

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Д. Л. Жуховицкий

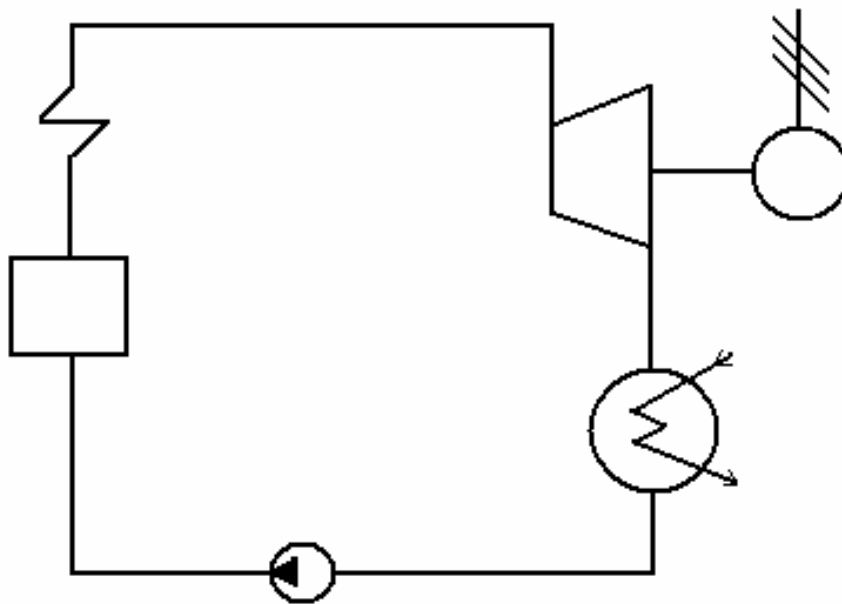
СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ

Учебное пособие
Издание второе

Ульяновск 2004

Д. Л. Жуховицкий

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ



Ульяновск

УДК 536.24(075.8)
ББК 22.31я7
Ж94

Рецензенты: В. А. Кудинов, кандидат технических наук, СамГТУ
В. В. Олимпиаев, кандидат технических наук, СамГТУ
Утверждено редакционно-издательским советом университета в
качестве учебного пособия

Жуховицкий, Д. Л.
Ж94 Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие /
Д. Л. Жуховицкий. – 2-е изд. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 98 с.
ISBN 5-89146-520-0

Содержит основы теории и задачи по основным разделам курса
«Техническая термодинамика». Условия задач составлены с
расчетом на индивидуальную работу студентов во время
практических занятий.

Пособие предназначено для студентов специальности 100700
«Промышленная теплоэнергетика», но может быть использовано
студентами других специальностей при изучении теплотехнических
дисциплин.

УДК 536.24(075.8)
ББК 22.31я7

ISBN 5-89146-520-0

© Жуховицкий Д. Л., 2004
© УлГТУ, 2004
© Ульяновский государственный
технический университет, 1996

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА, УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ	4
Задачи	7
2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ	8
Задачи	10
3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ	11
Задачи	14
4. ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА, РАБОТА ГАЗА И ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ	16
Задачи	21
5. СМЕШЕНИЕ ГАЗОВ	23
Задачи	25
6. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ	27
Задачи	31
7. ВОДЯНОЙ ПАР, ТАБЛИЦЫ И ДИАГРАММЫ ВОДЯНОГО ПАРА	34
Задачи	43
8. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА	44
Задачи	46
9. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ	49
Задачи	56
10. ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ	57
Задачи	63
11. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ	65
11.1. Цикл Ренкина	66
11.2. Цикл с вторичным (промежуточным) перегревом пара	69
11.3. Теплофикационный цикл	71
11.4. Регенеративный цикл	72
11.5. Газотурбинные установки	74
Задачи	77
12. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ	81
12.1. Цикл воздушной холодильной установки	83
12.2. Цикл паровой компрессионной холодильной установки	85
12.3. Тепловые насосы	86
Задачи	87
ПРИЛОЖЕНИЯ	90
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	98

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие предназначено для закрепления теоретических знаний, полученных студентами специальности «Промышленная теплоэнергетика» при изучении курса «Теоретические основы теплотехники. Техническая термодинамика». Материал пособия может быть также использован студентами специальностей 12.01.00; 12.02.00; 12.04.00; 10.04.00; 29.03.00; 29.07.00 изучающих дисциплины: «Теплотехника», «Термодинамика и теплопередача», «Энергетические установки», «Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция».

Пособие подходит для проведения практических занятий с применением рейтинговой системы обучения. С этой целью задачи составлены по многим вариантам (чаще всего вариант связан с порядковым номером студента по списку группы) и каждый студент работает над своим индивидуальным заданием. Готовясь к занятиям, преподаватель решает выбранные им задачи по всем вариантам, при этом необходимо использовать вычислительную технику (ПЭВМ или ПМК). Имея на руках правильные ответы, преподаватель оценивает работу каждого студента тем или иным количеством баллов в зависимости от сложности задачи, быстроты и правильности решения.

За весь цикл практических занятий каждый студент получает рейтинговую сумму баллов. Оценивая в баллах и другие виды учебной работы студента (лабораторные занятия, лекции, расчетно-графические работы, курсовое проектирование), в конце семестра или года можно подсчитать общую сумму баллов по данному курсу и в зависимости от нее выставить экзаменационную оценку.

Решение задач по вариантам позволяет проводить расчетное исследование некоторых вопросов, что повышает познавательную ценность практических занятий.

В каждом разделе пособия приводятся теоретические основы и необходимые расчетные формулы. В приложении даются необходимые для решения задач справочные материалы.

1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА, УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Рабочим телом называют вспомогательное вещество, используемое для работы той или иной тепловой машины (теплового двигателя, холодильной установки, теплового насоса).

В подавляющем большинстве случаев рабочее тело является газообразным веществом.

Рабочие газообразные тела обычно делят на *идеальные* и *реальные* газы. Под идеальным газом понимают воображаемый газ, в котором отсутствуют силы межмолекулярного взаимодействия, а сами молекулы имеют пренебрежимо малый объем. Реальный газ состоит из молекул, объемом которых пренебречь нельзя и между молекулами существуют силы взаимодействия. Одно и то же рабочее тело относят к идеальному газу или реальному в зависимости от термодинамического состояния, в котором оно находится.

Термодинамическое состояние газообразного вещества характеризуется тремя основными параметрами: *абсолютное давление*, *удельный объем* и *температура*.

Для измерения давления используют *барометры*, *манометры* и *вакуумметры* различных типов. С помощью барометров измеряют атмосферное давление. Манометры используют для измерения разности давлений в резервуаре (установке) и атмосферным в том случае, если это давление больше атмосферного. В противном случае используются вакуумметры.

Абсолютное давление подсчитывают по формулам:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{ман}} + P_{\text{бар}}, \quad (1.1)$$

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{бар}} - P_{\text{вак}}. \quad (1.2)$$

В этих формулах $P_{\text{абс}}$, $P_{\text{ман}}$, $P_{\text{бар}}$, $P_{\text{вак}}$ – соответственно, абсолютное, манометрическое, барометрическое давление и давление вакуумметра.

Для измерения давления пользуются различными единицами измерения. Соотношения между этими единицами даны в приложении (табл. П.1)

Удельный объем вещества представляет собой объем, занимаемый единицей массы этого вещества.

$$v = V/M \quad (1.3)$$

где v – удельный объем, м³/кг; V – объем тела, м³; M – масса тела, кг.

При измерении **температуры** пользуются термометрами различных типов и двумя основными температурными шкалами: шкалой Цельсия и абсолютной (шкалой Кельвина).

Связь между **абсолютной** температурой и температурой **по шкале Цельсия** выражается формулой

$$T = t + 273, \quad (1.4)$$

где T – абсолютная температура, К; t – температура по шкале Цельсия, °С.

Для сравнения различных газов между собой по объему их приводят к так называемым **нормальным физическим условиям** (НФУ), характеризующимся давлением $P_n = 760$ мм рт. ст. (0,1013 МПа) и температурой $t_n = 0$ °С (273 К).

Основные параметры газа связаны между собой функциональной зависимостью, называемой **уравнением состояния**:

$$F(p, v, T) = 0.$$

Наиболее простым уравнением состояния является **уравнение Клапейрона** для идеального газа

$$pV = MRT, \quad (1.5)$$

где p – абсолютное давление газа, Па; V – объем газа, м³; M – масса газа, кг; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); T – абсолютная температура, К.

Для 1 кг газа уравнение (1.5) имеет вид

$$pv = RT, \quad (1.6)$$

где v – удельный объем, м³/кг.

Газовая постоянная R представляет собой физическую постоянную, которая для каждого газа принимает вполне определенное значение, зависящее от природы газа и не зависящее от его состояния.

Уравнение (1.6) можно записать для 1 кмоль газа, умножая обе части уравнения на молекулярную массу μ :

$$p\mu = \mu RT \quad \text{или} \quad pV_\mu = \mu RT, \quad (1.7)$$

где μ – молекулярная масса (число кг в 1 кмоль), кг/кмоль; V_μ – объем 1 кмоль, м³/кмоль; μR – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К).

Универсальная газовая постоянная μR не зависит от состояния газа и одинакова для всех идеальных газов. Значение μR можно определить из

уравнения (1.7), записывая его для НФУ, при которых V_μ любого идеального газа равен $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ (следствие из закона Авогадро):

$$\mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль}\cdot\text{К}).$$

Зная универсальную газовую постоянную μR , можно подсчитать газовую постоянную R , которую иногда, в отличие от универсальной, называют *характеристической*:

$$R_i = \frac{8314}{\mu_i}, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}). \quad (1.8)$$

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

1.1. Определить абсолютное давление в паровом котле, если манометр показывает $(0,2 + 0,02n)$ МПа, а атмосферное давление равно 755 мм рт. ст.

1.2. Разрежение в газоходе парового котла, измеряемое тягомером, равно $(15 + n)$ мм вод. ст. Определить абсолютное давление газов, если показание барометра 730 мм рт. ст., и выразить его в МПа.

1.3. В баллоне емкостью 40 л находится кислород при давлении $(100 + n)$ кгс/см² по манометру. Температура кислорода 25 °С, атмосферное давление равно 745 мм рт. ст. Определить массу кислорода и его плотность.

1.4. Чему равна масса $V \text{ м}^3$ водорода, кислорода и углекислого газа, если $P_{\text{ман}} = 6$ кгс/см²; $P_{\text{бар}} = 750$ мм рт. ст.; $t = 100$ °С. Объем газа V равен $(n + 1) \text{ м}^3$.

1.5. В резервуаре емкостью 12 м^3 , содержащем в себе воздух для пневматических работ, давление равно 8 ат по манометру при температуре воздуха 25 °С. После использования части воздуха для работ давление его упало до $(3 + 0,1n)$ ат, а температура – до 17 °С. Определить, сколько кг воздуха израсходовано, если $P_{\text{бар}} = 755$ мм рт. ст.

1.6. Сосуд емкостью $V = 10 \text{ м}^3$ заполнен углекислым газом. Определить абсолютное давление в сосуде, если масса газа равна $(1 + n)$ кг, а температура равна 27 °С.

1.7. Поршневой компрессор всасывает в минуту 3 м^3 воздуха при $t = 17$ °С и барометрическом давлении $P_{\text{бар}} = 750$ мм рт. ст. и нагнетает его в резервуар, объем которого равен $8,5 \text{ м}^3$. За какое время (в мин) компрессор поднимет давление в резервуаре до значения $P = (6 + n)$ ат,

если температура в резервуаре будет оставаться постоянной? Начальное давление в резервуаре было 750 мм рт. ст., а температура равнялась 17 °С.

1.8. Плотность воздуха при нормальных условиях $\rho_n = 1,293$ кг/м³. Чему равна плотность воздуха при абсолютном давлении $p = (1,5 + n)$ МПа и температуре $t = (20 + n)$ °С?

1.9. Дутьевой вентилятор подает в топку парового котла воздух в количестве 102000 м³/ч при $t = 300$ °С и давлении (избыточном) $P_m = 155$ мм вод. ст. Барометрическое давление $P_{бар} = (740 + n)$ мм рт. ст. Определить часовую производительность вентилятора при нормальных условиях Q_n в м³/ч.

1.10. Определить диаметр воздуховода для подачи $(50 + n) \cdot 100$ кг/ч воздуха при абсолютном давлении 1,15 бар, если температура этого воздуха 22 °С. Скорость воздуха в воздуховоде равна 8 м/с.

2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Под газовой смесью понимается смесь газов, не вступающих между собой в химические реакции. Составляющие смесь отдельные газы называются **компонентами**. Каждый компонент смеси распространяется по всему объему смеси.

Давление, которое имел бы каждый компонент, входящий в состав смеси, если бы он находился один в том же объеме и при той же температуре, что и смесь, называется **парциальным давлением компонента** (от латинского pars – часть).

По закону **Дальтона** давление смеси равно сумме парциальных давлений ее компонентов, т. е.

$$P_{см} = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum_{i=1}^n P_i, \quad (2.1)$$

где $P_{см}$ – давление газовой смеси; P_1, P_2, P_3, P_n – парциальные давления компонентов смеси.

Итак, каждый компонент смеси, занимая весь объем смеси, находится под своим парциальным давлением. Но если этот компонент поместить под давлением $P_{см}$ при той же температуре смеси $T_{см}$, то он займет объем V_i меньший, чем объем $V_{см}$. Этот объем V_i называют **приведенным** или **парциальным**.

Объем смеси равен сумме парциальных объемов ее компонентов:

$$V_{см} = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (2.2)$$

где $V_{\text{см}}$ – полный объем смеси газов; $V_1, V_2, V_3, \dots, V_n$ – парциальные объемы компонентов, приведенные к условиям смеси, т. е. $P_{\text{см}}$ и $T_{\text{см}}$.

Состав газовой смеси чаще всего задается массовым или объемным способом.

Массовой долей каждого компонента называется отношение массы данного компонента к массе всей смеси

$$g_i = \frac{M_i}{M_{\text{см}}}, \quad (2.3)$$

где M_i – масса данного компонента; $M_{\text{см}}$ – масса всей смеси, содержащая n компонентов.

Очевидно, что $\sum_{i=1}^{i=n} g_i = 1$.

Объемной долей компонента называется отношение парциального объема данного компонента V_i к объему всей смеси $V_{см}$:

$$\boxed{\phantom{r_i = \frac{V_i}{V_{см}}}} \quad (2.4)$$

Поскольку $\sum_{i=1}^{i=n} V_i = V_{см}$, то $\sum_{i=1}^{i=n} r_i = 1$.

Температура компонента, заполняющего объем $V_{см}$ не изменилась после приведения его к давлению $P_{см}$, когда он стал занимать объем V_i . Поэтому из закона Бойля-Мариотта следует:

$$p_i V_{см} = p_{см} V_i, \quad (2.5)$$

$$r_i = \frac{V_i}{V_{см}} = \frac{P_i}{P_{см}}. \quad (2.6)$$

Из соотношения (2.5) можно получить формулу для вычисления парциального давления компонента

$$P_i = P_{см} V_i / V_{см} = P_{см} r_i. \quad (2.7)$$

Для упрощения расчетов газовую смесь условно заменяют газом, состоящим из однородных одинаковых по массе молекул, который по числу молекул и массе эквивалентен газовой смеси. К осредненной молекуле этого газа и относят понятия **средней молекулярной массы смеси** $\mu_{см}$ и **газовой постоянной смеси** $R_{см}$. Эти величины находят по формулам в зависимости от способа задания состава.

Массовый способ:

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{g_i}{\mu_i}}, \quad (2.8)$$

$$R_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} g_i R_i. \quad (2.9)$$

Объемный способ:

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \mu_i, \quad (2.10)$$

$$R_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{r_i}{R_i}}. \quad (2.11)$$

В этих соотношениях:

$\mu_{см}$ – средняя молекулярная масса смеси;

$R_{см}$ – газовая постоянная смеси;

g_i, r_i – соответственно массовая и объемная доли компонента смеси;
 R_i – газовая постоянная компонента;
 μ_i – молекулярная масса компонента.

Объемные и массовые доли компонентов связаны между собой соотношением:

$$\frac{g_i}{r_i} = \frac{\mu_i}{\mu_{см}} = \frac{\rho_i}{\rho_{см}} = \frac{R_{см}}{R_i}. \quad (2.12)$$

В этом выражении, кроме уже упомянутых величин, ρ_i и $\rho_{см}$ – соответственно плотность данного компонента и смеси (в условиях $P_{см}$ и $T_{см}$).

Для газовой смеси, состоящей из идеальных компонентов, можно использовать для расчетов уравнение Клапейрона

$$p_{см} V_{см} = M_{см} R_{см} T_{см}. \quad (2.13)$$

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

2.1. Объемный состав газообразного топлива следующий: $H_2 = (10 + n) \%$, $CH_4 = (90 - n) \%$. Определить среднюю молекулярную массу и газовую постоянную смеси.

2.2. Объемный состав продуктов сгорания $CO_2 = 12,3 \%$; $O_2 = 7,2 \%$; $N_2 = 80,5 \%$. Определить плотность и удельный объем смеси при $t = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ и $P_{бар} = (740 + n)$ мм рт. ст.

2.3. В резервуаре емкостью $V = (155 - n) \text{ м}^3$ находится светильный газ при давлении $P = 4$ ат и температуре $t = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Объемный состав газа $H_2 = 46 \%$; $CH_4 = 32 \%$; $CO = 15 \%$; $N_2 = 7 \%$. После израсходования некоторого количества газа давление его понизилось до $3,1$ ат, а температура упала до $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить массу израсходованного газа.

2.4. Массовый состав смеси следующий: $CO_2 = 18 \%$; $O_2 = n \%$; $N_2 = (82 - n) \%$. До какого давления нужно сжать эту смесь, находящуюся при нормальных условиях, чтобы при $t = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ 8 кг ее занимали объем 40 л?

2.5. Анализ продуктов сгорания топлива показал следующий объемный состав: $CO_2 = 12,2 \%$; $O_2 = 7,1 \%$; $CO = n \%$; $N_2 = (80,7 - n) \%$. Найти массовый состав газов, составляющих продукты сгорания.

2.6. В резервуаре объемом 10 м^3 находится газовая смесь, состоящая из n кг кислорода и $(40 - n)$ кг азота. Температура смеси равна $27 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить парциальные давления компонентов смеси.

2.7. Плотность смеси азота и углекислого газа при давлении $1,4$ бар и температуре $(45 + n) \text{ }^\circ\text{C}$ равна 2 кг/м^3 . Определить массовый состав смеси.

3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ

Теплоемкостью (точнее **удельной теплоемкостью**) называют количество теплоты, которое необходимо сообщить телу (газу), чтобы изменить температуру какой-либо количественной единицы на 1 °С (1К).

Количество теплоты в системе СИ измеряют в Дж или кДж. В зависимости от количественной единицы вещества различают **массовую** теплоемкость C – кДж/(кг·К), **объемную** теплоемкость C' – кДж/(м³·К) и **киломолярную** теплоемкость μc – кДж/(кмоль·К). Поскольку в 1 м³ в зависимости от параметров состояния содержится различная масса газа, то объемную теплоемкость всегда относят к 1 м³ газа при нормальных условиях ($P_n = 760$ мм рт. ст., $t_n = 0$ °С).

Массовая, киломолярная и объемная теплоемкости связаны между собой следующими зависимостями:

$$C = \frac{\mu c}{\mu}, \quad (3.1)$$

где μ – молекулярная масса или количество кг в киломоле данного вещества, кг/кмоль;

$$C' = \frac{\mu c}{22,4}, \quad (3.2)$$

где 22,4 – объем киломоля любого идеального газа в нормальных физических условиях (следствие из закона Авогадро), м³_н/кмоль;

$$C' = c \rho_n, \quad (3.3)$$

где ρ_n – плотность данного вещества при нормальных условиях, кг/ м³_н.

Теплоемкость идеальных газов зависит от атомности, характера процесса и температуры.

Теплоемкость реальных газов, кроме перечисленных выше факторов, зависит еще и от давления. Зависимость теплоемкости от температуры обычно выражают формулой

$$C = a + bt + et^2, \quad (3.4)$$

где t – температура в °С; a , b , e – численные коэффициенты, определяемые экспериментально.

Аналогичные зависимости получены не только для массовых, но и для других видов теплоемкости (объемных, киломолярных).

Графическая зависимость теплоемкости от температуры показана на рис. 3.1.

Различают **среднюю** и **истинную** теплоемкости.

Средняя теплоемкость в интервале температур $t_1 - t_2$ равна

$$C_{m \frac{t_2}{t_1}} = \frac{q_{1-2}}{t_1 - t_2}, \quad (3.5)$$

где q_{1-2} – количество теплоты, подведенное в данном процессе, кДж/кг; t_1, t_2 – температура в начале и в конце процесса, °С.

