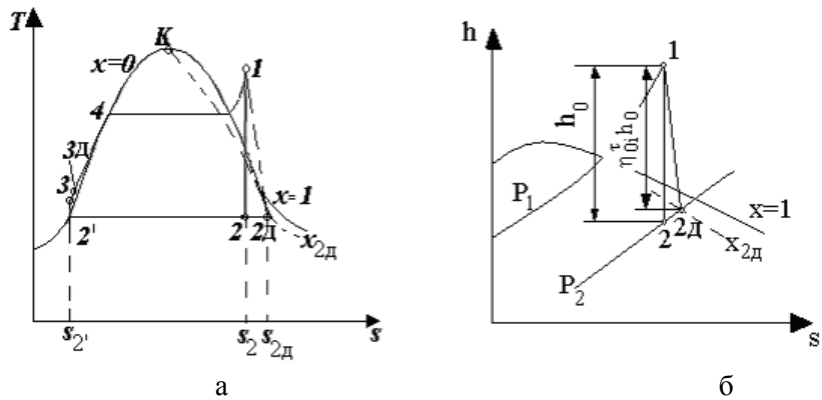


Рис. 6.1. Ts - и hs -диаграммы ПТУ, работающей по циклу Ренкина с перегревом пара

Для p_1 и t_1 : h_1 кДж/кг и s_1 кДж/(кг·К).

Для p_2 : определяется s' кДж/(кг·К), s'' кДж/(кг·К), r кДж/кг, h_2' кДж/кг. Энтальпия пара в точке 2 находится из расчета изоэнтропный процесс 1-2:

$$x_2 = \frac{s_1 - s'}{s'' - s'};$$

$$h_2 = h_2' + r_2 x_2 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, изоэнтропный теплоперепад

$$h_0 = h_1 + h_2 \text{ кДж/кг.}$$

По определению внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{0i}^\tau = \frac{h_1 - h_{2d}}{h_1 - h_2} = \frac{h_1 - h_{2d}}{h_0}$$

Следовательно,

$$h_{2d} = h_1 - \eta_{0i}^\tau h_0 \text{ кДж/кг.}$$

Зная энтальпию, легко найти остальные параметры при p_2 . Для этого сначала необходимо найти степень сухости в конце действительного процесса расширения:

$$x_{2д} = \frac{h_{2д} - h_2'}{r_2}.$$

Внутренний КПД цикла определяется по формуле

$$\eta_i = \frac{h_0 \eta_{0i}^\tau - \frac{(h_3 - h_2')}{\eta_{0i}^{\text{нас}}}}{h_1 - h_{3д}},$$

где $\eta_{0i}^{\text{нас}}$ - внутренний относительный КПД насоса.

Далее необходимо найти энтальпию воды после теоретического и действительного (с учетом потерь) сжатия в насосе. Энтальпия h_2' , кДж/кг, энтропия s_2' , кДж/(кг·К). Энтальпия в точке 3 определяется в результате изоэнтропного процесса 2-3 ($s_2' = \text{const}$). Интерполируя табличные данные [2], находим при давлении $p_3 = p_1$ и s_3 кДж/(кг·К) энтальпию h_3 кДж/кг. Разность $h_3 - h_2'$, кДж/кг представляет собой теоретическую работу насоса.

Энтальпия в конце сжатия в насосе $h_{3д}$ с учетом потерь

$$h_{3д} = h_2' + \frac{h_3 - h_2'}{\eta_{0i}^{\text{нас}}} \text{ кДж/кг}.$$

Определяем термический КПД идеального цикла Ренкина (который не учитывает потери в турбине и насосах):

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2 - (h_3 - h_2')}{h_1 - h_3}.$$

Если при определении внутреннего КПД установки пренебречь работой насоса, то окажется, что

$$\eta_i \approx \frac{h_0 \eta_{0i}^\tau}{h_1 - h_2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \eta_{0i}^\tau = \eta_i' \eta_{0i}^\tau.$$

Здесь $\eta_i' = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2}$ есть несколько завышенный термический

КПД цикла не учитывающий работу насоса.

Разница η_i и η_i' приблизительно составляет 0,45 %. Приблизительно такой же будет ошибка и в определении расхода топлива. Тем не менее, соотношение

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_i'$$

широко применяется в теплотехнических расчетах. Его можно считать вполне удовлетворительным при невысоких параметрах пара перед турбиной, когда работой насоса можно пренебрегать.

Повышение экономичности ПТУ достигается также путем применения регенеративного подогрева питательной воды за счет теплоты парообразования пара из отборов турбины.

Принципиальная схема ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды при двух отборах пара показана на рис. 6.2.