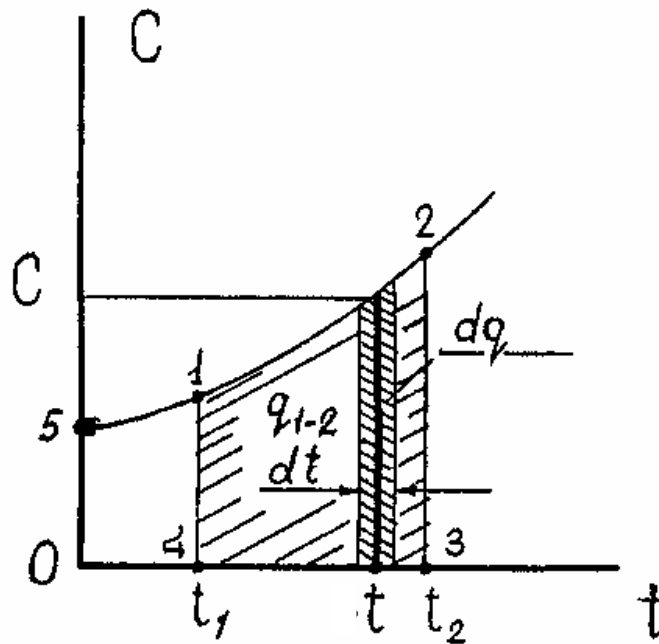


Рис. 3.1. График зависимости теплоемкости от температуры

Если выражение (3.5) записать для бесконечно малого количества теплоты dq и интервала температур dt , то получим формулу так называемой **истинной** теплоемкости C при данной температуре t (см. рис. 3.1):

$$C = \frac{dq}{dt}. \quad (3.6)$$

Из выражения (3.6) $dq = Cdt$, а для всего процесса 1–2 количество теплоты q_{1-2} будет равно

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} cdt. \quad (3.7)$$

Это же количество теплоты можно выразить через среднюю теплоемкость, что следует из (3.5):

$$q_{1-2} = C_{m \frac{t_2}{t_1}}(t_1 - t_2). \quad (3.8)$$

На рис. 3.1 количество теплоты q_{1-2} в соответствии с (3.7) изображается площадью 1-2-3-4-1, которая может быть представлена как площадь 5-2-3-0-5 минус площадь 5-1-4-0-5. Каждая из указанных

площадей, как количество теплоты, может быть записана через среднюю теплоемкость и интервал температуры (в начале координат $t = 0$, см. рис. 3.1) по аналогии с (3.8):

$$\text{пл.5} - 2 - 3 - 0 - 5 = C_{m,0}^{t_2} \cdot t_2,$$

$$\text{пл.5} - 1 - 4 - 0 - 5 = C_{m,0}^{t_1} \cdot t_1.$$

В итоге можно получить еще одну формулу для подсчета q_{1-2} :

$$q_{1-2} = C_{m,0}^{t_2} \cdot t_2 - C_{m,0}^{t_1} \cdot t_1. \quad (3.9)$$

Применение этого выражения удобно при наличии таблиц средних теплоемкостей $C_{m,0}^t$.

В некоторых случаях требуется, пользуясь таблицами средних теплоемкостей $C_{m,0}^t$, определить значение теплоемкости $C_{m,t_1}^{t_2}$. Для этого из (3.8) и (3.9) можно получить формулу

$$C_{m,t_1}^{t_2} = \frac{C_{m,0}^{t_2} \cdot t_2 - C_{m,0}^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}. \quad (3.10)$$

В теплотехнике особое значение имеют два случая нагревания (охлаждения): при постоянном давлении (изобарный процесс) и при постоянном объеме (изохорный процесс). Обоим этим случаям соответствуют **изобарные** и **изохорные** теплоемкости, имеющие в обозначениях индексы «р» «v».

Изобарные теплоемкости: $C_p, C'_p, \mu C_p, C_{pm,t_1}^{t_2}, C_{pm,0}^t$.

Изохорные теплоемкости: $C_v, C'_v, \mu C_v, C_{vm,t_1}^{t_2}, C_{vm,0}^t$.

Для идеальных газов связь между изобарной и изохорной теплоемкостями устанавливается уравнениями Майера

$$C_p - C_v = R \quad \text{или} \quad \mu C_p - \mu C_v = \mu R = 8314 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}. \quad (3.11)$$

Для приближенных расчетов при невысоких температурах можно принимать значения теплоемкостей, указанные в табл. П.5 приложения.

В технической термодинамике большое значение имеет отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме, обозначаемое буквой K и называемое *показателем адиабаты*:

$$K = \frac{\mu C_p}{\mu C_v} = \frac{C_p}{C_v}. \quad (3.12)$$

Принимая теплоемкость постоянной, на основании данных таблицы П.5 можно получить для одноатомных газов $K = 1,67$; для двухатомных газов $K = 1,4$; для трехатомных газов $K = 1,29$.

Теплоемкости газовых смесей определяют по формулам:

$$C_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} g_i \cdot C_i, \quad (3.13)$$

$$C'_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \cdot C_i, \quad (3.14)$$

$$\mu C_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \cdot \mu C_i. \quad (3.15)$$

В этих выражениях

g_i, r_i – соответственно массовая и объемная доля i -го компонента газовой смеси;

$C_i, C'_i, \mu C_i$ – соответственно массовая, объемная и киломолярная теплоемкость i -го компонента;

$C_{см}, C'_{см}, \mu C_{см}$ – соответственно массовая, объемная и киломолярная теплоемкость газовой смеси;

i – номер компонента смеси;

n – число компонентов смеси.

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

3.1. Вычислить среднюю массовую теплоемкость при постоянном давлении C_{pm} для CO_2 в интервале температур от $t_1 = 200$ °С до $t_2 = (500 + 10n)$ °С. Необходимые для расчетов зависимости даны в приложении.

3.2. Найти среднюю массовую теплоемкость при постоянном объеме C_{vm} для воздуха в интервале температур от $t_1 = 400$ °С до $t_2 = (700 + 10n)$ °С.

3.3. Воздух в количестве 5 м^3 при абсолютном давлении $P_1 = 0,3$ МПа и температуре $t_1 = 25$ °С нагревается при постоянном давлении до $t_2 = (100 + 2n)$ °С. Определить количество теплоты, подведенной к воздуху, считая $C = const$.

3.4. В закрытом сосуде объемом $V = 300$ л находится воздух при абсолютном давлении $P_1 = 3$ кгс/см² и температуре $t_1 = 20$ °С. Какое количество теплоты необходимо подвести для того, чтобы температура воздуха поднялась до $t_2 = (120 + n)$ °С? Задачу решить, принимая теплоемкость воздуха постоянной, а также учитывая зависимость теплоемкости от температуры. Определить относительную ошибку δ , получаемую в первом случае. Проанализировать результат (см. 3.16).

3.5. Воздух охлаждается от $t_1 = (1000 + 30n)$ °С до $t_2 = 100$ °С в процессе с постоянным давлением. Какое количество теплоты теряет 1 кг воздуха? Задачу решить, принимая теплоемкость воздуха постоянной, а также учитывая зависимость теплоемкости от температуры. Определить относительную ошибку δ , получаемую в первом случае. Проанализировать результат (см. 3.17.).

$$\delta = \frac{(Q'_v - Q''_v) \cdot 100}{Q''_v}, \%, \quad (3.16)$$

$$\delta = \frac{(q'_p - q''_p) \cdot 100}{q''_p}, \%. \quad (3.17)$$

3.6. Газовая смесь имеет следующий состав по объему; $CO_2 = 12$ %, $O_2 = 8$ %, $H_2O = n$ %, $N_2 = (80 - n)$ %. Определить для данной смеси среднюю массовую теплоемкость C_{pm} в интервале от t_1 до t_2 , если смесь нагревается от $t_1 = 100$ °С до $t_2 = 300$ °С

3.7. Продукты сгорания топлива поступают в газоход парового котла при температуре газов $t'_r = 1100$ °С и покидают газоход при температуре газов $t''_r = 700$ °С. Объемный состав газов следующий: $CO_2 = 11$ %, $O_2 = 6$ %, $H_2O = n$ %, $N_2 = (83 - n)$ %. Определить, какое количество теплоты теряет 1 м³ газовой смеси, взятой при нормальных условиях.

3.8. Для использования теплоты газов, уходящих из топок паровых котлов, в газоходах последних устанавливают воздухоподогреватели. Пусть известно, что воздух нагревается в воздухоподогревателе от $t'_e = 20$ °С до $t''_e = 250$ °С, а продукты сгорания (газы) при этом охлаждаются от $t'_r = 350$ °С до $t''_r = 160$ °С. Объемный состав продуктов сгорания, проходящих через воздухоподогреватель, следующий: $CO_2 = 12$ %, $O_2 = 6$ %, $H_2O = n$ %, $N_2 = (82 - n)$ %. Принять, что вся теплота, отдаваемая газами, воспринимается воздухом и процесс происходит при неизменном давлении. Определить расход воздуха, приведенный к

нормальным условиям $V_{\text{вн}}$, если известно, что расход газов $V_{\text{гн}} = 66 \cdot 10^3 \text{ м}^3_{\text{н}}$ /ч.

4. ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА, РАБОТА ГАЗА И ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

В технической термодинамике используются три основные функции состояния: **внутренняя энергия, энтальпия и энтропия**.

Эти функции зависят только от состояния рабочего тела, их изменение в ходе термодинамического процесса не зависит от хода процесса. Указанные функции обозначаются соответственно буквами $U, u; H, h; S, s$. Если функция относится к M кг рабочего тела, то она обозначается прописной буквой, если к 1 кг – то строчной буквой.

Внутренняя энергия – функция состояния закрытой термодинамической системы, определяемая тем, что ее приращение в любом процессе, происходящем в этой системе, равно сумме теплоты, сообщенной системе, и работы, совершенной над ней.

Если рабочее тело – идеальный газ, то внутренняя энергия зависит только от температуры.

Для процесса идеального газа изменение внутренней энергии Δu_{1-2} равно:

$$\Delta u_{1-2} = C_{\text{vm}}^{t_2} (t_2 - t_1). \quad (4.1)$$

Приближенная формула ($C_v = \text{const}$):

$$\Delta u_{1-2} = C_v (t_2 - t_1). \quad (4.2)$$

Условно принимают, что при нормальных условиях ($t = 0^\circ\text{C}$) внутренняя энергия равна 0, тогда в данном состоянии, характеризуемом температурой t , внутренняя энергия u равна:

$$u = C_{\text{vm}}^t t. \quad (4.3)$$

Приближенная формула ($C_v = \text{const}$):

$$u = C_v t. \quad (4.4)$$

Энтальпия – функция состояния термодинамической системы, равная сумме внутренней энергии и произведения удельного объема на давление

$$h = u + p v. \quad (4.5)$$

Энтальпия идеального газа зависит только от температуры. Изменение энтальпии в процессе идеального газа подсчитывается по формуле:

$$\Delta h_{1-2} = C_{pm} \int_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1). \quad (4.6)$$

Приближенная формула ($C_p = \text{const}$):

$$\Delta h_{1-2} = C_p (t_2 - t_1). \quad (4.7)$$

Поскольку энтальпия при нормальных условиях принимается равной нулю, то энтальпия рабочего тела в данном состоянии равна:

$$h = C_{pm} \int_0^t t. \quad (4.8)$$

Приближенная формула ($C_p = \text{const}$):

$$h = C_p t. \quad (4.9)$$

Энтропия – функция состояния термодинамической системы, определяемая тем, что ее дифференциал (ds) при элементарном равновесном (обратимом) процессе равен отношению бесконечно малого количества теплоты (dQ), сообщенной системе, к термодинамической температуре (T) системы.

$$dS = \frac{dQ}{T}. \quad (4.10)$$

Если $dQ > 0$ (теплота подводится), то $dS > 0$ (энтропия возрастает). При отводе теплоты от термодинамической системы ($dQ < 0$) энтропия убывает ($dS < 0$).

Из выражения (4.10) следует

$$dQ = TdS \quad (4.11)$$

$$\text{и } Q_{1-2} = \int_{S_1}^{S_2} TdS. \quad (4.12)$$

Последнее выражение (4.12) представляет собой количество теплоты, сообщенной термодинамической системе в процессе 1-2, и для 1 кг рабочего тела запишется в виде

$$q_{1-2} = \int_{S_1}^{S_2} TdS. \quad (4.13)$$

В технической термодинамике для наглядного графического изображения процессов применяют диаграмму T,s в которой по оси абсцисс откладывают энтропию 1 кг рабочего тела (кДж/кг·К), по оси ординат абсолютную температуру T (К), рис. 4.1.

На рис. 4.1 в диаграмме T,s изображены процессы 1-2 (с подводом теплоты) и 1-3 (с отводом теплоты).

Площадь под линией процесса в соответствии с (4.13) соответствует теплоте процесса в расчете на 1 кг рабочего тела (кДж/кг).

Изменение энтропии в термодинамическом процессе идеального газа подсчитывается по следующей формуле:

$$\Delta S_{1-2} = C_{vm}^{t_2} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (4.14)$$

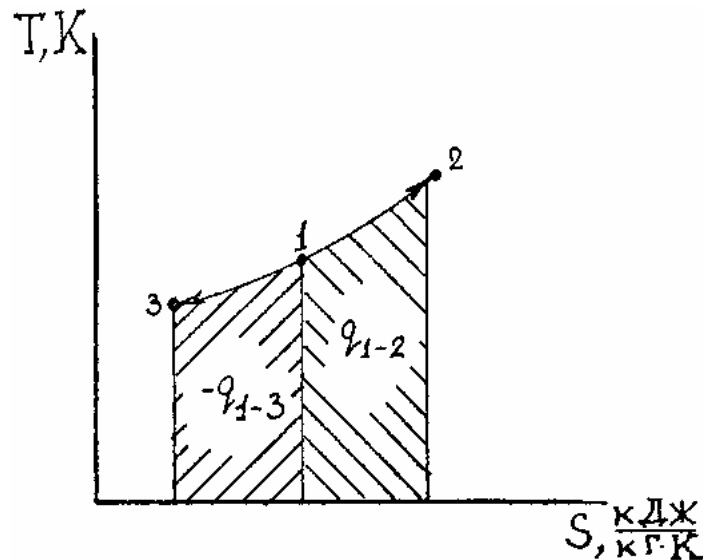


Рис. 4.1. T,s – диаграмма

Приближенная формула ($C_v = \text{const}$):

$$\Delta S_{1-2} = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (4.15)$$

Энтропия 1 кг рабочего тела в данном состоянии (при нормальных физических условиях принимают $S = 0$) равна

$$S = C_{vm}^t \ln \frac{T}{273} + R \ln \frac{v}{v_H}. \quad (4.16)$$

Приближенная формула ($C_v = \text{const}$):

$$S = C_v \ln \frac{T}{273} + R \ln \frac{v}{v_H}. \quad (4.17)$$

В выражениях (4.14), (4.15), (4.16) и (4.17):

$\Delta S_{1-2}, S$ – соответственно изменение энтропии в процессе 1-2 и энтропия рабочего тела в данном состоянии, кДж/(кг·К);

$C_{vm}^{t_2}, C_{vm}^t$ – средняя изохорная теплоемкость рабочего тела соответственно в интервале температур $t_1 - t_2$ и $0 - t$, кДж/(кг·К);

T_1, T_2, T – абсолютные температуры рабочего тела соответственно в начале, конце термодинамического процесса и в данном состоянии, К;

R – газовая постоянная рабочего тела идеального газа, кДж/(кг·К);

V_1, V_2, V, V_n – удельные объемы рабочего тела соответственно в начале, конце процесса, в данном состоянии и при нормальных условиях, м³/кг.

При исследовании различных термодинамических процессов рассматривают два вида внешней работы: работу **изменения объема** и работу **техническую (располагаемую)**.

Работа изменения объема совершается при любом изменении объема неподвижного газа. Эта работа обозначается L (Дж, кДж) и l (Дж/кг, кДж/кг). При элементарном изменении объема 1 кг газа dv соответствующая элементарная работа равна

$$dl = p dv . \quad (4.18)$$

Для термодинамического процесса, в котором объем 1 кг рабочего тела изменяется от v_1 до v_2 , работа изменения объема равна

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv . \quad (4.19)$$

Для нахождения l_{1-2} по выражению (4.19) надо знать функциональную связь между p и v в ходе процесса 1-2.

Для анализа работы рабочего тела удобно пользоваться диаграммой p, v (рис. 4.2).

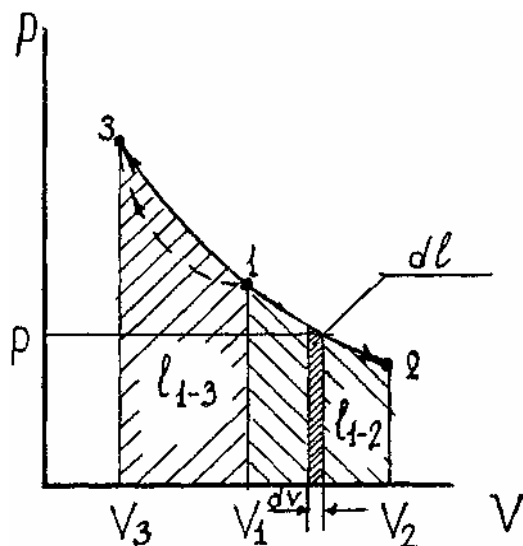


Рис. 4.2. Диаграмма p, v и работа изменения объема

В соответствии с (4.19) работа изменения объема в диаграмме p, v изображается площадью, ограниченной линией процесса, осью v и крайними ординатами (рис. 4.2). Причем знак работы зависит от знака dv .

Если $dv > 0$, т. е. происходит расширение рабочего тела, $l > 0$ и наоборот. На рис. 4.2 в процессе расширения 1-2 совершается положительная работа ($l_{1-2} > 0$), а в процессе сжатия 1-3 – отрицательная ($l_{1-3} < 0$).

Из рис. 4.2 видно также, что величина работы зависит от характера процесса. Если бы процесс 1-3, например, проходил бы по линии, показанной штрихами, то работа (площадь на диаграмме p, v) была бы иной.

Техническая (располагаемая) работа совершается потоком движущегося газа (пара) за счет изменения кинетической энергии газа. Эта работа обозначается L' (Дж, кДж) и l' (Дж/кг, кДж/кг). Элементарная техническая работа равна

$$dl' = -vdp. \quad (4.20)$$

Для термодинамического процесса техническая работа 1 кг рабочего тела равна

$$l'_{1-2} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp. \quad (4.21)$$

Техническая работа изображается в диаграмме p, v площадью, ограниченной линией процесса, осью ординат и крайними абсциссами (рис. 4.3).

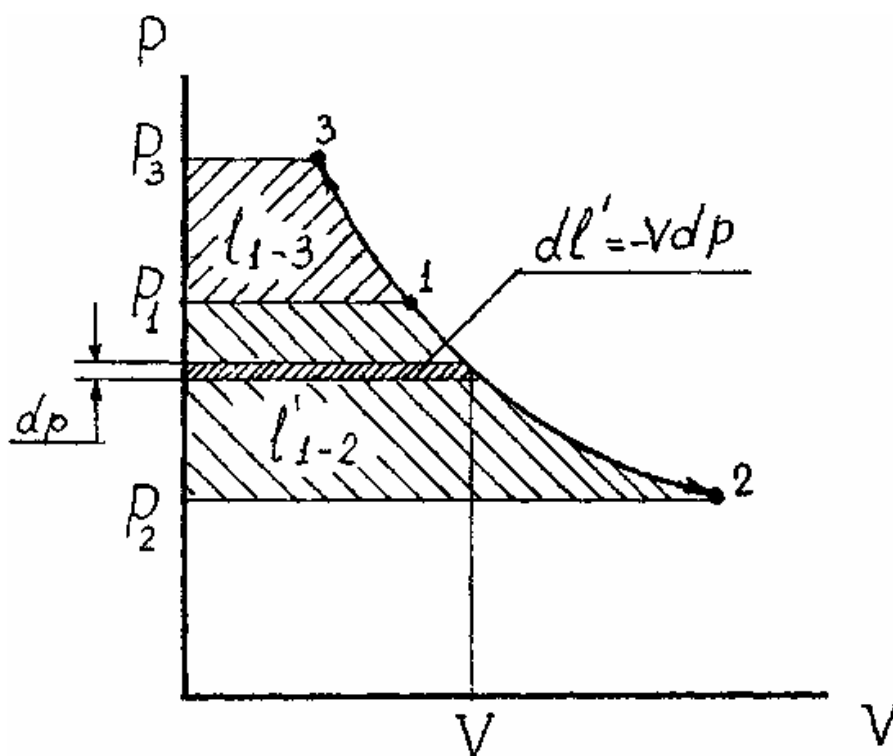


Рис. 4.3. Диаграмма p, v и техническая работа

Знак технической работы зависит от знака dp . В процессе расширения (например, 1-2) $dp < 0$ и $l' > 0$, а в процессе сжатия (например, 1-3) $dp > 0$ и

$l' < 0$. Техническая работа, так же как и работа изменения объема, является характеристикой процесса, т. е. зависит от характера процесса.

Первый закон термодинамики представляет собой закон сохранения энергии, примененный к процессам, протекающим в термодинамических системах. Этот закон можно сформулировать так: энергия изолированной термодинамической системы остается неизменной независимо от того, какие процессы в ней протекают. Для незамкнутого термодинамического процесса 1-2, протекающего в простейшей изолированной системе, состоящей из источника теплоты, рабочего тела и объекта работы, уравнение баланса энергии примет вид

$$q_{1-2} = \Delta u_{1-2} + l_{1-2}, \quad (4.22)$$

где q_{1-2} – количество теплоты, подводимой в процессе 1-2 к 1 кг рабочего тела; $\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$ – изменение внутренней энергии 1 кг рабочего тела в процессе 1-2; l_{1-2} – работа изменения объема 1 кг рабочего тела в процессе 1-2.

Уравнение (4.22) называют математическим (аналитическим) выражением первого закона термодинамики. Это уравнение можно записать и в дифференциальной форме, соответствующей элементарному участку процесса

$$dq = du + dl = du + pdv \quad (4.23)$$

Последнее выражение можно видоизменить, введя в него энтальпию и техническую работу:

$$\begin{aligned} dq &= du + pdv + vdp - vdp = du + d(pv) - vdp = \\ &= d(u + pv) - vdp, \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$dq = dh + dl'$$

Уравнение (4.24) записано в дифференциальной форме. Для 1 кг рабочего тела, участвующего в термодинамическом процессе 1-2, это уравнение примет вид

$$q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + l'_{1-2}, \quad (4.25)$$

где q_{1-2} – теплота, подводимая в процессе 1-2 кДж/кг; Δh_{1-2} – изменение энтальпии в процессе 1-2, кДж/кг; l'_{1-2} – техническая работа в процессе 1-2, кДж/кг.