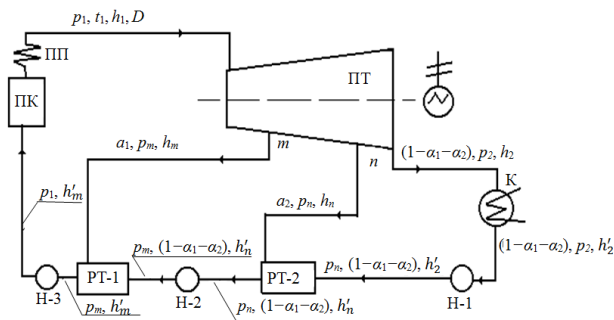


Рис. 6.2. Принципиальная схема ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды при двух отборах пара

Для определения интенсивности отбора пара в точках m и n необходимо составить условия теплового баланса в соответствующих теплообменниках, исходя из вышеуказанных требований к тем-

пературам подогрева питательной воды в них. Цикл ПТУ с регенеративным отбором пара представлен на hs -диаграмме (рис. 6.3).

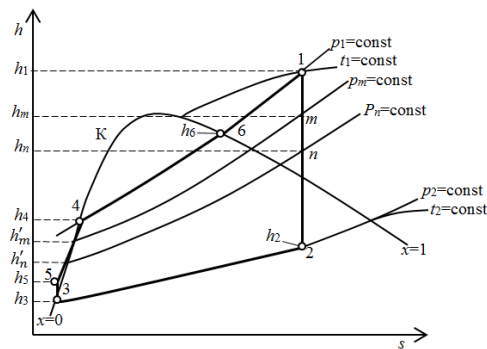


Рис. 6.3. hs -диаграммы ПТУ, работающей по циклу Ренкина с регенеративным отбором пара

Пар, из первого отбора поступив в РТ-1, конденсируется, отдавая теплоту $q_{от}^1 = \alpha_1(h_m - h'_m)$, а конденсат в количестве $(1 - \alpha_1)$ с энтальпией h'_n при смешении воспринимает эту теплоту, при этом увеличивается его энтальпия до h'_m . Количество теплоты, воспринимаемое конденсатом, будет равно $q_{восс}^1 = (1 - \alpha_1)(h'_m - h'_n)$.

При идеальном цикле имеет место условие $q_{от}^1 = q_{восс}^1$, т.е.

$$\alpha_1(h_m - h'_m) = (1 - \alpha_1)(h'_m - h'_n).$$

Аналогично составляется условие теплового баланса для второго теплообменника:

$$\alpha_2(h_n - h'_n) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h'_n - h'_2).$$

Совместно решая уравнения (тепловых балансов), находим

$$\alpha_1 = \frac{(h'_m - h'_n)}{(h_m - h'_n)},$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h'_n - h'_2)}{(h_n - h'_2)}.$$

Определяем полезную работу, которую совершает 1 кг пара:

$$l_n = (h_1 - h_m) + (1 - \alpha_1)(h_m - h_n) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_n - h_2),$$

где первое слагаемое – работа, совершаемая 1 кг пара до точки m первого отбора; второе слагаемое – работа $(1-\alpha_1)$ кг пара при расширении от точки m первого отбора до точки n второго отбора; третье слагаемое – работа $(1-\alpha_1-\alpha_2)$ кг пара при расширении от точки n до выхода из турбины.

Технической работой, затрачиваемой на приводах питательных насосов Н-1, Н-2, Н-3, ввиду ее малости пренебрегаем.

$$l_n = (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_m - h_2) - \alpha_2(h_n - h_2).$$

Суммарная теплота, которая подводится в паровом котле ПК и пароперегревателе ПП, определится как сумма этих составляющих:

$$q_1 = (h_6 - h'_m) + (h_1 - h_6) = (h_1 - h'_m).$$

Значение термического КПД

$$\eta_t^{\text{рег}} = \frac{l_n}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_m - h_2) - \alpha_2(h_n - h_2)}{(h_1 - h'_m)}.$$

Удельный расход пара

$$d = \frac{1}{l_n}.$$

Термический КПД основного цикла Ренкина (без регенерации пара), очевидно, определяется формулой

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h'_2)}.$$

Если расход пара обозначить через D , то теоретическую мощность, вырабатываемую за счет расширения пара, поступающего в конденсатор, можно рассчитать по формуле

$$N_k = D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2).$$

Мощность, вырабатываемая за счет пара, поступающего в первый отбор,

$$N_1 = D(h_1 - h_m)\alpha_1.$$

Мощность, вырабатываемая за счет пара, поступающего во второй отбор,

$$N_{II}=D(h_1-h_n)\alpha_2.$$

Общая мощность

$$N=N_k+N_I+N_{II}=D[(h_1-h_2)-\alpha_1(h_m-h_2)-\alpha_2(h_n-h_2)].$$

Примечание. Задачи на циклы паротурбинных установок решать с помощью hs - диаграммы водяного пара [3], прибегая в случае необходимости к таблицам [2]. Решая задачи с помощью hs - диаграммы, нужно привести схему решения, показав все необходимые линии hs - диаграммы на графике. Цифровые обозначения точек цикла должны соответствовать расчетным.

Задание 6.1.

Определить термический КПД цикла Ренкина, удельные расходы пара и теплоты для случаев: а) при обратимом расширении пара в турбине ($ds=0$); б) при необратимом расширении с трением ($ds>0$), если давление перегретого пара при входе в турбину p_1 , температура его t_1 , давление в конденсаторе p_2 и внутренний относительный коэффициент полезного действия η_{oi} . Изобразить цикл в pv - и Ts - диаграммах. Данные для расчета выбрать из табл. 6.1 по двум последним цифрам шифра.

Таблица 6.1.

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , кПа	η_{oi}
9	3,0	375	9	5	0,75
8	3,5	400	8	4	0,80
7	4,0	425	7	5	0,78
6	4,5	450	6	3	0,82
4	6,0	500	4	5	0,78
3	7,0	525	3	6	0,80
2	8,0	550	2	5	0,82
1	9,0	575	1	3	0,83
0	10,0	600	0	4	0,84

Задание 6.2.

Определить изменение влажности пара в месте выхода его из турбины и термический КПД цикла с промежуточным перегревом пара. Начальные параметры пара: p_1 и t_1 ; давление в конденсаторе: $p_2=4,0$ кПа. Промежуточный перегрев пара производится при давле-

нии p_3 до температуры t_3 . Изобразить циклы в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные выбрать из табл. 6.2, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 6.2

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_3 , МПа	t_3 , °С
9	18	500	9	0,65	500
8	19	490	8	0,62	480
7	18	510	7	0,60	460
6	16	500	6	0,58	460
5	15	480	5	0,56	450
4	14	470	4	0,55	440
3	13	460	3	0,52	430
2	13	450	2	0,50	420
1	12	440	1	0,48	410
0	12	430	0	0,47	400

Задание 6.3.

Паровая турбина мощностью N_T , кВт, работает по циклу Ренкина при начальных параметрах p_1 и t_1 и p_2 - давление в конденсаторе; относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}=0,84$. В котельном агрегате сжигается уголь с теплотой сгорания Q_H^p , а КПД котлоагрегата равен 0,9. Определить паропроизводительность котлоагрегата и секундный расход топлива. Данные выбрать из табл. 6.3.

Таблица 6.3

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , кПа	N_T , кВт
9	4	420	9	5,0	10000
8	5	450	8	4,5	12000
7	6	460	7	4,0	15000
6	7	480	6	3,5	16000
5	8	490	5	5,0	20000
4	9	500	4	4,0	25000
3	10	520	3	4,5	28000
2	11	530	2	4,0	30000
1	12	540	1	3,5	35000
0	13	550	0	3,0	40000

Задание 6.4.

Паровая установка работает по регенеративному циклу, имея два отбора пара: при $p_1^{\text{отб}}$ и $p_2^{\text{отб}}$. Турбина мощностью 25 МВт работает с начальными параметрами пара $p_1=9$ МПа и $t_1, ^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_2=4,0$ кПа. Определить термический КПД регенеративного цикла и сравнить его с термическим КПД цикла Ренкина для простой конденсационной установки. Определить также теоретический секундный расход пара на каждом отборе. Данные выбрать из табл. 6.4., по двум последним цифрам шифра.

Таблица 6.4

Последняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$p_1^{\text{отб}}, \text{МПа}$	$p_2^{\text{отб}}, \text{МПа}$
9	480	9	1,0	0,16
8	500	8	0,8	0,15
7	510	7	0,7	0,14
6	490	6	0,6	0,13
5	520	5	1,0	0,15
4	480	4	0,8	0,16
3	490	3	0,7	0,14
2	500	2	0,6	0,15
1	510	1	1,0	0,13
0	520	0	0,8	0,15

Практическое занятие № 7

Расчет термодинамических циклов газотурбинных и паровых установок

Методические указания.

На диаграммах (рис. 7.1) процессы ac и zb – сжатие и расширение – считаются адиабатными, процессы cz и av – подвода и отвода теплоты – изобарными ($p = \text{const}$).