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

4.1. В сосуд, содержащий 5 л воды при температуре 20 °С, помещен электронагреватель мощностью $(500 + 10n)$ Вт. Определить, сколько

времени потребуется, чтобы вода нагрелась до температуры кипения $100\text{ }^\circ\text{C}$. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.

4.2. В котельной электростанции за 10 ч работы сожжено $(100 + 10n)$ т каменного угля с теплотой сгорания $Q_n^p = 7000$ ккал/кг. Найти количество выработанной электроэнергии и среднюю мощность станции за указанный период работы, если КПД процесса преобразования тепловой энергии в электрическую составляет 22% .

4.3. Найти часовой расход топлива, который необходим для работы паровой турбины мощностью 25 МВт, если теплота сгорания топлива $Q_n^p = (33 + 0,1n)$ МДж/кг и известно, что на превращение тепловой энергии в электрическую используется только 35% теплоты сожженного топлива.

4.4. Найти изменение внутренней энергии 1 кг воздуха при охлаждении его от $t_1 = (300 + 10n)$ $^\circ\text{C}$ до $t_2 = 50$ $^\circ\text{C}$. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

4.5. Определить изменение внутренней энергии 2 м^3 воздуха, если температура его понижается от $t_1 = (200 + 10n)$ $^\circ\text{C}$ до $t_2 = 70$ $^\circ\text{C}$. Учесть зависимость теплоемкости от температуры. Начальное давление воздуха (абсолютное) $p_1 = 0,6$ МПа.

4.6. Газ, состояние которого определяется на диаграмме p, v точкой 1 (рис. 4.4), переходит в состояние 2 по пути $1c2$. При этом к газу подводится $(50 + 2n)$ кДж/кг энергии в виде теплоты и газом совершается 30 кДж/кг работы. Затем этот газ возвращается в исходное состояние в процессе, который в диаграмме p, v изображается линией $2a1$. Сколько теплоты нужно подвести к рассматриваемому газу в некотором другом процессе $1d2$, чтобы от газа получить 10 кДж/кг работы? Сколько нужно подвести или отвести теплоты в процессе $2a1$, если на сжатие в этом процессе расходуется 50 кДж/кг?

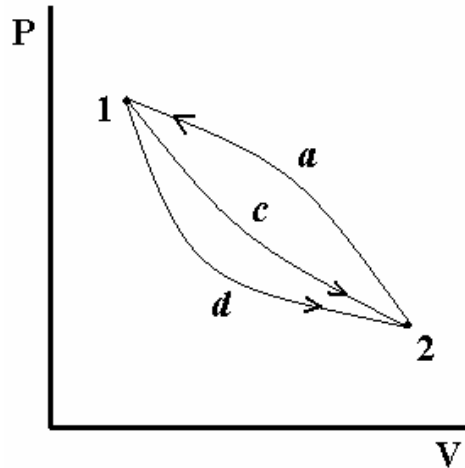


Рис. 4.4. К задаче 4.6

4.7. Найти внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию 1 кг азота, если температура его равна $(100 + 10n)^\circ\text{C}$, а давление (абсолютное) 0,6 МПа. Теплоемкость считать независимой от температуры.

4.8. Определить внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию 1 кг газовой смеси, объемный состав которой следующий: $r_{O_2} = (40 - n) \cdot 0,01$; $r_{N_2} = (60 + n) \cdot 0,01$. Температура смеси $(200 + n)^\circ\text{C}$, а давление (абсолютное) 0,4 МПа. Зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

4.9. Рабочим телом газотурбинного двигателя является смесь идеальных газов. Массовый состав смеси следующий: $CO_2 = 20\%$, $O_2 = 8\%$, $H_2O = n\%$, $N_2 = (72 - n)\%$. При прохождении через газовую турбину температура потока газовой смеси снижается с $t_1 = 1200^\circ\text{C}$ до $t_2 = 400^\circ\text{C}$. Определить техническую работу газовой турбины в расчете на 1 кг рабочего тела, пренебрегая теплообменом в окружающую среду и зависимостью теплоемкости от температуры.

4.10. Решить задачу 4.9, учитывая зависимость теплоемкости от температуры. Теплообменом между рабочим телом и окружающей средой пренебречь.

5. СМЕШЕНИЕ ГАЗОВ

При смешении газов, не вступающих в химическое взаимодействие и имеющих различные давления и температуры, обычно приходится определять конечное состояние смеси. При этом различают два случая:

1. **Смешение газов при $V = \text{const}$.** Если суммарный объем, занимаемый газами до и после смешения, остается неизменным и газы до

смешения занимали объемы V_1, V_2, \dots, V_n , м^3 при давлениях p_1, p_2, \dots, p_n , Па и температурах T_1, T_2, \dots, T_n , К, а показатели адиабаты (c_p/c_v) равны k_1, k_2, \dots, k_n , то параметры смеси можно рассчитать по формулам:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_i V_i \mu c_{vi}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{T_i} \mu c_{vi}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{k_i - 1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{(k_i - 1) T_i}}, \quad (5.1)$$

$$p = \frac{T}{V} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{T_i} = \frac{T}{V} \sum_{i=1}^{i=n} G_i R_i, \quad (5.2)$$

$$V = \sum_{i=1}^{i=n} V_i. \quad (5.3)$$

Для газов, у которых равны киломолярные теплоемкости и, следовательно, равны значения k формулы (5.1) и (5.2) принимают вид:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_i V_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{T_i}}, \quad (5.4)$$

$$P = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_i V_i}{V}. \quad (5.5)$$

Все эти уравнения основаны на равенстве внутренней энергии системы до и после смешения, вытекающем из первого закона термодинамики (4.22) при условии отсутствия теплообмена и внешней работы.

2. Смешение газовых потоков. Если массовые расходы смешивающихся потоков равны M_1, M_2, \dots, M_n , кг/с; объемные расходы – V_1, V_2, \dots, V_n , $\text{м}^3/\text{с}$; давления газов – p_1, p_2, \dots, p_n , Па; температуры T_1, T_2, \dots, T_n , К; а показатели адиабаты (c_p/c_v) равны соответственно k_1, k_2, \dots, k_n , то температура T смеси определяется по формуле

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_i V_i \mu c_{pi}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{T_i} \mu c_{pi}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{k_i}{k_i - 1} p_i V_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{k_i}{k_i - 1} \frac{p_i V_i}{T_i}} \quad (5.6)$$

Объемный расход смеси при температуре T и давлении p

$$V = \frac{T}{p} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{p_i V_i}{T_i} \quad (5.7)$$

Для газов, у которых значения k равны, температуру смеси определяют по формуле (5.4).

Если газовые потоки, помимо одинаковых значений k , имеют также равные давления, то выражения (5.6) и (5.7) принимают вид:

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} V_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{V_i}{T_i}} \quad (5.8)$$

$$V = T \sum_{i=1}^{i=n} \frac{V_i}{T_i} \quad (5.9)$$

Отсутствие при смешении потоков теплообмена с окружающей средой и внешней работы приводит поставленную задачу к условию, что энтальпия системы остается неизменной.

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

5.1. $(2 + n)$ м³ воздуха при давлении 0,5 МПа и температурой 50 °С смешивается с $(10 + n)$ м³ воздуха при давлении 0,2 МПа и температуре 100 °С. Определить давление и температуру смеси. Теплообмен с окружающей средой отсутствует.

5.2. В двух разобращенных между собой сосудах А и В содержатся следующие газы: в сосуде А – $(50 + n)$ л азота при давлении $p_{N_2} = 2$ МПа и температуре $t_{N_2} = 200$ °С, в сосуде В – $(200 + 2n)$ л углекислого газа при давлении $p_{CO_2} = 0,5$ МПа и температуре $t_{CO_2} = 600$ °С. Определить давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов.

Теплообменом с окружающей средой и зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

5.3. В сосуде А находится $(100 + 2n)$ л водорода при давлении 1,5 МПа и температуре $1200\text{ }^\circ\text{C}$, а в сосуде В – $(50 + 2n)$ л азота при давлении 3 МПа и температуре $200\text{ }^\circ\text{C}$. Найти давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов при условии отсутствия теплообмена с окружающей средой. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

5.4. В газоходе котельной смешиваются уходящие газы трех котлов, имеющие атмосферное давление. Будем считать, что эти газы имеют одинаковый состав (массовый): $\text{CO}_2 = 12\%$, $\text{O}_2 = 8\%$, $\text{H}_2\text{O} = n\%$, $\text{N}_2 = (80 - n)\%$. Часовые расходы газов составляют $V_1 = 7100\text{ м}^3/\text{ч}$; $V_2 = 2600\text{ м}^3/\text{ч}$; $V_3 = 11200\text{ м}^3/\text{ч}$, а температура газов соответственно равна $t_1 = 170\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 220\text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 120\text{ }^\circ\text{C}$. Определить температуру газов после смешения и их объемный расход через дымовую трубу при этой температуре. Теплообменом в окружающую среду и зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

5.5. Уходящие газы из трех паровых котлов при давлении 0,1 МПа смешиваются в сборном газоходе и через дымовую трубу удаляются в атмосферу. Объемный состав уходящих газов из отдельных котлов следующий:

из первого:

$\text{CO}_2 = 10\%$; $\text{O}_2 = 7\%$; $\text{H}_2\text{O} = n\%$; $\text{N}_2 = (83 - n)\%$;

из второго:

$\text{CO}_2 = 12\%$; $\text{O}_2 = 8\%$; $\text{H}_2\text{O} = n\%$; $\text{N}_2 = (80 - n)\%$;

из третьего:

$\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{O}_2 = 10\%$; $\text{H}_2\text{O} = n\%$; $\text{N}_2 = (77 - n)\%$.

Часовые расходы газов составляют $M_1 = 12000\text{ кг/ч}$; $M_2 = 6500\text{ кг/ч}$; $M_3 = 8400\text{ кг/ч}$, а температуры газов соответственно равны $t_1 = 130\text{ }^\circ\text{C}$; $t_2 = 180\text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 150\text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуру уходящих газов после смешения в сборном газоходе и объемный расход. Принять, что киломолярные теплоемкости смешивающихся газов одинаковы.

5.6. В газоходе смешиваются три газовых потока, имеющие одинаковое давление, равное 0,2 МПа. Первый поток представляет собой азот с объемным расходом $V_1 = (8000 + 10n)\text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $200\text{ }^\circ\text{C}$, второй поток – углекислый газ с расходом $V_2 = (7000 + 20n)\text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $500\text{ }^\circ\text{C}$ и третий поток – воздух с расходом $V_3 = (6000 + 20n)$

м³/ч при температуре 800 °С. Найти температуру газов после смешения и их объемный расход в общем газопроводе.

5.7. Продукты сгорания из газохода парового котла в количестве $(300 + 10n)$ кг/ч при температуре 900 °С должны быть охлаждены до 500 °С и направлены в сушильную установку. Газы охлаждаются смешением газового потока с потоком воздуха, имеющего температуру 20 °С. Давление в обоих газовых потоках одинаковые. Определить часовой расход воздуха, если известно, что $R_{газ} = R_{возд}$. Теплоемкость продуктов сгорания принять равной теплоемкости воздуха.

6. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

К основным термодинамическим процессам относят следующие четыре процесса:

изохорный – при постоянном объеме ($v = \text{const}$);

изобарный – при постоянном давлении ($p = \text{const}$);

изотермический – при постоянной температуре ($T = \text{const}$);

адиабатный – без теплообмена с внешней средой ($dq = 0$).

В реальных условиях указанные ограничения практически не выполняются. В связи с этим в технической термодинамике существует понятие **политропного** процесса как общего случая термодинамического процесса. Предполагается, что политропный процесс обратим и теплоемкость рабочего тела (идеального газа) c_n в ходе данного процесса не изменяется.

Уравнение политропного процесса имеет вид

$$pv^n = \text{const}, \quad (6.1)$$

где $n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$ – постоянная величина, называемая показателем политропы.

Политропных процессов существует бесчисленное множество, т. к. $-\infty < c_n < \infty$ и $-\infty < n < \infty$.

Используя уравнение Клапейрона (1.6); формулы для подсчета изменений в процессе идеального газа функций состояния (4.2), (4.7), (4.17); работы (4.19), (4.21); уравнения первого закона термодинамики, можно вывести формулы для расчета характеристик основных процессов. Эти характеристики сведены в таблицу 6.1. При составлении этой таблицы было принято, что количество рабочего тела равно 1 кг, теплоемкость газа постоянна и четыре основных термодинамических процесса являются частными случаями политропного при соответствующих значениях n .

Таблица 6.1

Характеристики основных термодинамических процессов идеального газа

Характеристика процесса	Название процесса		
	Изохорный	Изобарный	Изотермический
Показатель политропы	∞	0	1
Уравнение процесса	$v = \text{const};$ $p/T = \text{const}$	$p = \text{const};$ $v/T = \text{const}$	$T = \text{const};$ $p v = \text{const}$
Теплоемкость, кДж/(кг·К)	c_v	$c_p = c_v + R$	∞
Изменение внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1,$ кДж/кг	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$	0
Изменение энтальпии $\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1,$ кДж/кг	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0
Изменение энтропии $\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1,$ кДж/кг	$c_v \ln T_2/T_1$	$c_p \ln T_2/T_1$	$R \ln v_2/v_1 = R \ln p_1/p_2$

Количество теплоты q_{1-2} , кДж/кг	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$T\Delta s_{1-2} = RT \ln \frac{V_2}{V_1} =$ $= RT \ln \frac{p_1}{p_2}$
Работа изменения объема l_{1-2} , кДж/кг	0	$p(v_2 - v_1) =$ $= R(T_2 - T_1)$	$l_{1-2} = q_{1-2} = RT \ln \frac{V_2}{V_1} =$ $= RT \ln \frac{p_1}{p_2}$
Работа техническая l'_{1-2} , кДж/кг	$-v(p_2 - p_1) =$ $= v(p_1 - p_2) =$ $= R(T_1 - T_2)$	0	$l'_{1-2} = l_{1-2} = q_{1-2} =$ $= RT \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$

Окончание таблицы 6.1

Характеристика процесса	Наименование процесса	
	Адиабатный	Политропный
Показатель политропы	$k = c_p/c_v$	$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$
Уравнение процесса	$pv^k = \text{const}$	$pv^n = \text{const}$
Теплоемкость, кДж/(кг · К)	0	$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}$
Изменение внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$, кДж/кг	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$
Изменение энтальпии $\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1$, кДж/кг	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$
Изменение энтропии $\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1$, кДж/(кг · К)	0	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1}$

<p>Количество теплоты q_{1-2}, кДж/кг</p>	<p>0</p>	$c_n(T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$
<p>Работа изменения объема l_{1-2}, кДж/кг</p>	$l_{1-2} = \Delta u_{1-2} = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) =$ $= \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$\frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) =$ $= \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$
<p>Работа техническая l'_{1-2}, кДж/кг</p>	$l'_{1-2} = -\Delta h_{1-2} = k l_{1-2} =$ $= \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) =$ $= \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$l'_{1-2} = n l_{1-2} =$ $= \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) =$ $= \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$

Изображение четырех основных процессов в диаграммах p, v и T, s дано на рис. 6.1 и 6.2. Что касается политропных процессов, то их изображение зависит от величины n . На рис. 6.1 и 6.2 основные процессы представлены как частные случаи политропного при $n = \pm\infty$; $n = 0$; $n = 1$ и $n = K$.

Бесчисленное множество политропных процессов можно подразделить на группы I – III (см. рис. 6.1, 6.2).

Для группы I ($-\infty < n < 1$) характерно то, что в процессах расширения теплота расходуется как на изменение внутренней энергии рабочего тела, так и на совершение внешней работы; в процессах сжатия, наоборот, теплота выделяется во внешнюю среду как за счет уменьшения внутренней энергии, так и благодаря затрате работы внешних сил.

Процессы группы II ($1 < n < K$) отличаются тем, что работа расширения в них производится как за счет подвода теплоты, так и за счет внутренней энергии; в процессах сжатия затраченная работа превращается частично в теплоту, отводимую во внешнюю среду, и частично в увеличении внутренней энергии рабочего тела.

В процессах группы III ($K < n < +\infty$) при расширении внутренняя энергия расходуется на совершение работы и отводимую в окружающую среду теплоту, при сжатии – наоборот.

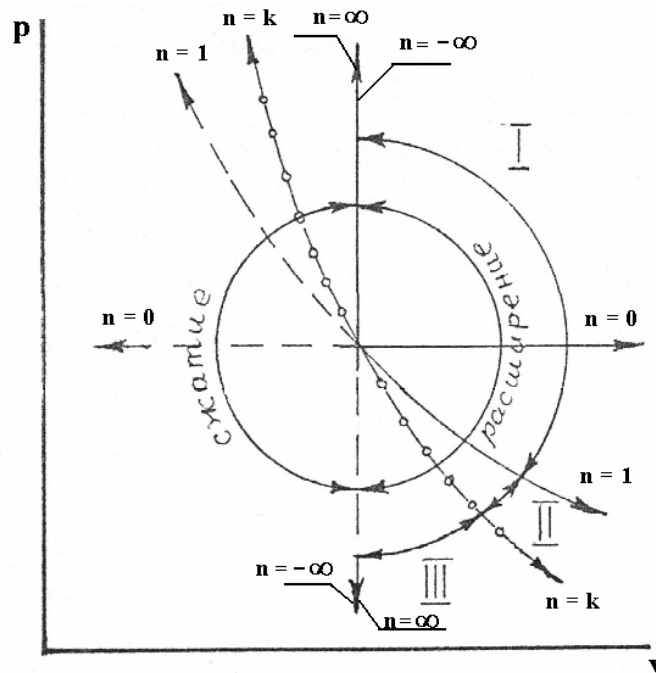


Рис. 6.1. Основные термодинамические процессы в диаграмме p, v :

- — — — — процессы с подводом теплоты;
- - - - - процессы с отводом теплоты;
- процессы без теплообмена

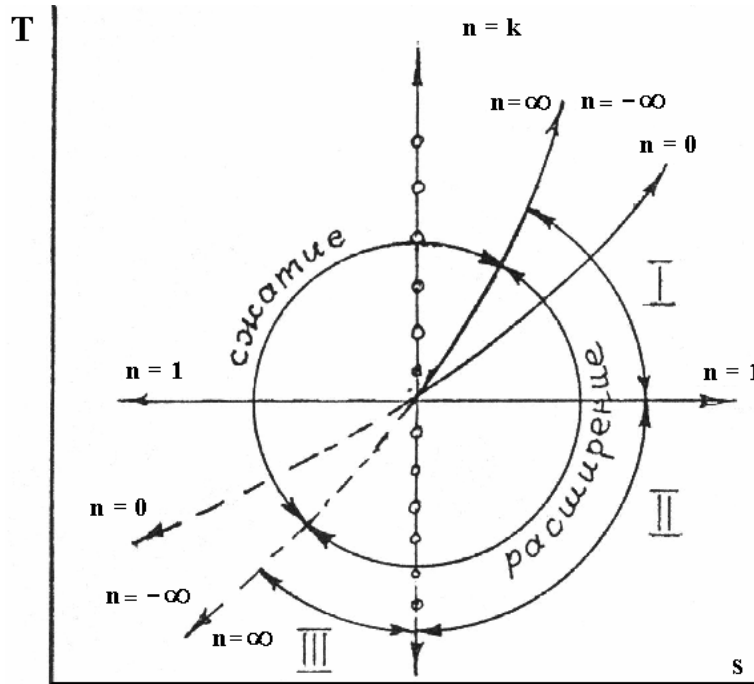


Рис. 6.2. Основные термодинамические процессы в диаграмме T,s:

- — процессы с подводом теплоты;
- - - - - — процессы с отводом теплоты;
- — процессы без теплообмена

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

6.1. В закрытом сосуде емкостью $V = 300$ л содержится 3 кг воздуха при давлении $p_1 = 8$ ат и температуре $t_1 = (20+n)$ °С. Определить давление (ат) и удельный объем после охлаждения воздуха до 0 °С.

6.2. В закрытом сосуде заключен газ при разрежении $(p_1)_в = 6,7$ кПа и температуре $t_1 = (70 + n)$ °С. Показания барометра – 742 мм рт. ст. До какой температуры нужно охладить газ при том же атмосферном давлении, чтобы разрежение стало $(p_2)_в = 13,3$ кПа?

6.3. В закрытом сосуде емкостью $V = 0,6$ м³ содержится азот при давлении (абсолютном) $p_1 = 0,5$ МПа и температуре $t_1 = 20$ °С. В результате охлаждения сосуда азот, содержащийся в нем, теряет $(105 + n)$ кДж. Принимая теплоемкость азота постоянной, определить, какие давление и температура устанавливаются в сосуде после охлаждения.

6.4. Сосуд емкостью 90 л содержит углекислый газ при абсолютном давлении 0,8 МПа и температуре 30 °С. Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить газу при $v = const$, чтобы давление поднялось до $(1,6 + 0,1n)$ МПа. Теплоемкость газа считать постоянной.

6.5. Какое количество теплоты необходимо затратить, чтобы нагреть $(2 + 0,1n)$ м³ воздуха при постоянном избыточном давлении $p = 2$ ат от $t_1 = 120$ °С до $t_2 = (450 + 10n)$ °С? Какую работу при этом совершит воздух? Атмосферное давление принять равным 750 мм рт. ст., учесть зависимость теплоемкости от температуры.

6.6. В установке воздушного отопления внешний воздух при $t_1 = -15$ °С нагревается в калорифере при $p = \text{const}$ до 60 °С. Какое количество теплоты надо затратить для нагревания $(1000 + 10n)$ м³ наружного воздуха? Давление воздуха считать равным 755 мм рт. ст. Теплоемкость воздуха считать постоянной.

6.7. Уходящие газы котельной установки проходят через воздухоподогреватель. Начальная температура газов $t_{г1} = 300$ °С, конечная $t_{г2} = (160 - n)$ °С; расход газов равен $(900 + 10n)$ кг/ч. Начальная температура воздуха составляет $t_{в1} = 15$ °С, а расход его равен $(800 + 10n)$ кг/ч. Определить температуру нагретого воздуха $t_{в2}$, если потери тепла в воздухоподогревателе составляет 4%. Средние теплоемкости (c_{pm}) для газов и воздуха принять соответственно равными 1,0467 и 1,0048 кДж/(кг·К).