В изобарных процессах $q_1 = c_p(T_z - T_c)$ и $q_2 = c_p(T_b - T_a)$.

Принимая $c_p = \text{const}$, определяем

$$\eta_t^p = 1 - \left(\frac{q_2}{q_1}\right) = 1 - \frac{(T_b - T_a)}{(T_z - T_c)}$$

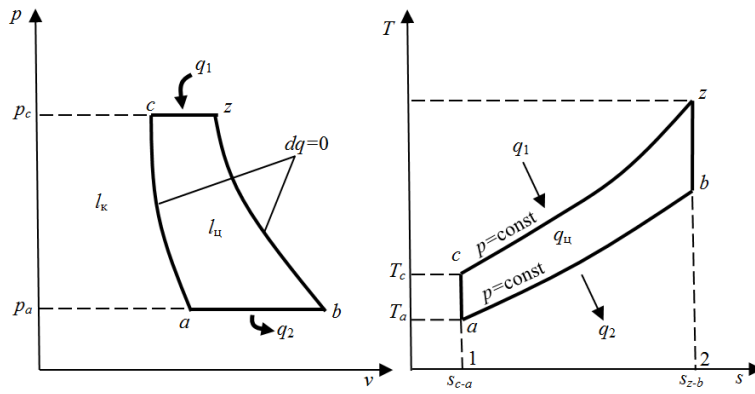


Рис. 7.1. Термодинамический цикл ГТД с подводом теплоты при $p = \text{const}$.

Удельная работа цикла $l_{\text{ц}}$ определяется как разность работ $l_{\text{т}}$ в турбине и $l_{\text{к}}$ работы сжатия в компрессоре.

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{т}} - l_{\text{к}} = c_p (T_z - T_a) = \frac{k}{k-1} \left[T_z \left(\frac{1-T_b}{T_z} \right) - T_a \left(\frac{T_c}{T_a-1} \right) \right] = q_1 \eta_c^p.$$

Если в тепловой схеме между компрессором и газовой турбиной установлен паровой котел, совмещающий функции камеры сгорания и парогенератора, то такую установку называют парогазовой с высоконапорными парогенераторами, работающими при повышенном избыточном давлении в зонах горения топлива и теплообмена около 1,0 – 2,0 МПа. Осуществление такого рабочего процесса приводит к интенсификации и значительному сокращению поверхностей нагрева.

Схема такой парогазовой установки приведена на рис. 7.2.

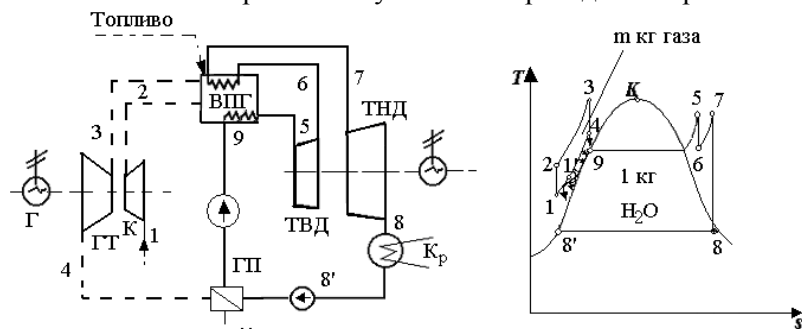


Рис. 7.2. Принципиальная схема и $h-s$ -диаграмма термодинамического цикла с высоконапорным парогенератором

Парогазовая установка работает по следующей схеме (рис. 7.2): воздух из атмосферы (состояние 1) сжимается компрессором (состояние 2) и подается в топочное устройство высоконапорного парогенератора ВПП, где сгорает топливо. Продукты сгорания сначала отдают часть своей теплоты нагретой до температуры кипения воде и водяному пару, циркулирующему в особом контуре, а затем направляются в газовую турбину ГТ (состояние 3), в которой изэнтропно расширяясь, совершают полезную работу. Отработавшие газы (состояние 4) идут в газовый подогреватель ГП и нагревают в нем конденсат водяного пара до температуры кипения (состояние 9), после чего выбрасываются в атмосферу (состояние 1). Кипящая вода из подогревателя ГП направляется в парогенератор ВПП, где испаряется и перегревается (состояние 5). Перегретый пар, отработав в турбине высокого давления ТВД (состояние 6), снова перегревается за счет теплоты топочных газов ВПП (состояние 7).

Из баланса теплоты в ГП определяем кратность газа по отношению к воде, т.е. количество газа на 1 кг воды. При необходимости находятся недостающие по условию задачи параметры в характерных точках цикла.

Тепловой баланс записывается в виде:

$$m(h_4 - h_1) = h_9 - h_8,$$

откуда

$$m = \frac{h_9 - h_8}{h_4 - h_1} = \frac{h_9 - h_8}{c_p(T_4 - T_1)}.$$

Здесь энтальпии h_9 и h_8 , кДж/кг, определены по таблицам [2] соответственно при p_5 и p_8 .

Термический КПД бинарного цикла

$$\eta_t = \frac{m((h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)) + (h_5 - h_6) + (h_7 + h_8)}{m(h_3 - h_2) + (h_5 - h_9) + (h_7 - h_6)}.$$

Энтальпии воды из водяного пара h_5 , h_7 , h_9 определяются по таблицам [2] при заданных параметрах, а h_6 , h_8 получены в результате расчета изоэнтропных процессов.

Коэффициент полезного действия цикла Карно

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{T_8}{T_3}.$$

Задание 7.1.

Для теоретического цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении определить параметры рабочего тела (воздуха) в характерных точках цикла, подведенное и отведенное количество теплоты, работу цикла и термический КПД, если начальное давление $p_1=0,1$ МПа, начальная температура $t_1=27^\circ\text{C}$, степень повышения давления в компрессоре λ , температура газа перед турбиной t_3 . Изобразить цикл в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные выбрать из табл. 7.1 по двум последним цифрам шифра.

Таблица 7.1.

Последняя цифра шифра	$\lambda = \frac{p_2}{p_1}$	Предпоследняя цифра шифра	$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$
9	6,0	9	700
8	6,5	8	725
7	7,0	7	750
6	7,5	6	775
5	8,0	5	700
4	8,5	4	725
3	9,0	3	750
2	9,5	2	775
1	10,0	1	800
0	11,0	0	825

Задание 7.2.

Рассчитать термический КПД идеального бинарного парогазового цикла (рис. 7.2), если известны следующие параметры:

газ: $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3; t_1' = 120 \text{ }^\circ\text{C}$; $\beta = \frac{p_2}{p_1}$;

вода и водяной пар: $p_5; t_5 = 565 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_6=p_7=3 \text{ МПа}$; $t_7=565 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_8=4 \text{ кПа}$.

Найдите отношения этого КПД и КПД цикла Карно для максимальной и минимальной температур бинарного цикла.

Газ считать обладающими свойствами воздуха, теплоемкость газа c_p считать постоянной. Работой водяных насосов пренебречь.

Таблица 7.2

Последняя цифра шифра	β	$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$p_5, \text{ МПа}$
9	8	800	9	13
8	9	850	8	12
7	10	900	7	11
6	11	950	6	10
5	12	1000	5	13,5
4	11	1050	4	12,5
3	10	1100	3	11,5
2	9	1050	2	10,5
1	8	1000	1	9,5
0	7	950	0	9

Практическое занятие № 8

Расчет термодинамических циклов холодильных машин

Методические указания.

Схема воздушной холодильной установки и цикл ее работы представлены на рис. 8.1, а, б, в.

На рис. 8.1, а обозначены: 1 - охлаждаемый объект; 2 - компрессор; 3 - охладитель; 4 - детандер, где воздух адиабатно расширяется перед поступлением в охлаждаемый объект - 1.

На $p\nu$ - и Ts - диаграммах (на рис. 8.1, б и в):

процесс 1-2 - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре - 2;

процесс 2-3 - изобарное охлаждение с отводом теплоты q_1 в охладителе - 3;

процесс 3-4 - адиабатное расширение воздуха в детандере - 4;

процесс 4-1 - изобарный отвод теплоты q_2 в охлаждаемом объекте.

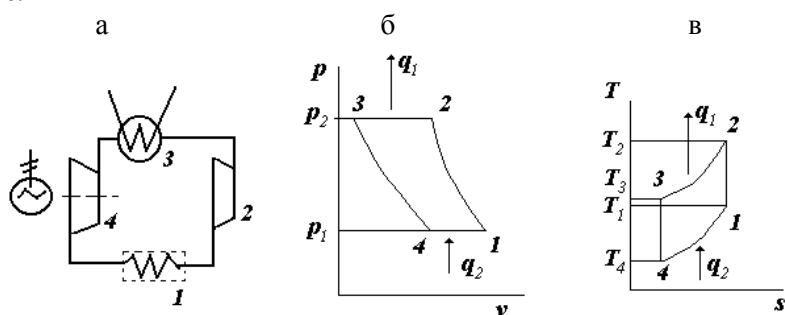


Рис. 8.1. Схема и термодинамический цикл в $p\nu$ - и Ts - диаграммах воздушной холодильной машины

Анализ адиабатного процесса 1-2 позволяет вычислить температуру сжатого в компрессоре 2 воздуха:

$$T_1^k p_1^{1-k} = T_2^k p_2^{1-k} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где $T_1 = t_1 + 273$, $k = 1,4$ - коэффициент адиабаты для воздуха.