6.8. При сжигании в топке парового котла каменного угля объем продуктов сгорания составляет $V_n = 11,025$ м³/кг (объем при нормальных условиях, приходящийся на 1 кг топлива). Анализ продуктов сгорания показывает следующий их объемный состав: $CO_2 = 10\%$; $O_2 = 8\%$; $H_2O = n\%$; $N_2 = (82 - n)\%$. Определить количество теплоты, теряемой с уходящими газами (в расчете на 1 кг топлива), если на выходе из котла температура газов равна 180 °С, а температура окружающей среды 20 °С. Давление продуктов сгорания принять равным атмосферному. Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

6.9. Воздух в количестве $(1 + n)$ кг при температуре $t_1 = 30$ °С и начальном давлении $p_1 = 0,1$ МПа изотермически сжимается до конечного давления $p_2 = (1 + 0,1n)$ МПа. Определить конечный объем, затрачиваемую работу изменения объема и количество теплоты, отводимой от газа.

6.10. Воздух в количестве $(12 + n)$ кг при температуре $t = 27$ °С изотермически сжимается до тех пор, пока давление не становится равным 4 МПа. На сжатие затрачивается работа $L = -(6 + 0,2n)$ МДж. Найти начальное давление и объем, конечный объем и теплоту, отведенную от воздуха.

6.11. Воздух в количестве $0,5$ кг изотермически расширяется от давления $p_1 = 100$ ат до p_2 . Определить давление p_2 в ат, работу изменения объема L_{1-2} и отведенную теплоту Q_{1-2} , если $v_2/v_1 = (5+n)$ и $t_1 = 30$ °С.

6.12. В идеально охлаждаемом компрессоре происходит изотермическое сжатие углекислого газа. В компрессор поступает $(700 + 10n)$ м³/ч газа (приведенного к нормальным условиям) при $p_1 = 0,095$ МПа и $t_1 = 47$ °С. Давление за компрессором $p_2 = 0,8$ МПа. Найти теоретическую мощность приводного двигателя N_0 (кВт) и теоретический расход M_6 охлаждающей компрессор воды (в кг/ч), если она нагревается в системе охлаждения на $\Delta t = 15$ °С.

6.13. Воздух при температуре $t_1 = 20$ °С должен быть охлажден посредством адиабатного расширения до температуры $t_2 = - (30 + n)$ °С. Конечное давление воздуха при этом должно составлять $0,1$ МПа. Определить начальное давление воздуха p_1 и работу расширения l кг воздуха.

6.14. Воздух при температуре $(120 + n)$ °С изотермически сжимается так, что его объем становится равным $0,25$ начального, а затем расширяется по адиабате до начального давления. Определить температуру воздуха в конце адиабатного расширения. Представить процессы расширения и сжатия в диаграммах p, v и T, s .

6.15. При адиабатном расширении 1 кг воздуха ($K = 1,40 = const$) температура его падает на $(100 + n)$ К. Какова полученная в процессе расширения работа и сколько теплоты следовало бы подвести к воздуху, чтобы ту же работу получить в изотермическом процессе?

6.16. Воздух в количестве 1 кг политропно расширяется от 12 до 2 ат, причем объем его увеличился в 4 раза; начальная температура воздуха равна $(120 + 2n)$ °С. Определить показатель политропы, начальный и конечный объемы, конечную температуру и работу расширения.

6.17. При политропном сжатии 1 кг воздуха до объема $v_2 = 0,1v_1$ температура поднялась с 10 до $(90 + n)$ °С. Начальное давление равно $0,8$ бар; $R = 287$ Дж/(кг·К). Определить показатель политропы, конечные параметры газа, работу сжатия и количество отведенной наружу теплоты.

6.18. Воздух в компрессоре сжимается по политропе ($n = 1,25$) от 1 до 8 бар; начальная температура воздуха $(5 + n)$ °С. После сжатия воздух проходит через холодильник, охлаждаемый холодной водой, начальная температура которой $t_1 = 10$ °С, а конечная равна $t_2 = 18$ °С. Определить часовой расход охлаждающей воды, если производительность компрессора 1000 м_н³/ч при нормальных физических условиях, а воздух в холодильнике изобарно охлаждается до 30 °С.

6.19. В воздушном двигателе воздух в количестве l кг расширяется от $p_1 = (10 + 0,5n)$ ат до $p_2 = 1$ ат. Расширение может произойти изотермически, адиабатно и политропно с показателем политропы $n = 1,2$. Сравнить работы расширения и определить конечные параметры воздуха по этим трем процессам; начальная температура воздуха $t_1 = 227^\circ\text{C}$. Представить процессы на диаграмме p, v .

6.20. В процессе политропного расширения воздуху сообщается $(70 + n)$ кДж теплоты. Найти изменение внутренней энергии воздуха и произведенную работу, если объем воздуха увеличился в 10 раз, а давление его уменьшилось в 8 раз.

7. ВОДЯНОЙ ПАР, ТАБЛИЦЫ И ДИАГРАММЫ ВОДЯНОГО ПАРА

Водяной пар широко применяется на тепловых и атомных электростанциях в качестве рабочего тела для паротурбинных установок. Кроме того, вода и водяной пар являются самыми распространенными теплоносителями в теплообменных аппаратах, в энергетических и технологических системах, а также в системах теплоснабжения и отопления.

Для анализа процессов изменения состояния воды и водяного пара обычно используют диаграммы p, v и T, s , а для расчета процессов – диаграмму h, s и таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара.

Водяной пар для промышленных целей получают в **парогенераторах** (паровых котлах) различного типа, общим для которых является то, что процесс получения пара является **изобарным**. Температура кипения воды и образующегося из нее пара является при этом **постоянной**, она зависит только от давления парогенератора и называется температурой **насыщения** t_n .

Пар, температура которого равна температуре насыщения, называется **насыщенным** (пар находится в **термодинамическом равновесии** с кипящей жидкостью). Насыщенный пар, не содержащий примеси жидкости, называют **сухим** насыщенным паром. Смесь сухого насыщенного пара и кипящей жидкости называется **влажным** насыщенным паром. Массовая доля сухого насыщенного пара в этой смеси называется **степенью сухости** и обозначается x . Для сухого насыщенного пара $x = 1$, для кипящей жидкости $x = 0$, для влажного насыщенного пара $0 < x < 1$.

Под **теплотой парообразования** r понимают количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг кипящей жидкости при постоянном давлении (следовательно, и при постоянной температуре) в сухой насыщенный пар.

Уравнение состояния для реальных газов, в том числе и для водяного пара, является сложным и, вследствие этого, неудобным для практических расчетов. Поэтому для расчетов широкое применение нашли таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара [6], при составлении которых наряду с уравнением состояния и аналитическими выражениями для энтропии и энтальпии использовались также и экспериментальные данные.

Обычно существуют три вида таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара. В таблицах *первого* вида (табл. 7.1) приводятся термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии *насыщения* как функции *температуры* (по температурам), а в таблицах *второго* вида (табл. 7.2) те же самые свойства даются как функции *давления* (по давлениям).

Использование таблиц первого или второго вида определяется в зависимости от того, что задано: температура или давление насыщенного пара. В таблицах *третьего* вида (табл. 7.3) приводятся термодинамические свойства (v , h , s) воды и *перегретого пара* в зависимости от давления и температуры. Кроме того, для удобства в верхней части таблиц перегретого пара даются некоторые сведения из таблиц насыщенного пара.

Во всех трех видах таблиц водяного пара используется *абсолютное* давление.

В таблицах 7.1 и 7.2 параметры кипящей жидкости – удельный объем, энтальпия, энтропия – обозначены, соответственно, v' , h' , s' , а параметры сухого насыщенного пара – v'' , h'' , s'' . Параметры влажного насыщенного пара обычно обозначают v_x , h_x и s_x и определяют по следующим формулам как для смеси кипящей воды и сухого пара:

$$v_x = v''x + v'(1 - x), \quad (7.1)$$

$$h_x = h''x + h'(1 - x), \quad (7.2)$$

$$s_x = s''x + s'(1 - x) = s' + (s'' - s')x. \quad (7.3)$$

Параметры перегретого пара обозначают без каких-либо штрихов и индексов, т. е. v , h и s .

Таблица 7.1

**Термодинамические свойства воды и водяного пара
в состоянии насыщения (по температурам)**

t_H	T_H	P	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
$^{\circ}C$	К	Па	m^3/kg	m^3/kg	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
0,01	273,16	611,2	0,00100	206,18	0,000614	2501,0	2501,0	0,0000	9,1562
30	303,15	4241,7	0,001004	32,93	125,66	2555,9	2430,2	0,4365	8,4537
100	373,15	$10,13 \cdot 10^5$	0,00104	1,6738	419,06	2676,3	2257,2	1,3069	7,3564
374	647,15	$2,21 \cdot 10^7$	0,002834	0,003482	2039,2	2150,7	111,5	4,3374	4,5096

Таблица 7.2

**Термодинамические свойства воды и водяного пара
в состоянии насыщения (по давлению)**

Па	p	t _н	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
1000	0,01	6,982	0,0010	129,208	29,33	2513,8	2484,5	0,1060	8,9756
5000	0,05	32,9	0,001005	28,196	137,77	2561,2	2423,2	0,4762	8,3952
1·10 ⁵	1	99,63	0,001043	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
10·10 ⁵	10	179,88	0,001127	0,19430	762,6	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847
2,21·10 ⁷	2,21·10 ²	374,06	0,002864	0,003461	2045,0	2147,6	102,6	4,3463	4,5048

Параметры критического состояния:

P_к = 221,5 бар; t_к = 374,12 °C; v_к = 0,003147 м³/кг;

S_к = 4,4237 кДж/(кг·К); h_к = 2095,2 кДж/кг.

Таблица 7.3

Термодинамические свойства воды и водяного пара

t, C°	P = 4,9 МПа			P = 5,0 МПа			
	t _н = 262,66 °C			t _н = 263,92 °C			
	v' = 0,0012825; v'' = 0,04026; h' = 1148,3; h'' = 2793,6; s' = 2,9033; s'' = 5,9801			v' = 0,0012858; v'' = 0,03941; h' = 1154,6; h'' = 2792,8; s' = 2,9209; s'' = 5,9712			
	v	h	s	v	h	s	
	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	
0	0,0009978	5,0	0,0002	0,0009977	5,1	0,0002	Вода
10	0,0009980	46,8	0,1506	0,0009979	46,9	0,1505	
---	---	---	---	---	---	---	
100	0,0010412	422,7	1,3031	0,0010412	422,7	1,3030	
---	---	---	---	---	---	---	
150	0,0010877	634,9	1,8367	0,0010877	635,0	1,8366	
---	---	---	---	---	---	---	
250	0,0012496	1085,8	2,7914	0,0012494	1085,8	2,7911	
260	0,0012752	1135,0	2,8845	0,0012750	1135,0	2,8842	
---	---	---	---	---	---	---	
270	0,04162	2824,0	6,0363	0,04053	2818,4	6,0184	
280	0,04333	2861,8	6,1053	0,04224	2857,0	6,0889	
---	---	---	---	---	---	---	
400	0,05907	3198,7	6,6600	0,05780	3196,9	6,6486	
---	---	---	---	---	---	---	
500	0,06998	3434,9	6,9873	0,06853	3433,8	6,9768	
---	---	---	---	---	---	---	
600	0,08028	3666,2	7,2686	0,07864	3665,4	7,2586	
---	---	---	---	---	---	---	
800	0,10014	4135,6	7,7524	0,09812	4135,2	7,7427	

Поскольку водяной пар получают в изобарном процессе, то количество теплоты, подводимой к рабочему телу, можно подсчитать как разность энтальпий в конце и начале процесса. Это очень удобно, т. к. позволяет обойтись без теплоемкости, которая в данном случае (реальный газ) зависит не только от температуры, но и от давления.

Теплота парообразования, учитывая сказанное, равна

$$r = h'' - h' \quad (7.4)$$

Учитывая последнее, можно преобразовать выражения (7.2) и (7.3):

$$h_x = h' + r \cdot x, \quad (7.5)$$

$$s_x = s' + r \cdot x / T_n \quad (7.6)$$

Теплота q_p , затраченная на перегрев 1 кг пара, равна

$$q_p = h - h'', \quad (7.7)$$

где h – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, h'' – энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг.

Внутренняя энергия пара находится через его энтальпию из выражения (4.5)

$$u = h - pv. \quad (7.8)$$

При использовании этой формулы необходимо иметь в виду, что если h – в кДж/кг, v – в м³/кг, то давление p нужно подставлять в кПа. В этом случае внутреннюю энергию получим в кДж/кг.

На рис. 7.1 и 7.2 представлены диаграммы p, v , T, s и h, s водяного пара. На этих диаграммах показаны нижняя пограничная кривая ($x = 0$) или линия кипящей жидкости и верхняя пограничная кривая ($x = 1$) или линия сухого насыщенного пара. Пограничные кривые соединяются в критической точке K , обозначающей критическое состояние воды, когда нет различия между кипящей жидкостью и сухим паром. Параметры критического состояния воды даны в конце таблицы 7.2. Пограничные линии делят диаграммы на области капельной жидкости (воды), влажного насыщенного пара и перегретого пара. Область перегретого пара отделяется от области воды изохорой v_k . В области влажного пара изобары и изотермы совпадают. Диаграмма h, s (рис. 7.3) удобнее для выполнения расчетов, чем диаграмма T, s (рис. 7.2), т. к. количество теплоты выражается длиной отрезка (z, q_p), а не площадью. Для практических расчетов обычно выделяют рабочую область диаграммы h, s (выше и правее точки K , см. рис. 7.3) и выполняют ее в большем масштабе. Для любой точки в диаграмме h, s можно определить p, v, t, h и s (для влажного пара x). Внутреннюю энергию определяют для любой точки по формуле (7.8).

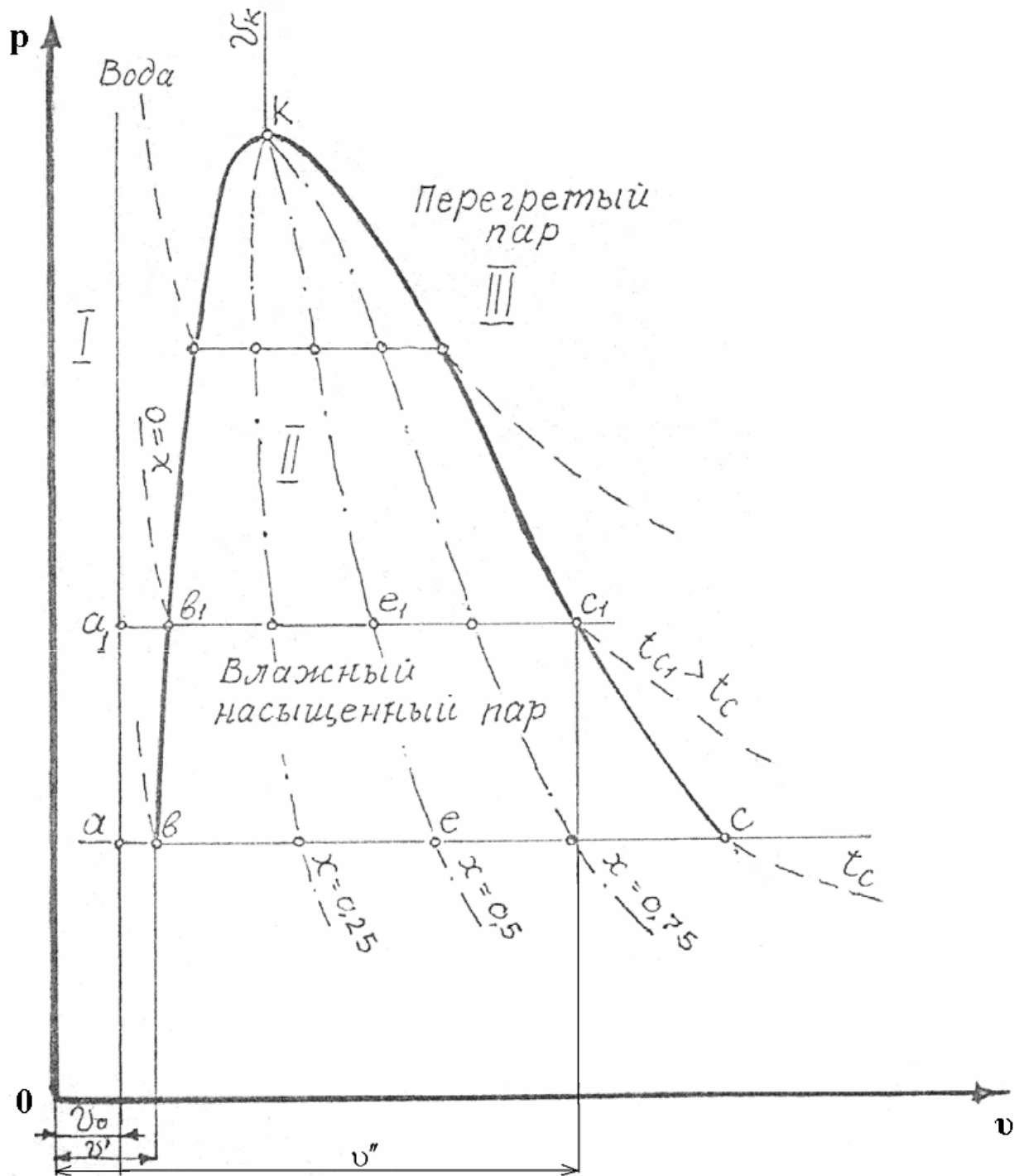


Рис. 7.1. Диаграмма p, v водяного пара:

- - изотермы,
- · — - линии $x = \text{const}$

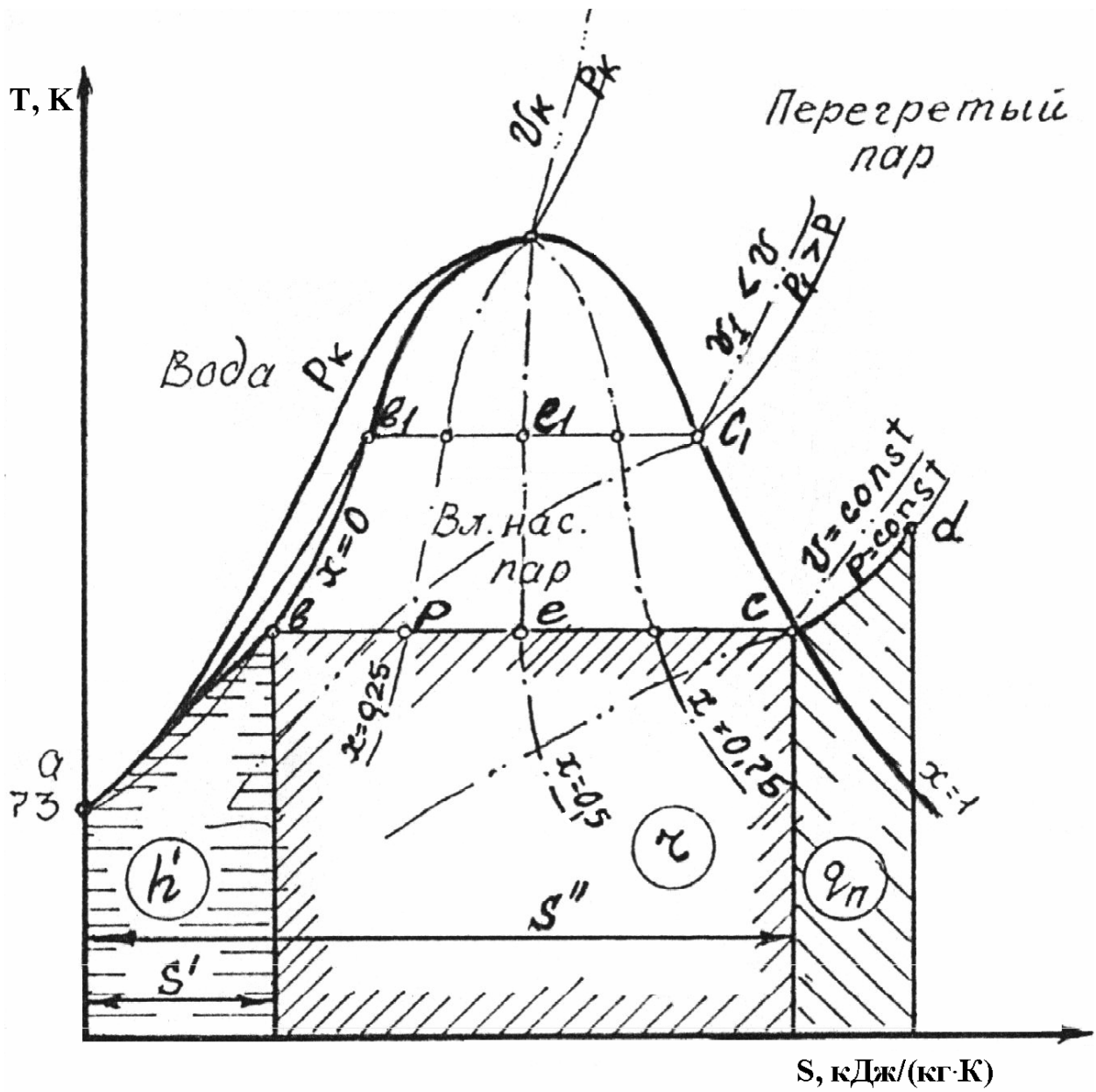


Рис. 7.2. Диаграмма T, s водяного пара:

- — — — — изобары;
- - - - - изохоры;
- □ — — — — — линии $x = \text{const}$

ЗАДАЧИ
(n – номер варианта)

7.1. Определить с помощью таблиц водяного пара [6] энтальпию, удельный объем, энтропию и внутреннюю энергию пара, если дано:
 $p = (0,5 + n)$ МПа, $x = 0,9$.