Определить температуру воздуха после его расширения в детандере 4, для чего анализируем адиабатный процесс 3-4:

$$T_3^k p_3^{1-k} = T_4^k p_4^{1-k} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где $T_3 = t_3 + 273$.

Определяется холодильный коэффициент холодильной установки, используя формулу:

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}},$$

где q_2 - количество удельной отводимой теплоты от охлаждаемого тела; $l_{\text{ц}}$ - работа, затраченная на это.

Процесс 4-1 - изобарный, поэтому отводимая теплота определяется по формуле

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4).$$

Теплота, отнимаемую от воздуха в охладителе 3, в соответствии с изобарным процессом 2-3:

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3).$$

Работа цикла определяется как разность соответствующих теплот:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4).$$

Тогда холодильный коэффициент равен

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{[c_p(T_2 - T_3 - c_p(T_1 - T_4))]}.$$

Количество теплоты, отнимаемое от воды при образовании 1 кг льда, которое состоит из следующих составляющих:

а) теплота, идущая на охлаждение воды от t_1 до 0°C :

$$q'_o = c_p^w (t_1 - 0).$$

б) теплота плавления льда

$$q''_o = 330,7 \text{ [5];}$$

в) теплота, которая должна отводиться при понижении температуры льда от 0°C до t_2

$$q'''_o = c_l (t_1 - t_2),$$

где c_p^w и c_l - соответственно теплоемкость воды и льда.

Общее количество теплоты, которое отнимается при образовании 1 кг льда

$$q_o = q'_o + q''_o + q'''_o .$$

Хладопроизводительность установки Q_o , которая равна количеству теплоты, отводимому в единицу времени от охлаждаемого объекта, рассчитывается в следующей последовательности:

1. Сначала вычисляется часовой массовый расход воздуха - m_o , через компрессор:

$$m_o = V_o (\text{м}^3/\text{час}) \cdot \rho (\text{кг}/\text{м}^3),$$

где $\rho = \frac{RT_o}{p_o} = \frac{286 \cdot 273}{101325} = 1,298 \text{ кг}/\text{м}^3$ - плотность воздуха при

нормальных условиях.

В соответствии с изобарным процессом 4-1 количество отводимой теплоты определяется по формуле

$$Q_o = m_o q_2 = m_o c_p (T_1 - T_4),$$

где c_p - теплоемкость воздуха.

Количество получаемого в холодильнике льда будет равно

$$M = \frac{Q_o}{q_o} .$$

Применительно ко всему потоку воздуха, прокачиваемого через компрессор, работа составит

$$L = \frac{Q_0}{\varepsilon}.$$

Искомая мощность привода компрессора

$$N = \frac{L}{3600}.$$

Примечание. В задачах на циклы холодильных установок рабочее тело следует считать идеальным газом с постоянной теплоемкостью. Прежде чем приступить к решению задачи и расчету цикла, следует изобразить схему установки, соответствующей условию задачи.

Задание 8.1.

Холодильная установка работает по обратному циклу Карно в интервале температур $t_2 = -5^\circ\text{C}$ и $t_1 = +10^\circ\text{C}$. Теоретическая мощность двигателя равна 10 кВт. Определить, насколько изменится величина холодильного коэффициента и необходимая теоретическая мощность двигателя, если максимальная температура цикла t_1 увеличится до t'_1 минимальная температура t_2 уменьшится до t'_2 . Изобразить оба цикла в Ts - диаграмме. Температуры t'_1 и t'_2 выбрать из табл. 8.1 по двум последним цифрам шифра.

Таблица 8.1

Последняя цифра шифра	$t'_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$t'_2, ^\circ\text{C}$
9	25	9	-12
8	22	8	-11
7	20	7	-10
6	18	6	-9
5	16	5	-8
4	17	4	-7
3	15	3	-12
2	19	2	-10
1	18	1	-11
0	16	0	-9

Задание 8.2.

В компрессор воздушной холодильной установки воздух поступает из холодильной камеры при давлении $p_1=0,1$ МПа и температуре t_1 . После адиабатного сжатия до давления $p_2=0,4$ МПа воздух поступает в теплообменник, где при постоянном давлении его температура снижается до t_3 . Затем воздух поступает в детандер, где адиабатно расширяется до первоначального давления p_1 . После этого воздух снова возвращается в холодильную камеру, где при постоянном давлении отнимает теплоту от охлаждаемых тел и нагревается до температуры t_1 . Определить холодильный коэффициент, температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, количество теплоты, передаваемое охлаждающей воде в теплообменнике (кВт), расход воздуха и теоретическую потребляемую мощность, если холодопроизводительность установки - Q . Изобразить цикл в Ts - диаграмме. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 8.2 по двум последним цифрам шифра.

Таблица 8.2

Последняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$t_3, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{ кВт}$
9	- 10	9	17	100
8	- 12	8	16	110
7	- 14	7	20	120
6	-8	6	22	130
5	-6	5	25	140
4	4	4	19	150
3	-2	3	18	160
2	0	2	23	170
1	-5	1	15	180
0	-9	0	26	190

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П.1.

Теплофизические свойства сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении

$t^{\circ}\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}$	$t^{\circ}\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}$
-50	1.584	1.013	200	0.746	1.026
-30	1.453	1.013	250	0.674	1.038
-10	1.342	1.009	300	0.615	1.047
0	1.293	1.005	350	0.566	1.059
10	1.247	1.005	400	0.524	1.068
30	1.165	1.005	500	0.456	1.093
50	1.093	1.005	600	0.404	1.114
70	1.029	1.009	700	0.362	1.135
100	0.946	1.009	800	0.329	1.156
140	0.854	1.017	900	0.301	1.172
180	0.779	1.022	1000	0.277	1.185

Формулы для определения теплоемкостей:

$$\text{CO}_2 \rightarrow C_p = 0,8654 + 0,0002443 \cdot t$$

$$\text{H}_2\text{O} \rightarrow C_p = 1,838 + 0,0003111 \cdot t$$

$$\text{N}_2 \rightarrow C_p = 1,838 + 0,0008555 \cdot t$$

$$\text{O}_2 \rightarrow C_p = 0,9203 + 0,0001065 \cdot t$$

Приложение П.2.

Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном

$$\text{давлении, } c_{p_m} \Big|_0^t \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

$t, ^\circ\text{C}$	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух (сухой)
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0661	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,0350	1,1087	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,1530	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	-	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	-	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	-	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	-	1,1380
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,3630	-	1,1443
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	-	1,1501
1900	1,0940	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	-	1,1560
2000	1,0990	1,1803	1,2033	1,2334	2,4422	-	1,1610
2100	1,1041	1,1853	1,2083	1,2405	2,4664	-	1,1664
2200	1,1087	1,1903	1,2129	1,2468	2,4895	-	1,1710
2300	1,1137	1,1945	1,2175	1,2531	2,5121	-	1,1757
2400	1,1183	1,1991	1,2217	1,2586	2,5334	-	1,1803
2500	1,1229	1,2029	1,2259	1,2636	2,5544	-	1,1840
2600	1,1271	-	-	-	2,5745	-	-
2700	1,1313	-	-	-	2,5937	-	-
2800	-	-	-	-	2,6121	-	-
2900	-	-	-	-	2,6297	-	-

Приложение П.3.

Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном

$$\text{давлении, } c'_{pm} \Big|_0^t \frac{\text{кДж}}{(\text{м}^3 \cdot \text{К})}$$

$t, ^\circ\text{C}$	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух (сухой)
0	1,3059	1,2946	1,2992	1,5998	1,4913	1,733	1,2971
100	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,5002	1,813	1,3004
200	1,3552	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,888	1,3071
300	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,955	1,3172
400	1,3775	1,3163	1,3289	1,9287	1,5654	2,018	1,3289
500	1,3980	1,276	1,3427	1,9887	1,5897	2,068	1,3427
600	1,4168	1,3402	1,3574	2,0411	1,6148	2,114	1,3565
700	1,4344	1,3536	1,3720	2,0884	1,6412	2,152	1,3708
800	1,4499	1,3670	1,3862	2,1311	1,6680	2,181	1,3842
900	1,4645	1,3796	1,3996	2,1692	1,6957	2,215	1,3976
1000	1,4775	1,3917	1,4126	2,2035	1,7229	2,236	1,4097
1100	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	2,261	1,4214
1200	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	2,278	1,4327
1300	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	-	1,4432
1400	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,8280	-	1,4528
1500	1,5294	1,4440	1,4658	2,3354	1,8527	-	1,4620
1600	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	-	1,4708
1700	1,5462	1,4612	1,4825	2,3742	1,8996	-	1,4788
1800	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	-	1,4867
1900	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9424	-	1,4939
2000	1,5692	1,4825	1,5039	2,4221	1,9628	-	1,5010
2100	1,5759	1,4892	1,5102	2,4359	1,9824	-	1,5072
2200	1,5830	1,4951	1,5160	2,4484	2,0009	-	1,5135
2300	1,5897	1,5010	1,5215	2,4602	2,0189	-	1,5194
2400	1,5964	1,5064	1,5269	2,4710	2,0365	-	1,5253
2500	1,6027	1,5114	1,5320	2,4811	2,0528	-	1,5303
2600	1,6090	-	-	-	2,0691	-	-
2700	1,6153	-	-	-	2,0864	-	-
2800	-	-	-	-	2,0997	-	-
2900	-	-	-	-	2,1135	-	-