7.2. Определить с помощью таблиц водяного пара [6] энтальпию, удельный объем, энтропию и внутреннюю энергию пара, если дано:
 $t = (5 + 5n)$ °С, $x = 0,7$.

7.3. Найти давление, удельный объем и плотность воды, если она находится в состоянии кипения и температура ее равна $(200 + 2n)$ °С. Использовать таблицы [6].

7.4. На паропроводе насыщенного пара установлен термометр, показывающий $t = (170 + 2n)$ °С. С помощью таблиц водяного пара [6] определить, каково было бы показание манометра на этом паропроводе. Атмосферное давление принять равным 1 ат.

7.5. При постоянном давлении $p = 1,0$ МПа смешиваются две порции водяного пара. Масса пара первой порции $M_1 = (200 - n)$ кг, его степень сухости $x_1 = 0,85$. Масса пара второй порции $M_2 = (80 + 5n)$ кг, степень сухости $x_2 = 0,10$. Определить степень сухости пара в образовавшейся смеси и его полную энтальпию H (кДж). Для решения использовать таблицы водяного пара [6].

7.6. В сосуде находится влажный насыщенный пар. Его масса $M = (100 + 2n)$ кг и параметры $t_1 = 220$ °С, $x_1 = 0,64$. В сосуде отсепарировано и удалено 20 кг воды, причем давление все время поддерживалось постоянным. Определить параметры p, v, h, s оставшегося в сосуде пара, использовать для решения таблицы водяного пара [6].

7.7. В барабане котельного агрегата находится кипящая вода и над ней водяной пар под давлением $p = 9$ МПа (давление абсолютное). Масса воды $M = (5000 - 10n)$ кг. Объем барабана $V = 8\text{ м}^3$. Какова масса пара, находящегося над зеркалом испарения, если пар считать сухим насыщенным? Использовать для решения диаграмму h, s водяного пара [6].

7.8. Определить параметры t, v, h, s и u влажного насыщенного пара, если его давление (абсолютное) $p = (0,2 + 0,1n)$ бар, а степень сухости $x = 0,95$. Задачу решить с помощью диаграммы h, s водяного пара [6].

7.9. Определить с помощью диаграммы h, s водяного пара объем резервуара, заполненного влажным паром со степенью сухости $x = 0,9$, если масса пара $M = (160 - 2n)$ кг, а температура в резервуаре $t = 120$ °С.

7.10. При помощи диаграммы h,s водяного пара определить теплоту парообразования r при абсолютном давлении $p = (1 + n)$ МПа. При решении использовать также формулы (7.2) и (7.4).

7.11. По трубопроводу течет водяной пар при давлении $p = 20$ бар и степени сухости $x = 0,96 - 0,002n$ со скоростью $W = 10$ м/с. Расход пара $M = 5000$ кг/ч. Определить внутренний диаметр трубы. Использовать таблицы водяного пара [6].

7.12. С помощью таблиц водяного пара [6] определить состояние водяного пара при $p = 15$ бар, если на его получение из воды с температурой 0 °С было затрачено $(2400 - 10n)$ кДж/кг теплоты.

7.13. В закрытом сосуде объемом 10 м³ находится влажный насыщенный водяной пар с абсолютным давлением $p = 1,8$ МПа. В объеме пара содержится $(50 - n)$ кг жидкости. Определить массу паровой фазы в сосуде и степень сухости пара.

7.14. Определить расход тепла в пароперегревателе котельного агрегата на 1 кг пара, если параметры при входе $p = 80$ бар и $x_1 = 0,95 + 0,001n$; при выходе $t = 500$ °С. Задачу решить с помощью таблиц водяного пара [6].

8. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА

Задачи, связанные с термодинамическими процессами водяного пара, можно решать как с помощью **таблиц** воды и водяного пара, так и с помощью **диаграммы h,s** . В этих задачах обычно определяются начальные и конечные параметры пара, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии, степень сухости, работа и количество теплоты, участвующей в процессе.

При использовании таблиц результат получается более **точным**, а расчет по h,s – диаграмме является более **простым** и **наглядным**.

Из таблиц при решении задач берутся все необходимые исходные данные, а также параметры пара в конечном состоянии с учетом вида процесса ($v = \text{const}$, $p = \text{const}$ и т. д.). Параметры влажного пара вычисляются по заданной (или определенной) степени сухости с использованием формул (7.1), (7.2), (7.3), (7.5) и (7.6); внутреннюю энергию определяют по выражению (7.8) для пара любого вида.

Графический метод расчета по h,s – диаграмме пригоден для всех процессов как в области насыщенных, так и перегретых паров. Этот метод состоит в следующем. По заданным параметрам определяется точка, соответствующая начальному состоянию. Затем проводится линия процесса и определяется конечная точка и параметры пара в ней. И,

наконец, вычисляются изменения функций состояния u , h и s в данном процессе, а также q , l и l' с использованием уравнений первого закона термодинамики (4.22) и (4.25).

Изображение основных термодинамических процессов водяного пара в диаграмме h,s приведено на рис. 8.1. для двух случаев: начальная точка в области влажного пара (т. 1) и в области перегретого пара (т. 1').

Формулы для определения основных характеристик процессов сведены в таблицу 8.1. Если сравнить эту таблицу с таблицей 6.1, то видно различие между термодинамическими процессами идеального и реального газа.

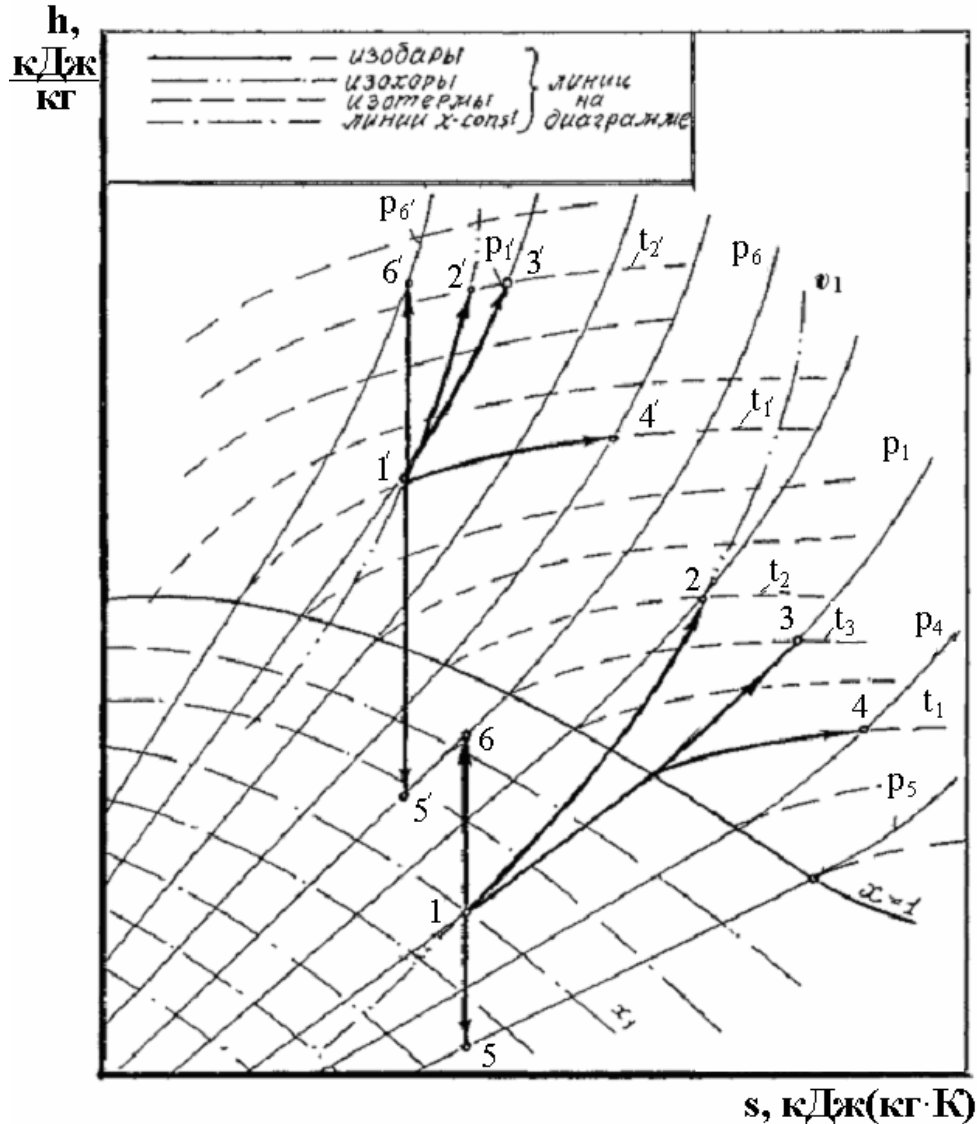


Рис. 8.1. Изображение основных термодинамических процессов водяного пара в диаграмме h,s :

- | | | |
|--|------------------|---|
| изохорные процессы: 1-2, 1'-2'
изобарные процессы: 1-3, 1'-3'
изотермические процессы: 1-4, 1'-4'
адиабатные процессы | {
{
{
{ | $ds > 0$, подвод теплоты
- расширение
- сжатие |
|--|------------------|---|

Таблица 8.1

Основные характеристики процессов водяного пара

Характеристика процесса	Наименование процесса			
	Изохорный $v = \text{const}$	Изобарный $p = \text{const}$	Изотермический $t = \text{const}$	Адиабатный $dq = 0$
Δu , кДж/кг	$u_2 - u_1$			
Δh , кДж/кг	$h_2 - h_1$			
Δs , кДж/(кг·К)	$s_2 - s_1$			0
q_{1-2} , кДж/кг	Δu_{1-2}	Δh_{1-2}	$T_1 \Delta s_{1-2}$	0
l_{1-2} , кДж/кг	0	$p_1(v_2 - v_1) =$ $= q_{1-2} - \Delta u_{1-2}$	$q_{1-2} - \Delta u_{1-2}$	$-\Delta u_{1-2}$
l'_{1-2} , кДж/кг	$-v_1(p_2 - p_1) =$ $= q_{1-2} - \Delta h_{1-2}$	0	$q_{1-2} - \Delta h_{1-2}$	$-\Delta h_{1-2}$

ЗАДАЧИ**(n – номер варианта)**

8.1. Определить с помощью таблиц водяного пара [6] конечное давление, степень сухости и количество отведенной теплоты, если в закрытом сосуде объемом 3 м^3 сухой насыщенный водяной пар охлаждается от начальной температуры $t_1 = 210^\circ\text{C}$ до конечной $t_2 = (60 + n)^\circ\text{C}$.

8.2. Водяной пар при давлении $p_1 = 25$ бар и степени сухости $x = 0,85 + 0,001n$ нагревается при постоянном давлении до $(300 + 5n)^\circ\text{C}$. С помощью таблиц водяного пара [6] определить теплоту процесса, работу расширения и изменение внутренней энергии (в расчете на 1 кг пара). Изобразить процесс в диаграммах h,s и p,v .

8.3. Определить количество теплоты, сообщаемое пару, изменение внутренней энергии и работу расширения, если пар с температурой $t = 300^\circ\text{C}$ расширяется по изотерме от давления $p_1 = 50$ бар до $p_2 = (1 + 0,5n)$ бар.

Задачу решить для 1 кг пара с помощью таблиц водяного пара [6]. Изобразить процесс в диаграммах h,s и T,s .

8.4. Определить характеристики Δh , Δu , Δs изобарного процесса водяного пара с помощью таблиц водяного пара [6] и, для сравнения, по формулам идеального газа. В начальной точке 1 процесса $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 300$ °С, в конечной точке 2 дана температура $t_2 = (350 + 10n)$ °С. При решении использовать следующие зависимости для водяного пара [4]:

$$c_{vm0} = 1,372 + 0,00031111 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{pm0} = 1,833 + 0,00031111 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Изобразить процесс в диаграммах h,s и T,s .

8.5. Влажный насыщенный водяной пар с параметрами $p_1 = 0,1n$ МПа и $x_1 = 0,8$ нагревается при постоянном давлении до состояния сухого насыщенного пара. Определить количество теплоты и другие характеристики процесса в расчете на 1 кг пара. Барометрическое давление $p_{бар}$ принять равным 750 мм рт. ст. Задачу решить двумя способами: с помощью диаграммы h,s и с помощью таблиц водяного пара [6].

При решении задачи заполнить таблицы 8.2 и 8.3.

Таблица 8.2

Параметры в начальной и конечной точках процесса (задача 8.5)

№ вар.	p_{1a} , МПа	t_1 , °С	T_1 , К	h_1 , кДж/кг	v_1 , м ³ /кг	s_1 , кДж/(кг·К)	u_1 , кДж/кг	h_2 , кДж/кг	v_2 , м ³ /кг	s_2 , кДж/(кг·К)	u_2 , кДж/кг	прим.
												диаг р.
												табл.

Таблица 8.3

Основные характеристики процесса 1 – 2 (задача 8.5)

№ вар.	h_{1-2} , кДж/кг	Δu_{1-2} , кДж/кг	Δs_{1-2} , кДж/(кг·К)	q_{1-2} , кДж/кг	l_{1-2} , кДж/кг	l'_{1-2} , кДж/кг	$T_1 \cdot \Delta s_{1-2}$, кДж/кг	$q_{1-2} - \Delta u_{1-2} - l_{1-2}$, кДж/кг	прим.
									диаг р.
									табл.

Определить погрешность определения характеристик процесса по диаграмме h,s , сравнивая с величинами, найденными с помощью таблиц водяного пара:

8.8. Энтальпия влажного насыщенного пара при давлении $p_1 = 1,4$ МПа составляет $h_x = 2600$ кДж/кг. Как изменится его состояние, если к 1 кг пара будет подведено $(40 + 2n)$ кДж/кг теплоты при постоянном давлении? Задачу решить с помощью таблиц водяного пара [6].

8.9. Из барабана парового котла поступает в пароперегреватель $(2500 + 10n)$ кг/ч пара при $p = 1,4$ МПа и $x = 0,98$. Температура пара после пароперегревателя равна $(300 + n)$ °С. Найти с помощью таблиц водяного пара количество теплоты, которое пар получает в пароперегревателе за 1 час и отношение диаметров паропроводов до и после пароперегревателя, считая скорости пара в них одинаковыми. Изобразить процесс перегрева пара в диаграммах h,s , p,v и T,s .

8.10. ТЭЦ отдает на производственные нужды предприятию $D_{np} = (20 \cdot 10^3 + n \cdot 10^2)$ кг/ч пара при $p = 0,7$ МПа и $x = 0,95$. Предприятие возвращает конденсат в количестве 60 % D_{np} при температуре $t_{возвр} = 70$ °С. Потери конденсата покрываются химически очищенной водой, имеющей температуру $t_{хим} = 90$ °С. Сколько кг топлива в час нужно было бы сжечь в топке парогенератора, работающего с КПД $\eta_{np} = 0,80$, если бы этот парогенератор специально вырабатывал пар для нужд предприятия и если теплота сгорания топлива $Q_n^p = 7165$ ккал/кг?

8.11. Водяной пар с начальным давлением $p_1 = 10$ МПа и степенью сухости $x_0 = 0,95$ поступает в пароперегреватель парового котла, где его температура увеличивается на $\Delta t = (150 + 5n)$ °С. После пароперегревателя пар изоэнтропно расширяется в турбине до давления $p_2 = 4$ кПа. Определить (по h,s – диаграмме) количество теплоты (на 1 кг пара), подведенное в пароперегревателе, и степень сухости в конце расширения. Построить процессы 0-1 и 1-2 в диаграмме h,s .

9. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Воздух, не содержащий водяного пара, называется *сухим*; если же в его состав входит водяной пар, то воздух называется *влажным*. Таким

образом, влажный воздух можно рассматривать как смесь сухого воздуха и водяного пара.

Влажный воздух обычно рассматривают при атмосферном давлении (сушильные установки, вентиляционные системы, установки кондиционирования воздуха и т. д.), поэтому водяной пар, содержащийся в нем, можно с достаточной точностью считать *идеальным газом*. В таком случае к влажному воздуху можно применить закон Дальтона, т. е. давление p влажного воздуха равно

$$p = p_v + p_n, \quad (9.1)$$

где p_v и p_n – соответственно, парциальные давления сухого воздуха и водяного пара в смеси.

Абсолютной влажностью воздуха называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха или (что то же самое) плотность пара ρ_n при его парциальном давлении p_n и температуре воздуха t .

Рассмотрим различные состояния пара во влажном воздухе с помощью диаграммы p, v (рис. 9.1).

Пусть состояние пара соответствует т. 1. В этом случае температура влажного воздуха (и температура пара, равная ей) t_1 меньше, чем $t_{\text{нр}}$ – температура насыщения при давлении p , а парциальное давление пара в воздухе p_n меньше, чем давление насыщения p_n при температуре t_1 . Очевидно, что водяной пар, входящий во влажный воздух, будет в данном случае перегретым. Абсолютная влажность воздуха ρ_n при этом равна $1/v_n$, где v_n – удельный объем пара, показанный на диаграмме.

Влажный воздух, содержащий перегретый водяной пар, называют *ненасыщенным*, потому что его абсолютная влажность может быть и больше, чем ρ_n . Действительно, перемещая т. 1 вверх по изотерме t_1 можно уменьшать v_n и, следовательно, увеличивать ρ_n .

Максимально возможное содержание водяного пара в воздухе при температуре t_1 будет в том случае, когда парциальное давление пара p_n станет равным p_n (точка 2, рис. 9.1). В этом случае абсолютная влажность воздуха будет равна плотности сухого насыщенного пара при давлении p_n и температуре t_1 , т. е. $\rho'' = 1/v''$. Такой влажный воздух называют *насыщенным*, он представляет собой смесь воздуха и сухого насыщенного пара.

Как видно из диаграммы, с повышением температуры насыщенного влажного воздуха парциальное давление пара в нем p_n возрастает (перемещение т. 2 по линии $x = 1$ вверх) и при $t = t_{\text{нр}}$ давление p_n достигнет p . Этот случай (т. 3) интересен тем, что смесь будет представлять собой лишь сухой насыщенный пар, воздух в смеси отсутствует ($p_v = 0$), плотность равна ρ'' при параметрах p и $t_{\text{нр}}$.

Далее, если влажный воздух имеет температуру $t_2 > t_{\text{нр}}$ (т. 4), то пар в таком воздухе всегда перегрет и состояние насыщения не достигается даже в том случае, когда смесь будет состоять из одного лишь пара. Очевидно, что максимальное содержание пара во влажном воздухе будет характеризоваться при t_2 точкой 5. Абсолютная влажность воздуха равна в этом случае плотности перегретого пара при давлении p и температуре t_2 .

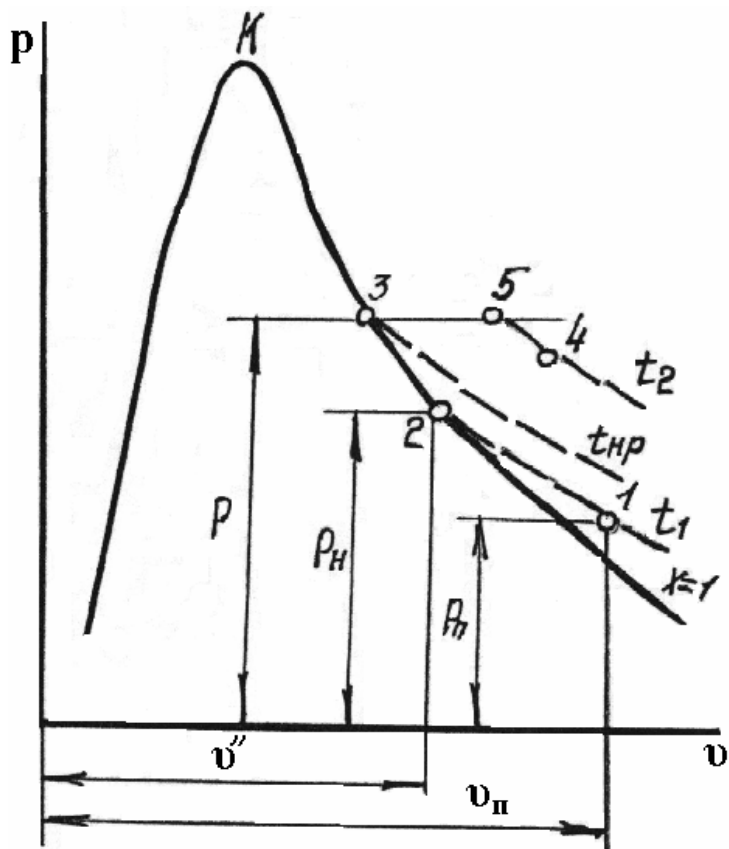


Рис. 9.1. Диаграмма p, v водяного пара во влажном воздухе:
 ----- — изотермы

Отношение действительного содержания водяного пара в 1 м^3 влажного воздуха к максимально возможному содержанию его в том же объеме влажного воздуха при данной температуре называется **относительной влажностью воздуха** и обозначается φ . Часто φ выражают в процентах, т. е.

$$\varphi = \frac{c_{\text{п}}}{c_{\text{макс}}} 100\% . \quad (9.2)$$

При $t \leq t_{\text{нр}}$ величина $\rho_{\text{макс}}$ представляет собой плотность сухого насыщенного пара при данной температуре, т. е. ρ'' , а при $t > t_{\text{нр}}$ — плотность перегретого пара при данной температуре t и давлении смеси p .

Как уже говорилось выше, пар во влажном воздухе считают идеальным газом. Поэтому пар подчиняется основным газовым законам и, в том числе, закону Бойля-Мариотта: $\frac{x_1}{x_2} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{c_2}{c_1}$.

Следовательно, при $t \leq t_{\text{нр}}$

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho''} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}}, \quad (9.3)$$

а при $t > t_{\text{нр}}$

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{макс}}} = \frac{p_{\text{п}}}{p}, \quad (9.4)$$

где p – суммарное давление влажного воздуха (9.1).

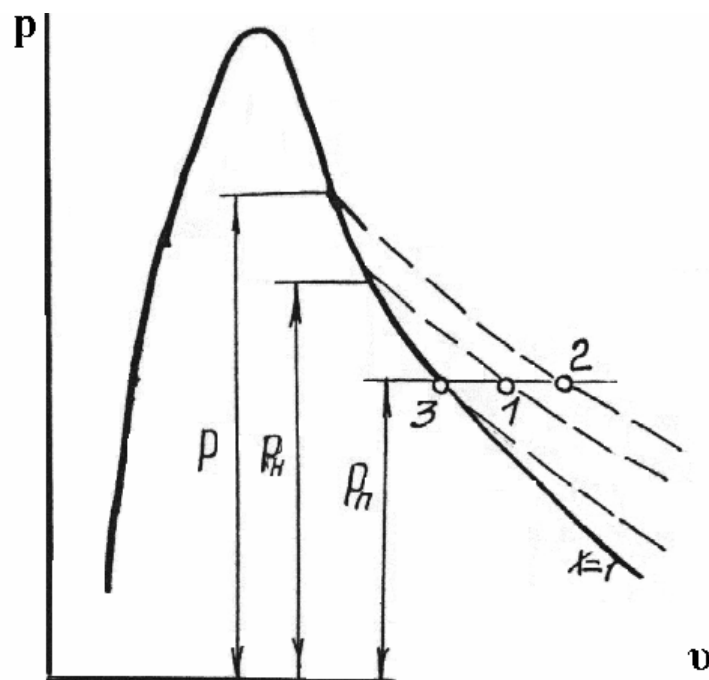


Рис. 9.2. Процесс нагревания и охлаждения ненасыщенного влажного воздуха в диаграмме p, v

Если ненасыщенный воздух, состояние пара в котором определяется точкой 1 (рис. 9.2), нагревать при постоянном давлении, то давление насыщения будет увеличиваться, а поскольку парциальное давление пара $p_{\text{п}}$ остается неизменным, относительная влажность $\varphi = p_{\text{п}} / p_{\text{н}}$ уменьшаться до тех пор, пока температура воздуха не достигнет $t_{\text{нр}}$ (т. 2), а давление насыщения $p_{\text{н}}$ не станет равным p .

Наоборот, если этот воздух (т. 1) охлаждать при постоянном давлении, то $p_{\text{н}}$ будет уменьшаться, а относительная влажность φ – соответственно

расти. При значении $p_n = p_n$ получим $\phi = 1$ (т. 3), т. е. воздух станет насыщенным. Дальнейшее охлаждение приведет к конденсации пара и влага будет выделяться из смеси в виде росы. Температура, при которой влажность равна единице ($\phi = 1$), называется **температурой точки росы** и обозначается t_p . Чем выше парциальное давление пара p_n , тем выше температура t_p .

Состав влажного воздуха можно задать объемными долями сухого воздуха водяного пара:

$$r_v = p_v/p; \quad r_n = p_n/p. \quad (9.5), (9.6)$$

Тогда средняя молекулярная масса влажного воздуха составит:

$$\begin{aligned} m &= m_v r_v + m_n r_n = 28,97 \frac{p_v}{p} + 18,02 \frac{p_n}{p} = \\ &= 28,97 \left(\frac{p - p_n}{p} \right) + 18,02 \frac{p_n}{p} = 28,97 - \frac{p_n}{p} (28,97 - 18,02), \\ \mu &= 28,97 - 10,95 \frac{p_n}{p}. \end{aligned} \quad (9.7)$$

Величина газовой постоянной для влажного воздуха на основании равенства (1.8) определяется по формуле

$$R = \frac{8314}{28,97 - 10,95 p_n/p}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (9.8)$$

Одной из основных характеристик влажного воздуха является его **влажностное содержание d** , представляющее собой количество **влаги (пара)** в граммах, приходящееся на 1 кг **сухого воздуха** в смеси, т. е.

$$d = \frac{M_n \cdot 10^3}{M_v} = \frac{\rho_n \cdot 10^3}{\rho_v}.$$

Используя уравнение Клапейрона, можно получить

$$d = 622 \frac{p_n}{p - p_n}, \quad \frac{\text{г}}{\text{кг}}. \quad (9.9)$$

Влажностное содержание определяет массовый состав влажного воздуха как смеси, массовые доли воздуха и пара соответственно равны:

$$g_v = \frac{1}{1 + d}; \quad g_n = \frac{d}{1 + d}. \quad (9.10), (9.11)$$

В выражениях (9.10), (9.11) d подставляется в кг/кг.

Газовая постоянная влажного воздуха с учетом (9.10) и (9.11) может быть вычислена по формулам

$$R = g_B R_B + g_P R_P,$$

$$R = \frac{1}{1+d} R_B + \frac{d}{1+d} R_P. \quad (9.12)$$

Влагосодержание является весьма удобной для расчетов характеристикой влажного воздуха, т. к. в процессах влажного воздуха количество сухого воздуха остается неизменным, а меняется количество водяного пара. Поэтому расчеты целесообразно проводить применительно к 1 кг сухого воздуха.

Энтальпию влажного воздуха H , так же как и влагосодержание, принято относить к 1 кг сухого воздуха, т. е. к $(1 + d)$ кг влажного воздуха. Поэтому

$$H = h_B + h_P \cdot d \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}, \quad (9.13)$$

где h_B – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг;

h_P – энтальпия пара, кДж/кг;

d – влагосодержание влажного воздуха, г/кг.

Энтальпия h_B сухого воздуха как идеального газа равна $c_{pB} t$. Поскольку изобарная теплоемкость сухого воздуха c_{pB} близка к 1 кДж/кг·К, то h_B численно равна температуре t , °С. Энтальпия h_P водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, с достаточной точностью определяется по формуле [10]

$$h_P = 2490 + 1,97t, \text{ кДж/кг}. \quad (9.14)$$

Учитывая сказанное относительно h_B и h_P , выражение (9.13) можно теперь записать в виде

$$H = t + d \cdot (2490 + 1,97 \cdot t) \cdot 10^{-3}. \quad (9.15)$$

Параметры влажного воздуха, легко определяются графическим путем при помощи **H, d – диаграммы** влажного воздуха, предложенной в 1918 г. Л.К. Рамзиным (рис. 9.3). В ней по оси абсцисс откладывается влагосодержание влажного воздуха d в г/кг, а по оси ординат – энтальпия H в кДж/кг. И то, и другое отнесено к 1 кг сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе.

Для удобства расположения линий на диаграмме координатные оси проведены под углом 135° и значения d снесены на горизонталь. На диаграмме H, d нанесены линии $t = \text{const}$, $\varphi = \text{const}$ и представлена в графической форме зависимость $p_P = f(d)$, причем значения парциального, давления p_P (мм рт. ст.) отложены справа на оси ординат.

Кривая $\varphi = 100\%$ на диаграмме N, d является своего рода пограничной линией, кривой насыщения. Вся область диаграммы над этой кривой соответствует влажному ненасыщенному воздуху (для различных значений φ). Область, лежащая под кривой $\varphi = 100\%$, характеризует состояние воздуха, насыщенного водяным паром.

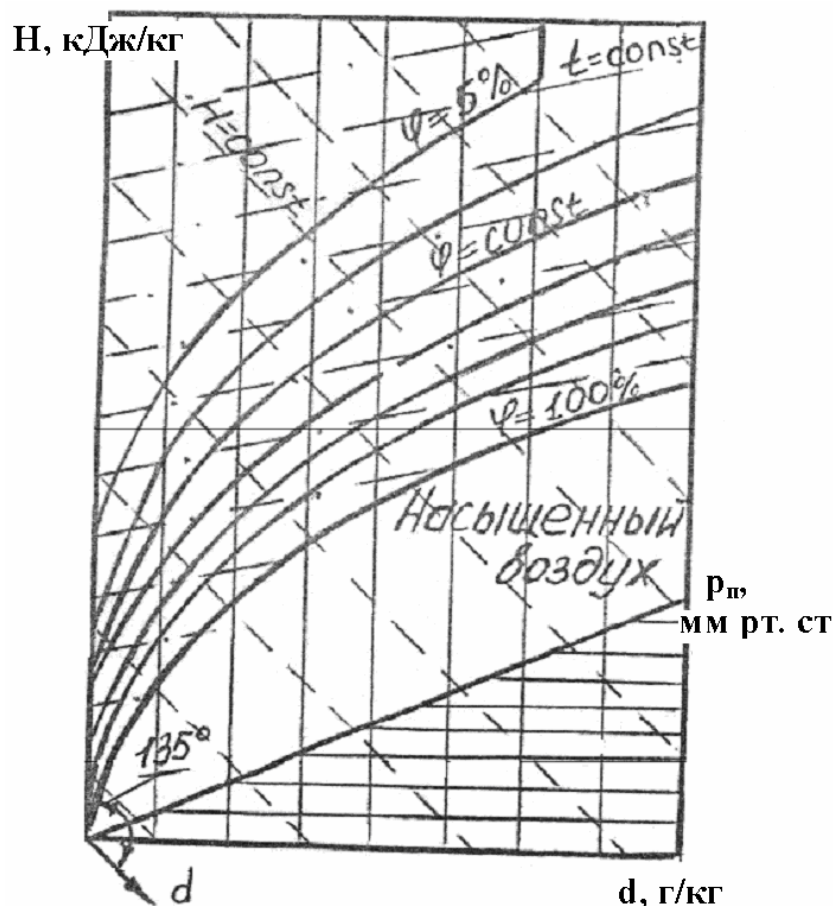


Рис. 9.3. Диаграмма N, d влажного воздуха:

- — линии $H = \text{const}$;
- — линии $t = \text{const}$

Процесс подогрева или охлаждения влажного воздуха изображается на этой диаграмме как процесс при постоянном влагосодержании ($d = \text{const}$), а процесс сушки (увлажнения воздуха) — как процесс с постоянной энтальпией ($H = \text{const}$). Диаграмма N, d дает возможность по двум каким-либо параметрам влажного воздуха (обычно φ и t) определить N , d и p_p . По этой диаграмме можно также найти и точку росы. Для этого нужно из точки, характеризующей данное состояние воздуха, провести вертикаль ($d = \text{const}$) до пересечения с линией $\varphi = 100\%$. Изотерма, проходящая через эту точку, определяет температуру точки росы.

Диаграмма H, d построена при барометрическом давлении $p_{\text{бар}} = 745$ мм рт. ст (это среднегодовое давление для центральной полосы России).

ЗАДАЧИ
(n – номер варианта)

9.1. Определить влагосодержание воздуха при температуре $t = 60$ °С и барометрическом давлении $p_{\text{бар}} = (735 + n)$ мм рт. ст, если относительная влажность воздуха $\varphi = 60$ %.

9.2. Определить плотность влажного воздуха при параметрах $t = (300 + n)$ °С, $p = 0,3$ МПа, $d = 30$ г/кг.

Указание: использовать уравнение Клапейрона.

9.3. Определить абсолютную влажность воздуха, если парциальное давление пара в нем $p_n = 0,03$ МПа, а температура воздуха $t = (80 - n)$ °С. Показание барометра $p_{\text{бар}} = 745$ мм рт. ст.

9.4. Парциальное давление пара в атмосферном воздухе составляет $0,01$ МПа, температура воздуха равна $(50 + n)$ °С. Определить относительную влажность воздуха. Найти точку, соответствующую состоянию воздуха на диаграмме H, d (рис. П1 в приложении).

9.5. Состояние влажного воздуха характеризуется температурой $t = (25 + n)$ °С и относительной влажностью $\varphi = 30$ %. Барометрическое давление, при котором находится воздух, равно 745 мм рт. ст. Найти парциальное давление пара в воздухе и его влагосодержание. Найти на диаграмме H, d точку, соответствующую состоянию воздуха, определить из диаграммы d и сравнить с результатом решения (рис. П1 в приложении).

9.6. Наружный воздух имеющий температуру $t = 20$ °С и влагосодержание $d = (6 + 0,1n)$ г/кг, подогревается до температуры 50 °С. Определить относительную влажность наружного и подогретого воздуха. Барометрическое давление воздуха принять равным $0,1$ МПа. Изобразить процесс подогрева воздуха в диаграмме H, d .

9.7. Для использования теплоты газов, уходящих из паровых котлов, газоходах последних устанавливают водоподогреватели, называемые водяными экономайзерами. Минимально допустимая температура воды, поступающей в экономайзер, должна быть, по крайней мере, на 10° выше температуры точки росы водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. В противном случае возможна конденсация паров на трубах экономайзера и коррозия металла, особенно если в уходящих газах присутствует продукт сгорания серы (SO_2).

Определить допускаемую температуру питательной воды, если объем продуктов сгорания $(V_{\text{нс}})_n = 9,60$ м³/кг, а объем водяных паров

$(V_{\text{сн}})_n = (0,24 + n \cdot 10^{-3}) \text{ м}_n^3/\text{кг}$. Давление продуктов сгорания в газоходе экономайзера принять равным $0,1 \text{ МПа}$.

10. ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Рассмотрение закономерностей движения газов и паров по каналам имеет чрезвычайно большое значение для изучения рабочих процессов ряда машин, аппаратов и устройств (паровые и газовые турбины, эжекторы, реактивные и ракетные двигатели, горелочные устройства и т. п.).

Процессы истечения обычно начинают изучать, принимая следующие допущения:

- а) с течением времени условия движения газа и его параметры не изменяются – **стационарная** задача;
- б) отсутствует теплообмен между потоком газа и внешней средой – **адиабатная** задача;
- в) во всех точках данного поперечного сечения канала скорость и физические параметры газа одинаковы и изменяются только по длине канала – **одномерная** задача.

При указанных допущениях движение газа (пара) удовлетворяет условиям установившегося движения.

$$M = \frac{f_1 W_1}{v_1} = \frac{f_2 W_2}{v_2} = \dots = \frac{fW}{v} = \text{const}, \quad (10.1)$$

где M – массовый секундный расход газа, кг/с;

f_1, f_2, \dots, f – площади поперечных сечений канала, м^2 ;

v_1, v_2, \dots, v – удельные объемы газа в соответствующих сечениях канала, $\text{м}^3/\text{кг}$;

W_1, W_2, \dots, W – скорости истечения в соответствующих сечениях, м/с.

Применительно к потоку газа, движущегося со скоростью W , выражение **первого закона термодинамики** имеет вид (в дифференциальной форме):

$$dq = du + dl_n + d(W^2/2), \quad (10.2)$$

где dq – теплота, подводимая к потоку;

du – изменение внутренней энергии рабочего тела;

dl_n – работа по преодолению внешних сил сопротивления (работа «проталкивания»);

$d(W^2/2)$ – изменение кинетической энергии 1 кг рабочего тела, движущегося со скоростью W .

Можно доказать, что работа «проталкивания» dl_n равна

$$dl_n = d(pv). \quad (10.3)$$

С учетом последнего выражение (10.2) запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} dq &= du + d(pv) + d(W^2/2) = d(u + pv) + d(W^2/2), \\ dq &= dh + d(W^2/2). \end{aligned} \quad (10.4)$$

Если сравнить равенство (10.4) с выражением (4.24), то получим

$$dl' = d(W^2/2), \quad (10.5)$$

что подтверждает сущность технической работы, совершаемой за счет кинетической энергии потока.

Для некоторого термодинамического процесса 1-2, происходящего при истечении, уравнения (10.4) и (10.5) будут иметь вид:

$$q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}, \quad (10.6)$$

x

(10.7)

В случае адиабатного истечения через сопло (рис. 10.1) легко найти скорость истечения на выходе (сечение 2), используя выражение (10.6). Скоростью W_1 на входе в сопло обычно пренебрегают:

$$q_{1-2} = 0; \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = -\Delta h_{1-2},$$

$$W_1 = 0; W_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)},$$

$$W_2 = 1,414\sqrt{h_1 - h_2}. \quad (10.8)$$

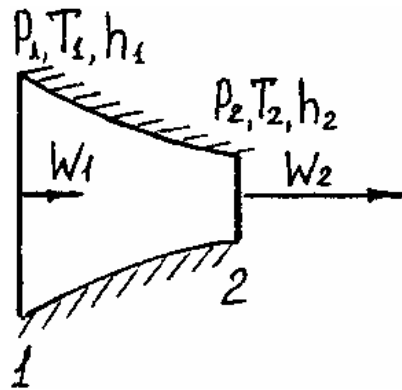


Рис. 10.1. Адиабатное истечение через сужающееся сопло

В формуле (10.8) энтальпия выражена в Дж/кг. Если же она выражена в кДж/кг или в ккал/кг, то формула (10.8) соответственно примет вид (10.9) или (10.10); скорость во всех случаях получается в м/с.

$$W_2 = 44,72\sqrt{h_1 - h_2}, \quad (10.9)$$

$$W_2 = 91,53\sqrt{h_1 - h_2}. \quad (10.10)$$

Формулы (10.8), (10.9) и (10.10) удобно использовать для определения адиабатной скорости истечения водяного пара с помощью диаграммы h,s (рис. 10.2). Обычно в таких задачах задается давление p_1 и температура t_1 на входе в сопло, а также давление на выходе из сопла p_2 . Для определения скорости W_2 надо найти на диаграмме точку 1 начального состояния пара и энтальпию h_1 в этом состоянии (рис. 10.2). Затем строится адиабатный процесс расширения до пересечения с изобарой p_2 . Так находится точка 2 (состояние пара на выходе из сопла) и определяется энтальпия h_2 . Далее остается только произвести подсчет скорости по формуле (10.9) или (10.10) – в зависимости от единицы измерения энтальпии. Скорость W_2 можно определить с большей точностью по таблицам водяного пара [6].

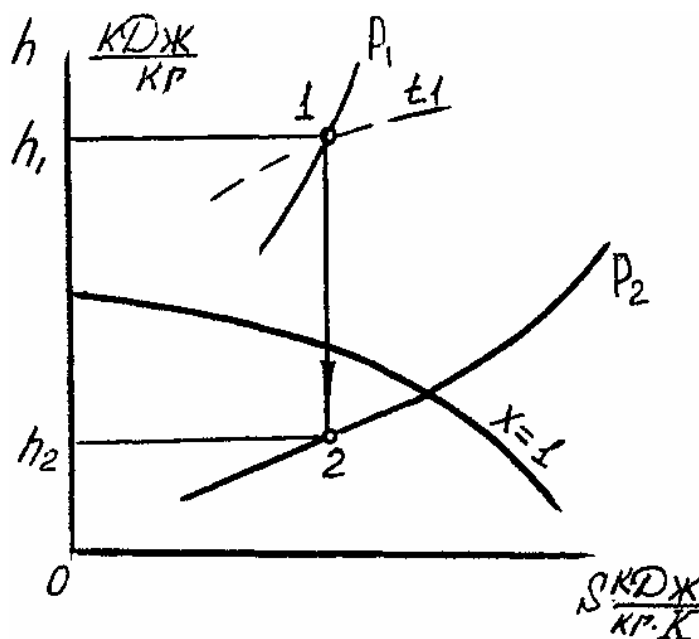


Рис. 10.2. Определение скорости истечения водяного пара

В тех случаях, когда не известна энтальпия рабочего тела, удобнее определять скорость через основные параметры p, v, T . Формулу для определения скорости адиабатного истечения идеального газа легко получить из выражения (10.7), используя также таблицу 6.1 и пренебрегая величиной W_1 .

$$W_2 = \sqrt{2l'_{(1-2)ад}} = \sqrt{2kl_{(1-2)ад}},$$

$$W_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \text{ м/с}, \quad (10.11)$$

где k и R – соответственно показатель адиабаты и газовая постоянная рабочего тела.

Массовый расход газа определяется из выражения (10.1), которое после подстановки W_2 и некоторых упрощающих преобразований примет вид

$$M = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{x_1} \left(v^{\frac{2}{k}} - v_1^{\frac{2}{k}} \right)}, \text{ кг/с}, \quad (10.12)$$

где f_2 – выходное сечение сопла, м^2 ;

p_1, v_1 – соответственно, давление (Па) и удельный объем ($\text{м}^3/\text{кг}$) на выходе в сопло;

$\beta = p_2/p_1$ – отношение давлений в сопле.

Зависимость расхода газа от β при неизменных f_2, K и условиях на входе в сопло (p_1, T_1, v_1) показана на рис. 10.3.

Отношение давлений β , при котором расход газа становится максимальным, называется **критическим** и равно

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (10.13)$$

Значения $\beta_{\text{кр}}$ в зависимости от k сведены в таблицу 10.1.

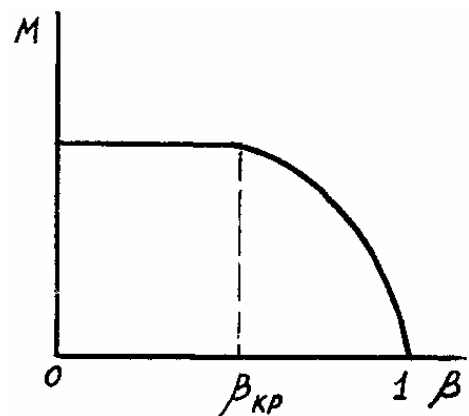


Рис. 10.3. Зависимость расхода газа от β

Таблица 10.1

Вид рабочего тела	k	$\beta_{\text{кр}}$	Вид рабочего тела	k	$\beta_{\text{кр}}$
Одноатомный идеальный газ	1,67	0,487	Трех- и многоатомные идеальные газы, перегретый пар	1,29	0,546
Двухатомный идеальный газ	0,40	0,528	Сухой насыщенный пар	1,135	0,577
Для влажного насыщенного пара $K = 1,035 + 0,1x$					

При $\beta_{кр} < \beta < 1$ скорость газа и расход растут с уменьшением β . Если уменьшить β в диапазоне от $\beta_{кр}$ до 0, то расход не изменяется, оставаясь максимальным, а скорость также не изменяется, оставаясь равной $W_{кр}$ – *критической* скорости. Итак, при $0 < \beta \leq \beta_{кр}$ в сужающемся сопле устанавливается критический режим истечения:

$$M = M_{\max}, \quad W_2 = W_{2\text{кр}}, \quad p_2 = p_{кр} = p_1 \beta_{кр}.$$

Можно доказать [3, 4], что критическая скорость равна местной скорости звука $a = \sqrt{\kappa p_{кр} x_{кр}} = \sqrt{\kappa RT}$.