Приложение П.4.

Относительные молекулярные массы, плотности и объемы киломолей при нормальных условиях, критические температуры и критические давления некоторых газов

Газ	Химическое обозначение	Относительная молекулярная масса	Плотность $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Объем киломоля $M_{yH}, \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}$	Критическая температура $t, ^\circ\text{C}$
Водяной пар	H ₂ O	18,015	(0,804)	(22,4)	373,946
Воздух	-	28,96	1,2928	22,40	-140,65
Гелий	He ₄	4,0026	0,1785	22,42	-267,96
Аргон	Ar	39,948	1,7837	22,39	-122,50
Водород	H ₂	2,0159	0,08988	22,43	-239,9
Азот	N ₂	28,0134	1,2506	22,40	-146,95
Кислород	O ₂	31,9988	1,42895	22,39	-118,38
Хлор	Cl ₂	70,906	3,214	22,06	143,85
Оксид углерода	CO	28,009	1,2500	22,41	-140,23
Диоксид углерода	CO ₂	44,011	1,9768	22,26	31,05
Сернистый газ	SO ₂	64,0658	2,927	21,89	157,5
Аммиак	NH ₃	17,0304	0,7714	22,08	132,3

Приложение П.5.

Энтальпия 1 м³ газов и влажного воздуха (кДж/м³)

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(c\theta)_{\text{CO}_2}$	$(c\theta)_{\text{N}_2}$	$(c\theta)_{\text{O}_2}$	$(c\theta)_{\text{HO}_2}$	$(c\theta)_{\text{влвозд}}$
100	169	130	132	151	132
200	357	260	267	304	266
300	559	392	407	463	403
400	772	527	552	626	542
500	996	664	699	794	684
600	1222	804	850	967	830
700	1461	946	1005	1147	979
800	1704	1093	1160	1335	1130
900	1951	1243	1319	1524	1281
1000	2202	1394	1478	1725	1436
1100	2457	1545	1637	1926	1595
1200	2717	1695	1800	2131	1754
1300	2976	1850	1963	2344	1913
1400	3240	2009	2127	2558	2076
1500	3504	2164	2294	2779	2239
1600	3767	2323	2461	3001	2403
1700	4035	2482	2629	3227	2566
1800	4303	2642	2796	3458	2729
1900	4571	2805	2968	3688	2897
2000	4843	2964	3139	3926	3064
2100	5115	3127	3307	4161	3232
2200	5387	3290	3483	4399	3399

Примечание. Энтальпия влажного воздуха $(c\theta)_{\text{влвозд}}$ приведена при влагосодержании $d_s=10 \text{ г/м}^3$.

Литература

1. Кириллин, В.А., Техническая термодинамика/ В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е. Шейндлин - М.: Наука, 2008.
2. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник – М.: Энергоатомиздат, 1984.
3. h, s - диаграмма для водяного пара (по справочнику А.А. Александрова, Б.А. Григорьева «Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара».-М., 1999). – Иваново [б. и.], 2003.-1 с. – [Диаграммы h, s для водяного пара].
4. Сборник задач по технической термодинамике / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. - М.: Изд. МЭИ, 2000.
5. Физические величины: справочник / под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. - М.: Энергоатомиздат, 1991.

Содержание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ

*Методические указания по практическим занятиям
для студентов направления подготовки бакалавриата 140100*

Составители: *Андреев В.В.*

Печатается с оригинал-макета, подготовленного кафедрой
Теплотехники и теплоэнергетики

Ответственный за выпуск *С.К. Цветков*

Лицензия ИД № 06517 от 09.01.2002

Подписано к печати **14.02.2013**. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. **8,8**. Усл.кр.-отг. **8,8**. Уч.-изд.л. **8**. Тираж **100** экз. Заказ **119**. С **34**.

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»
РИЦ Национального минерально-сырьевого университета «Горный»
Адрес университета и РИЦ: 199106 Санкт-Петербург, 21-я линия, 2