Чтобы получить выражения для M_{\max} и $W_{2\text{кр}}$ надо подставить $\beta = \beta_{кр}$, (10.13), в формулы (10.11) и (10.12).

Получим

$$M_{\max} = f_2 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \frac{p_1}{v_1}}, \quad (10.14)$$

$$W_{2\text{кр}} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} RT_1}. \quad (10.15)$$

Как следует из вышеизложенного, в сужающемся сопле при режиме $0 < \beta \leq \beta_{кр}$ происходит неполное расширение рабочего тела (от p_1 до p_2) и скорость возрастает только до $W_{2\text{кр}}$. Таким образом, потенциальная энергия рабочего тела используется неполно. При решении задач на истечение в связи с этим необходимо найти вначале $\beta = p_2/p_1$. Если сопло сужающееся и $\beta \leq \beta_{кр}$, то расширение будет происходить до $p_{кр}$, что скажется на величине W_2 – см. рис. 10.4.

$$W_2 = W_{2\text{кр}} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{кр}}.$$

Полное использование возможностей рабочего тела, расширение от p_1 до p_2 при $\beta < \beta_{кр}$, происходит в комбинированных соплах или соплах Лавала. Эти каналы имеют сужающуюся и расширяющуюся части. В таких соплах можно получать сверхзвуковые скорости. Если в процессе, изображенном на рис. 10.4, использовать сопло Лавала, то скорость на выходе из сопла будет $W_2 = 44,72 \sqrt{h_1 - h_2}$.

При прохождении газа или пара через сужение канала (диафрагма, вентиль, клапан и т. п.) происходит снижение его давления без совершения внешней работы. Этот необратимый процесс называется *дресселированием*.

При отсутствии теплообмена в соответствии с уравнением (10.6) будем иметь $h_1 - h_2 = \frac{1}{2} (W_2^2 - W_1^2)$, где индексы «1» и «2» соответствуют

сечениям до и после сужения канала. При условии, что скорости W_1 и W_2 мало отличаются друг от друга (сечения 1 и 2 равны), получаем

$$h_1 = h_2 \quad (10.16)$$

Полученное равенство показывает, что энтальпия в результате дросселирования не изменяется. Но этот вывод не относится к промежуточным состояниям газа, т. е. процесс дросселирования не является изоэнтальпийным. Равенство (10.16) справедливо только для сечений, достаточно удаленных от сужения канала.

Процесс дросселирования является необратимым процессом, поэтому в термодинамических диаграммах его изображают лишь условно (пунктир 1-2 на рис. 10.5 и 10.6).

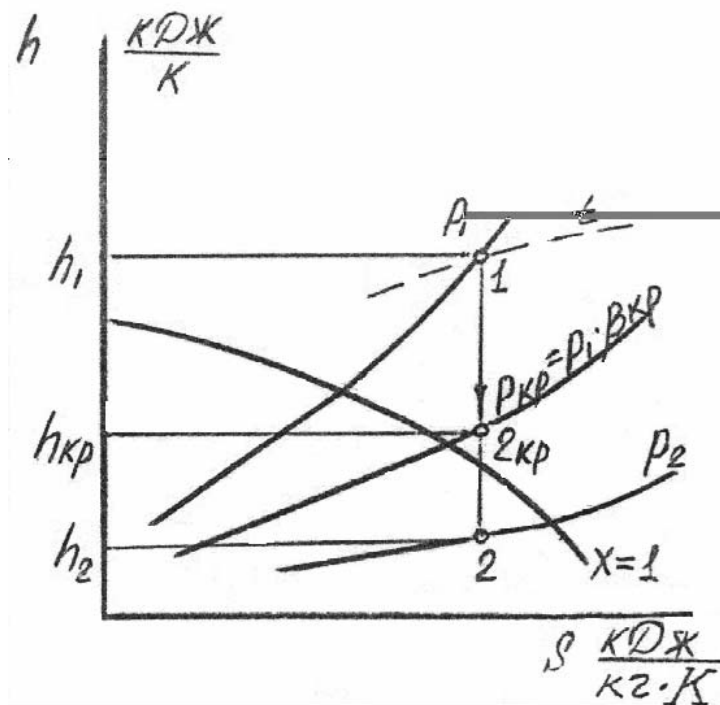


Рис. 10.4. Процесс адиабатного истечения при $\beta < \beta_{кр}$

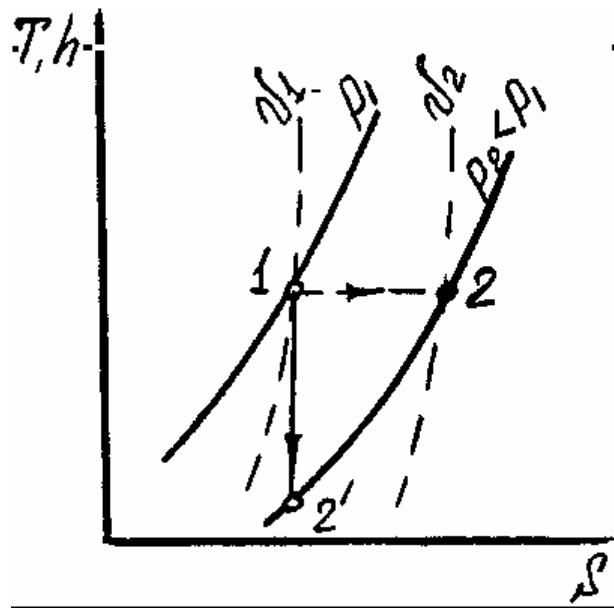


Рис. 10.5. Дросселирование идеального газа ($T_1 = T_2$)

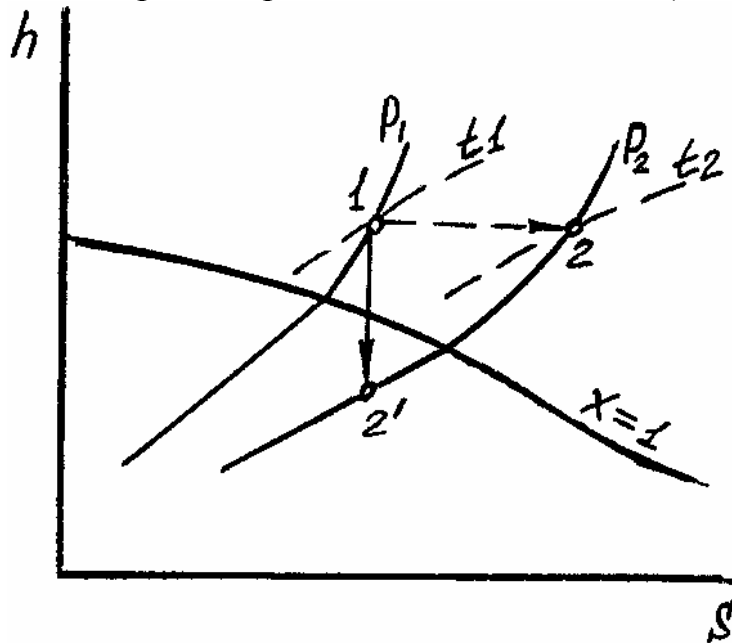


Рис. 10.6. Дросселирование реального газа ($t_1 \neq t_2$)

Сущность процесса дросселирования идеального и реального газов, а также вопрос об изменении температуры понятны из рис. 10.5 и 10.6, где процесс дросселирования 1-2 разделен на два процесса: 1-2' – адиабатное расширение в дросселе и 2'-2 – изобарное торможение за дросселем.

ЗАДАЧИ

(n – номер варианта)

10.1. Воздух из резервуара с постоянным давлением $p_1 = (1 + 0,1n)$ МПа и температурой $t_1 = 15$ °С вытекает в атмосферу через трубку с внутренним диаметром $(10 + n)$ мм. Найти скорость истечения воздуха и его секундный массовый расход. Атмосферное давление принять равным $0,1$ МПа. Процесс расширения считать адиабатным.

10.2. Из резервуара, в котором находится кислород с постоянным давлением $p_1 = (5 + 0,1n)$ МПа, газ вытекает через сужающееся сопло в среду с давлением $p_2 = (4 + 0,1n)$ МПа. Температура кислорода в резервуаре равна 100 °С. Определить теоретическую скорость истечения и расход, если площадь выходного сечения сопла $f_2 = 20$ мм². Найти также скорость истечения кислорода и его расход, если истечение будет происходить в атмосферу. В обоих случаях считать истечение адиабатным. Атмосферное давление принять равным $0,1$ МПа.

10.3. Определить скорость истечения водяного пара из сужающегося сопла (W'_2) и из сопла Лавая (W''_2), если абсолютное давление пара на входе в сопло $p_1 = 3,5$ МПа, температура пара на входе в сопло $t_1 = (300 + 10n)$ °С и давление среды (пара) на выходе из сопла (абсолютное) $p_2 = 0,1$ МПа. Найти также скорость звука α в критическом сечении (т.е. на выходе сужающегося сопла) приняв $K = 1,3$. Вычислить также отношение W''_2/W'_1 , показывающее эффективность использования сопла Лавая. Истечение считать изоэнтропным. Задачу решить с помощью таблиц водяного пара [6].

10.4. Влажный пар с начальными параметрами $p_1 = (50 - n)$ бар и степенью сухости $x_1 = 0,95$ вытекает из сопла Лавая в среду с давлением $p_2 = 1$ бар. Найти скорость истечения и состояние пара в конце процесса, а также площадь выходного сечения сопла, если $M = 3$ кг/с. Задачу решить с помощью диаграммы h,s [6].

10.5. Решить задачу по условию 10.4 для случая, когда истечение происходит через сужающееся сопло.

10.6. Водяной пар с параметрами $p_1 = 30$ бар и $t_1 = (300 + 5n)$ °С расширяется адиабатно в сопле Лавая до давления среды $p_2 = 1$ бар. С помощью диаграммы h,s водяного пара [6] определить скорость истечения W'_2 и параметры пара в выходном сечении сопла. Для сравнения

определить скорость истечения W_2 в случае, когда используется сужающееся сопло.

10.7. До какого давления p_2 необходимо дросселировать влажный насыщенный пар при $p_1 = (50 - n)$ бар и $x_1 = 0,95$, чтобы он стал сухим насыщенным? Задачу решить с помощью диаграммы h,s водяного пара [6].

10.8. Влажный насыщенный водяной пар с параметрами: давление $p_1 = (50 - n)$ бар и $x = 0,65$ дросселируется до давления $p_2 = 1$ бар. Определить параметры пара после дросселирования с помощью таблиц водяного пара [6]. Как изменилась при дросселировании температура пара?

10.9. Давление воздуха при движении через вентиль понижается от $p_1 = (0,8 + 0,01n)$ МПа до $p_2 = 0,6$ МПа. Начальная температура воздуха $t_1 = 20$ °С. Определить изменение температуры и энтропии в рассматриваемом процессе дросселирования.

10.10. Воздух в количестве 5 кг при температуре $t_1 = 200$ °С дросселируется от давления $p_1 = (1,2 + 0,01n)$ МПа до давления 0,7 МПа. Определить энтальпию воздуха после дросселирования (принимая, что энтальпия его при температуре 0 °С равна нулю) и изменение энтропии в рассматриваемом процессе.

11. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

В тепловых электростанциях в качестве теплового двигателя используются паровые или газовые турбины. В первом случае рабочее тело – водяной пар (реальный газ), во втором – продукты сгорания углеводородного топлива (идеальный газ).

Тепловыми двигателями называют такие тепловые машины, в которых происходит превращение части подводимой теплоты в полезную работу. В **непрерывно действующих** тепловых машинах **замкнутые** термодинамические процессы или циклы, так как рабочее тело требуется периодически возвращать в исходное состояние. Если цикл состоит из **обратимых** процессов, то такой цикл называется **обратимым**. Циклы бывают **прямыми** и **обратными**. В тепловых двигателях используют только прямые циклы. Пример такого цикла показан на рис. 11.1.

В цикле 1-2-3-4-1 линия расширения 1-2-3 идет выше линии сжатия 3-4-1, в результате работа расширения (пл. 1-2-3-5-6-1) больше работы сжатия (пл. 3-4-1-6-5-3). **Работа** цикла, равная разности указанных работ,

получается *положительной* (пл. 1-2-3-4-1). Эта работа равна разности *подводимой* теплоты в цикле q_1 и *отводимой* теплоты q_2 . Совершенство прямого цикла характеризуется *термическим КПД* (η_t), представляющим собой отношение *работы* прямого цикла $l_{ц}$ к *подводимой теплоте* q_1 :

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (11.1)$$

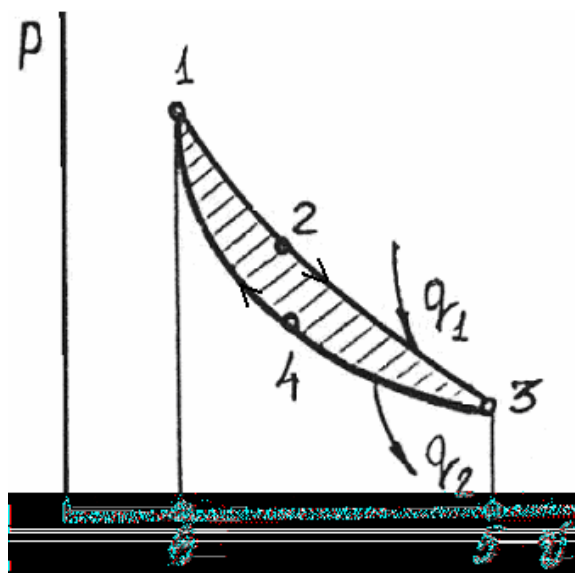


Рис. 11.1. Прямой цикл в диаграмме p, v

11.1. Цикл Ренкина

Схема простейшей паротурбинной установки (ПТУ) показана на рис. 11.2. Основными элементами ПТУ являются котельный агрегат (КА), включающий в себя водяной экономайзер (ВЭ) и пароперегреватель (ПП); паровая турбина (ПТ) и электрогенератор (ЭГ). Теплота, получаемая при сгорании топлива, подводится к воде, которая сначала подогревается в ВЭ, а затем превращается в перегретый пар в КА. Пар направляется в ПТ, где происходит преобразование тепловой энергии пара в механическую работу, а затем в электрическую энергию в ЭГ.

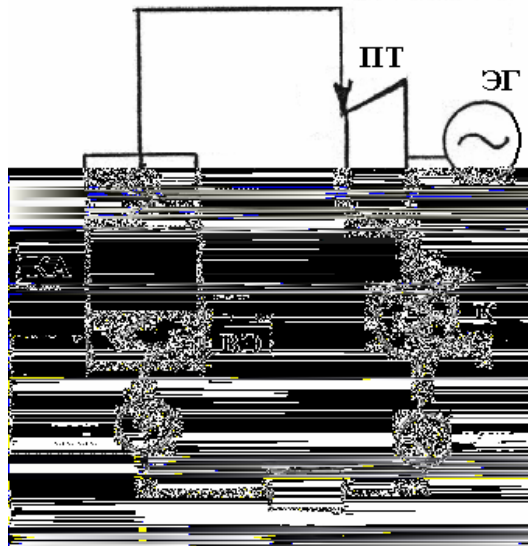


Рис. 11.2. Схема простейшей РТУ

Отработавший пар поступает в конденсатор (К), где он отдает тепло охлаждающей воде. Полученный при этом конденсат перекачивается конденсатным насосом (КН) в питательный бак (ПБ), а затем подается в КА с помощью питательного насоса (ПН).

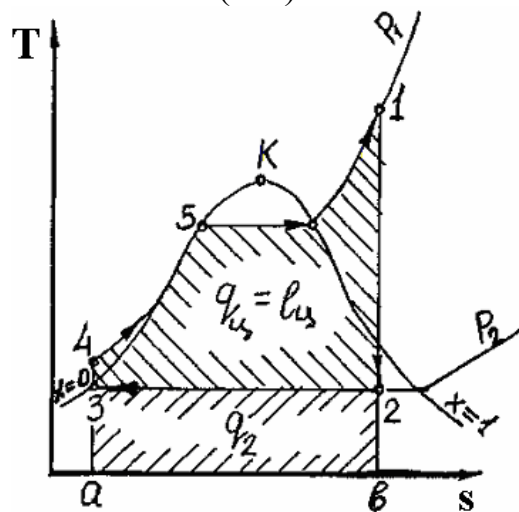


Рис. 11.3. Цикл Ренкина в T,s диаграмме

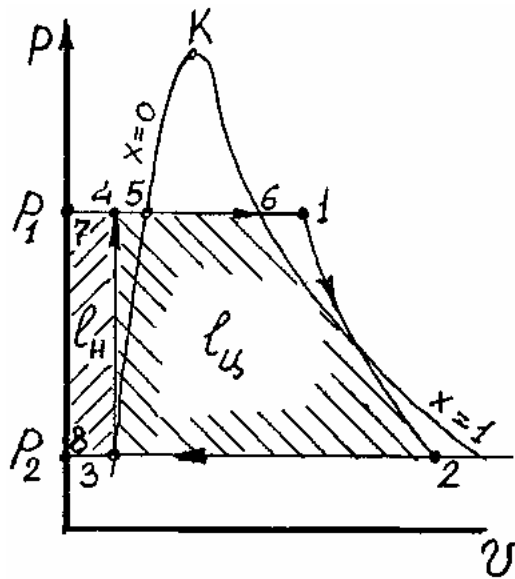


Рис. 11.4. Цикл Ренкина в p, v диаграмме

Цикл, осуществляемый в рассмотренной установке, называют **основным циклом ПТУ** или **циклом Ренкина**. Изображение этого цикла в диаграммах T, s и p, v приведено на рис. 11.3 и 11.4.

При адиабатном расширении в турбине (процесс 1-2), ее техническая работа равна (см. табл. 6.1)

$$l_T = l'_{1-2} = h_1 - h_2. \quad (11.2)$$

В диаграмме p, v (рис. 11.4) работа турбины изображается площадью 1-2-8-7-1. При подаче воды в котел приходится затрачивать работу в питательном насосе. Этот процесс 3-4 является изохорным (вода несжимаема) и адиабатным (теплообменом пренебрегаем), он изображается в диаграмме площадью 3-4-7-8-3. Работа питательного насоса равна

$$l_H = h_4 - h_3 = h_4 - h'_2 = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = v_3 (p_1 - p_2) = v'_2 (p_1 - p_2), \quad (11.3)$$

где h_4 – энтальпия воды, поданной в котел, т. е. в т. 4 (при давлении p_1), кДж/кг;

$h_3 = h'_2$ – энтальпия воды в т. 3, т. е. энтальпия конденсата (кипящей воды) при давлении p_2 , кДж/кг;

v_3 – удельный объем воды при давлении p_2 (т. 3), т. е. $v_3 = v_2$.

Полезная работа цикла l_u равна разности l_T и l_H и в диаграмме p, v (рис. 11.3.) соответствует площади 1-2-3-4-1.

$$l_u = l_T - l_H = (h_1 - h_2) - (h_4 - h'_2) = (h_1 - h_2) - x'_2 (p_1 - p_2). \quad (11.4)$$

Теплота q_1 в цикле подводится при $p = \text{const}$ в процессах 4-5 (подогрев воды до температуры кипения), 5-6 (парообразование) и 6-1 (перегрев пара) – см. рис. 11.3 и 11.4.

Для 1 кг пара q_1 равно разности энтальпий начальной и конечной точек процесса:

$$q_1 = h_1 - h_4 = h'_2 - x'_2 (p_1 - p_2). \quad (11.5)$$

Т. к. из выражения (11.3) следует, что

$$h_4 = h'_2 + x'_2 (p_1 - p_2).$$

В соответствии с (11.1) термический КПД цикла Ренкина будет равен

$$\eta_t = \frac{l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - v'_2 (p_1 - p_2)}{(h_1 - h'_2) - v'_2 (p_1 - p_2)}. \quad (11.6)$$

При *невысоких* давлениях повышением температуры воды при подаче ее насосом в котел пренебрегают, в этом случае точки 3 и 4 в диаграмме T,s сливаются (рис. 11.4), а работу насоса l_H можно не учитывать, т. к. $h_3 \cong h_4$ (11.3).

В этих случаях КПД цикла Ренкина определяют при *приближенной* формуле, следующей из (11.6)

$$\eta_t = \frac{l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h'_2)}. \quad (11.7)$$

Термический КПД цикла ПТУ по формуле (11.7) легко определяется с помощью диаграммы h,s , в которой необходимо построить адиабатный процесс расширения пара в турбине 1-2 (рис. 11.5).

Энтальпии h_1 и h_2 определяются непосредственно из диаграммы, h_2' находят из таблиц насыщенного пара по величине p_2 или приближенно по формуле $h'_2 = c_{pв} \cdot t_{2Н}$, где $c_{pв}$ – теплоемкость воды, а $t_{2Н}$ – температура насыщения при давлении p_2 .

На рис. 11.5 показан также процесс 1-2 δ расширения в *реальной* турбине, когда имеются *потери* от необратимости (трение, вихреобразование и т. д.), приводящие к росту энтропии на ΔS . Эти потери приводят к уменьшению работы турбины ($H_i < H_0$) и учитываются *относительным внутренним КПД турбины* η_{0i} :

$$\eta_{0i} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{h_1 - h_{2\delta}}{h_1 - h_2}, \quad (11.8)$$

где H_i , H_0 – соответственно в действительном и адиабатном процессе расширения в турбине (см. рис. 11.5), кДж/кг; $h_{2\partial}$ – энтальпия в конце действительного процесса расширения пара в турбине, кДж/кг.

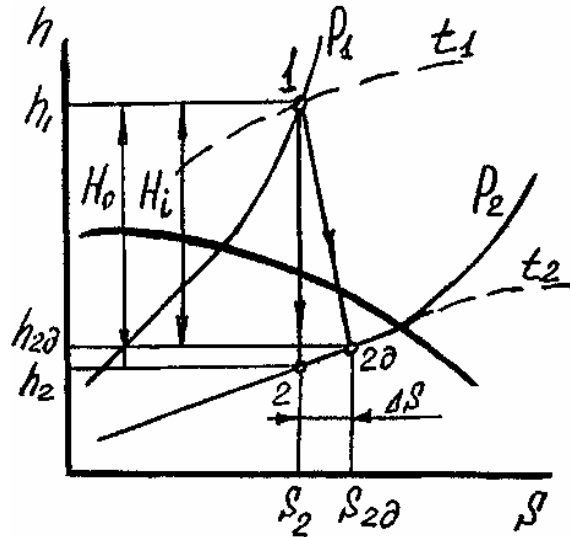


Рис. 11.5. Изображение процесса расширения в турбине на диаграмме h,s

Удельный массовый расход пара для идеальной и реальной турбин находят соответственно по формулам:

$$d_0 = d_{\text{ТЕОР}} = \frac{1000}{h_1 - h_2} ; \text{ кг/МДж}, \quad (11.9)$$

$$d_{\partial} = \frac{1000}{h_1 - h_{2\partial}} , \text{ кг/МДж}. \quad (11.10)$$

11.2. Цикл с вторичным (промежуточным) перегревом пара

Применение вторичного перегрева пара приводит к увеличению степени сухости пара в конце расширения в турбине, а также к повышению η_i цикла.

Схема цикла с промежуточным перегревом пара показана на рис. 11.6.

Водяной пар, перегретый в основном пароперегревателе котла (ПП1) поступает в I часть турбины, где расширяется до некоторого промежуточного давления p_1' . Далее пар снова направляется в котельный агрегат, где происходит вторичный перегрев в специальном пароперегревателе (ПП2) при $p_1' = \text{const}$. Затем пар возвращается в

турбину, где в части II происходит расширение пара от давления p_1' до конечного давления p_2 .



Рис. 11.6. ПТУ с промежуточным перегревом пара

На рис. 11.7 показан цикл со вторичным перегревом пара в диаграмме T,s , а на рис. 11.8 изображены процессы расширения в турбине и вторичного перегрева пара в диаграмме h,s . Как видно из рис. 11.8, процесс расширения в турбине разбивается на две части: процесс 1-3 и процесс 4-2, причем суммарная работа турбины $H_0' + H_0''$ больше, чем работа турбины H_0 в обычном цикле Ренкина (процесс 1-2'). Видно также, что степень сухости больше степени сухости x_2' (см. рис. 11.8).

Термический КПД цикла с вторичным перегревом определяется из выражения

$$\eta_{\text{тпн}} = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h_2') + (h_4 - h_3)}, \quad (11.11)$$

где $(h_1 - h_3)$ – адиабатная работа расширения в 1 части турбины (рис. 11.6 и рис. 11.8);

$(h_4 - h_2)$ – адиабатная работа расширения во 2 части турбины;

$(h_1 - h_2')$ – подведенная теплота q_1 для получения пара с параметрами точки 1 из конденсата с давлением p_2 ;

$(h_4 - h_3)$ – теплота, затраченная на вторичный перегрев пара в процессе 3-4 (рис. 11.8).

В формуле (11.11) работа питательного насоса не учитывается.

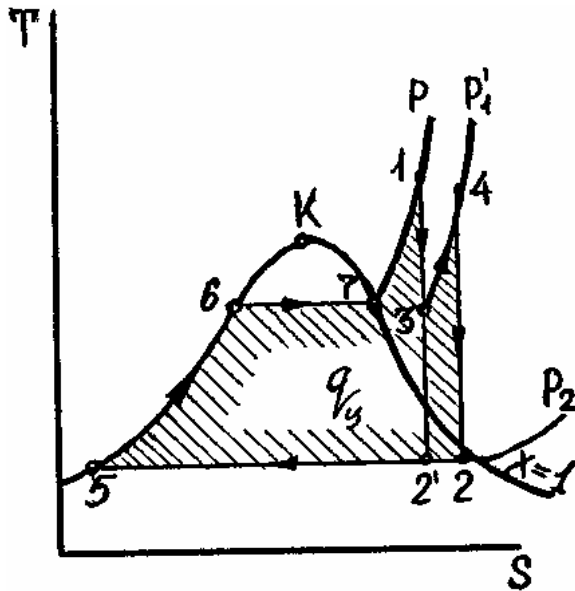


Рис. 11.7. Цикл ПТУ со вторичным перегревом пара в диаграмме T,s

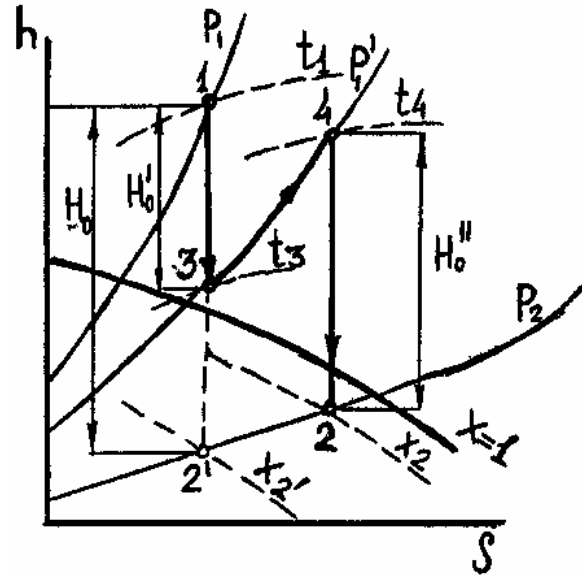


Рис. 11.8. Процессы расширения в турбине и вторичного перегрева в диаграмме h,s

11.3. Теплофикационный цикл

Вышерассмотренные установки были предназначены для выработки только электрической энергии. Весь пар после турбины поступает в конденсатор, где отдает свою теплоту охлаждающей воде. Эта теплота, составляющая до 60 % теплоты сожженного топлива, теряется в окружающей среде, т. к. нагрев охлаждающей воды обычно до 15 – 30 °С практически исключает использование ее теплоты. Такие паротурбинные установки получили название **конденсационных** или К-установок.

Для того чтобы использовать теплоту охлаждающей воды для отопления и технологических нужд, необходимо повысить ее **температуру**, а значит, и **давление** пара после турбины. Установки с повышенным давлением в конце расширения в турбине (т. е. с **противодавлением**) получили название П-установок. В таких установках осуществляется комбинированная выработка электрической и тепловой

энергии, они называются **теплофикационными** или **теплоэлектроцентралями (ТЭЦ)**.

Схема простейшей ТЭЦ (П-установки) показана на рис. 11.9.

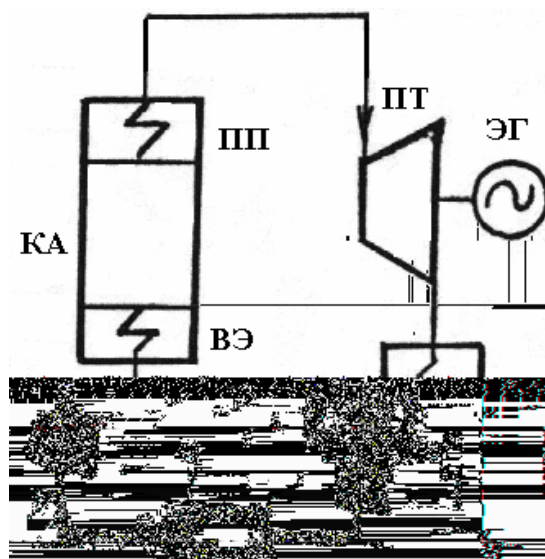


Рис. 11.9. Схема простейшей ТЭЦ

Вместо конденсатора после турбины установлен теплообменник ПП (тепловой потребитель), где отработавший пар, конденсируясь, нагревает теплоноситель, циркулирующий в системе теплоснабжения (на схеме не показана). Конденсация пара происходит при значительно большем давлении, чем в К-установке, что обеспечивает и большую температуру (150 °С и выше). Однако в таких установках меньше выработка электроэнергии, чем в К-установке тех же начальных параметров. Цикл П-установки принципиально не отличается от цикла К-установки (рис. 11.4), но теплота q_2 не теряется в конденсаторе, а используется потребителем.

Совершенство ТЭЦ оценивают **коэффициентом использования тепла K** , который равен

$$K = \frac{l_u + q_2}{q_1} \quad (11.12)$$

Для идеальной П-установки $K = 1$, для реальной – около 0,8. Для сравнения следует отметить, что в К-установке η_t обычно не превышает 0,5.

11.4. Регенеративный цикл

Эффективным способом повышения КПД ПТУ служит **регенерация**. Схема ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды показана на рис. 11.10. В этой установке не весь пар, поступающий в турбину,

расширяется до конечного давления, а часть его отбирается из турбины при некотором промежуточном давлении и направляется в регенеративный подогреватель (РП), куда одновременно подается и питательная вода. Пар из отбора, смешиваясь с питательной водой, конденсируется и нагревает воду. Схема, приведенная на рис. 11.10, является простейшей, в реальных схемах используется несколько подогревателей.

Для решения задач, связанных с регенерацией, удобно пользоваться диаграммой h,s (рис. 11.11).

Пересечение адиабаты расширения 1-2 с изобарой отбора дает точку a , характеризующую состояние пара в отборе. Если проводить расчет для 1 кг пара, то из рис. 11.10 видно, что отбор пара составляет α кг/кг пара. Таким образом, от каждого килограмма пара, поступившего в турбину, $(1 - \alpha)$ кг пара расширяется в турбине до конечного давления p_2 , а α кг пара расширяется до давления отбора $p_{отб}$.

Количество отобранного пара (доля отбора) α определяется из уравнения теплового баланса регенеративного подогревателя РП (рис. 11.10):

$$(h'_{отб} - h'_2) = \alpha(h_{отб} - h'_2),$$

$$\alpha = \frac{h'_{отб} - h'_2}{h_{отб} - h'_2}, \quad (11.13)$$

где $h'_{отб}$ – энтальпия конденсата при давлении отбора;

$h_{отб}$ – энтальпия пара, отбираемого из турбины;

h'_2 – энтальпия конденсата при конечном давлении.

Полезная работа 1 кг пара регенеративном цикле равна (рис. 11.11)

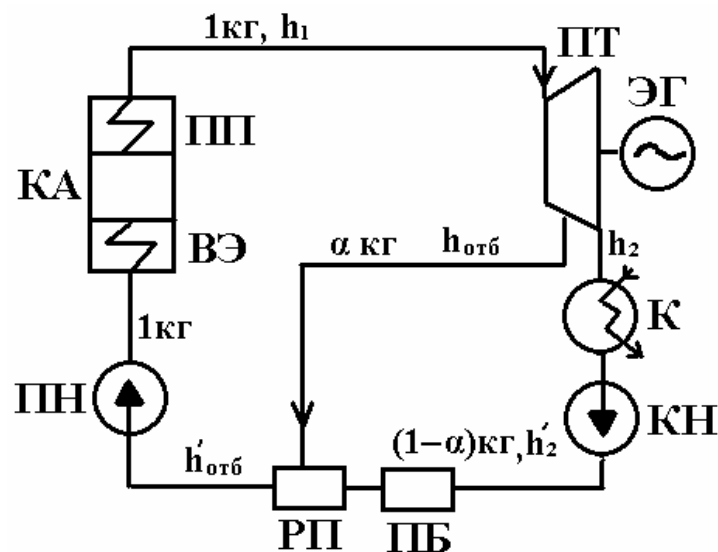


Рис. 11.10. Схема простейшей ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды

$$l_u = (1 - \alpha)(h_1 - h_2) + \alpha(h_1 - h_{отб})$$

$$\text{или } l_u = h_1 - h_2 - \alpha(h_{отб} - h_2). \quad (11.14)$$

Количество теплоты, затраченной в КА на получение 1 кг пара, составляет

$$q_1 = h_1 - h_{отб}. \quad (11.15)$$

Термический КПД регенеративного цикла (без учета работы насоса) равен

$$\eta_{tp} = \frac{l_u}{q_1} = \frac{h_1 - h_2 - \alpha(h_{отб} - h_2)}{h_1 - h_{отб}}. \quad (11.16)$$

Удельный расход пара в регенеративном цикле

$$d_0 = d_{теор} = \frac{1000}{h_1 - h_2 - \alpha(h_{отб} - h_2)}, \text{ кг/МДж}. \quad (11.17)$$

Как показывают исследования, η_t регенеративного цикла всегда больше η_t цикла Ренкина с теми же начальными и конечными параметрами. Экономия от применения регенеративного цикла растет с увеличением отборов пара.

11.5. Газотурбинные установки

На рис. 11.12 показана схема простейшей газотурбинной установки (ГТУ) со сгоранием при $p = \text{const}$. ГТУ такого типа наиболее распространены. Воздушный компрессор (ВК), приводимый в действие от газовой турбины (ГТ), нагнетает воздух в камеру сгорания (КС). Туда же подается в распыленном виде топливо от топливного насоса (ТН). Из КС продукты сгорания направляются в газовую турбину, где их энергия превращается в работу для вращения электрогенератора (ЭГ), компрессора, топливного насоса и других агрегатов. При запуске установки турбина вращается пусковым электродвигателем (ПД). Идеальный цикл ГТУ в диаграммах p, v и T, s приведен на рис. 11.13 и 11.14.

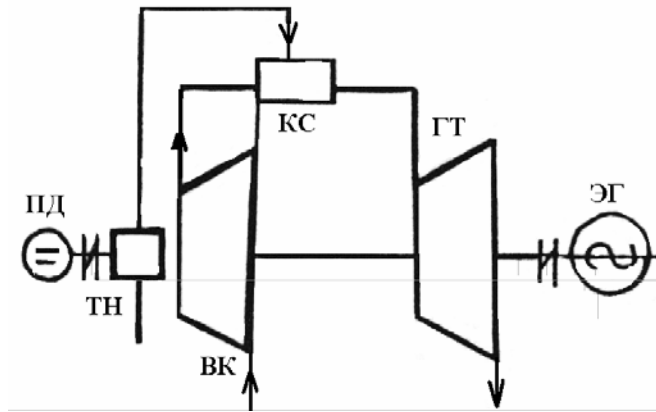


Рис. 11.12. Схема простейшей ГТУ со сгоранием при $p = \text{const}$

В этом цикле: 1-2 – адиабатный процесс сжатия в ВК от начального давления P_1 до давления P_2 , 2-3 – изобарный ($P_2 = \text{const}$) подвод теплоты в количестве q_1 , 3-4 – адиабатное расширение рабочего тела в ГТ от давления P_2 до давления P_1 и, наконец, 4-1 – изобарный процесс возвращения рабочего тела в исходное состояние, при этом отводится теплота q_2 . На диаграмме p, v (рис. 11.14) площадь 1-2-6-5-1 соответствует технической работе компрессора l'_k , а площадь 3-4-5-6-3 – технической работе газовой турбины l'_t . Работа цикла равна

$$l_{\text{ц}} = l'_t - l'_k. \quad (11.18)$$

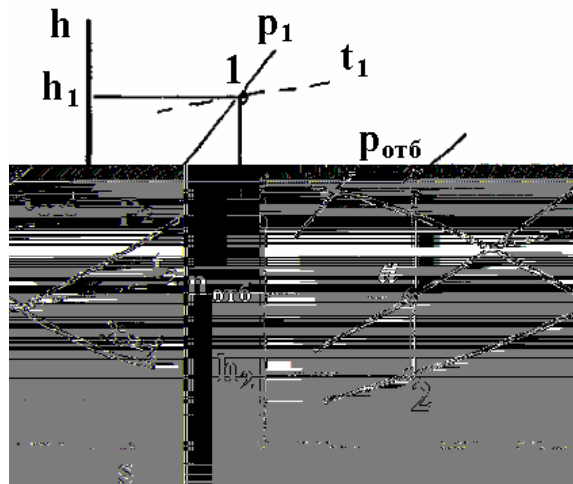


Рис. 11.11. Диаграмма h, s

На диаграмме T, s (рис. 11.13) подведенная теплота q_1 соответствует площади 2-3-6-5-2, а отведенная теплота q_2 – площади 4-1-5-6-4. Теплота, полезно использованная в цикле, равна

$$q_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = l_{\text{ц}}. \quad (11.19)$$

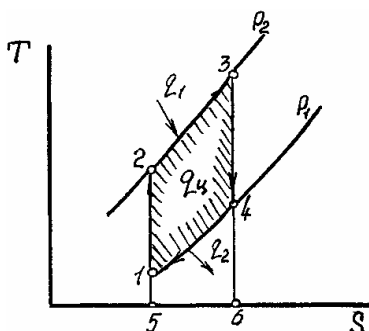


Рис. 11.13. Цикл ГТУ в

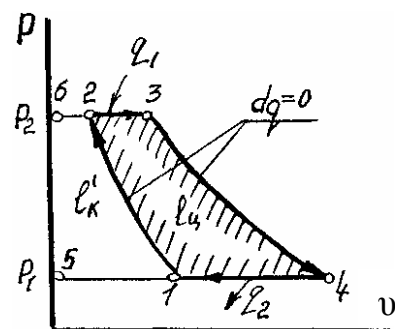


Рис. 11.14. Цикл ГТУ в

В рассматриваемом цикле рабочее тело (смесь продуктов сгорания CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) близко по своим свойствам к идеальному газу. Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1$ и степень изобарного расширения $\rho = v_3/v_2$.

Количество подводимой и отводимой теплоты определяется по формулам (c_p – постоянная изобарная теплоемкость рабочего тела):

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2), \quad (11.20)$$

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1). \quad (11.21)$$

Тогда термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (11.22)$$

Выражение (11.22) после преобразования принимает вид

$$\eta_t = 1 - 1/\pi_k^{\frac{k-1}{k}}. \quad (11.23)$$

В реальной ГТУ из-за потерь на трение, вихреобразование и т.п. процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине не являются адиабатными. Действительный цикл ГТУ показан на рис. 11.15 в диаграмме T, s . Потери в компрессоре оцениваются адиабатным КПД

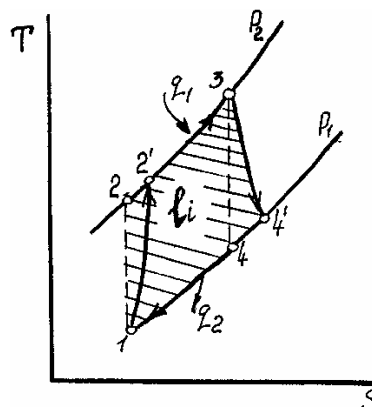
$$\eta_{кад} = \frac{l'_{кад}}{l'_{кд}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}, \quad (11.24)$$

где $l'_{кад}$ – теоретическая (адиабатная) работа в компрессоре, равная $h_2 - h_1$;

$l'_{кд}$ – действительная работа в компрессоре, равная $h_{2'} - h_1$.

Величина $\eta_{кад}$ достигает 0,8 – 0,85.

Потери в турбине оцениваются относительным КПД, который равен



p_1 , МПа	5	6	7	8	9	10	11	12	13	10	
t_1 , °С	400 с 1 по 9 вар. вкл.									350	
p_2 , кПа	5 с 1 по 10 вар. вкл.										
n→	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
параметры ↓											
P_1 , МПа	10 с 11 по 18 вар. вкл.								14	14	
t_1 , °С	370	390	410	430	450	470	490	510	500	500	
P_2 , кПа	5 с 11 по 18. вар. вкл.								50	40	
n→	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
параметры ↓											
P_1 , МПа	14	14	14	14	16 с 25 вар. по 30 вкл.						
t_1 , °С	500	500	500	500	410	430	450	470	490	510	
P_2 , кПа	0	20	10	5 с 24 по 30 вар. вкл.							
Для $n = 0$ $p_1 = 5$ МПа, $t_1 = 450$ °С, $p_2 = 5$ кПа											

Исследовать зависимости:

1. $\eta_t = f(p_1)$, $x_2 = f(p_1)$ при $t_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$;
2. $\eta_t = f(t_1)$, $x_2 = f(t_1)$ при $p_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$;
3. $\eta_t = f(p_2)$, $x_2 = f(p_2)$ при $p_1 = \text{const}$ и $t_1 = \text{const}$.

11.2. По условию задачи 8.11 определить адиабатную и действительную работу турбины, если внутренний относительный КПД турбины равен 0,85. Найти также термический КПД цикла Ренкина (без учета работы насоса) и удельные (теоретический и действительный) расходы пара. Процессы расширения в турбине изобразить в диаграмме h,s .

11.3. Определить термический КПД цикла Ренкина с учетом работы питательного насоса, если параметры пара на входе в турбину: $p_1 = (20 + 6n)$ бар и $t_1 = 400$ °С. Давление пара на выходе из турбины $p_2 = 0,05$ бар. Для сравнения определить также термический КПД без учета работы насоса и оценить получаемую при этом погрешность δ в %. Исследовать зависимость $\delta = f(p_1)$ при $t_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$.

11.4. Найти термический КПД цикла Ренкина, если начальные параметры пара $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 500$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,05$ бар. Определить, насколько уменьшится η_t , если на входе в турбину пар дросселируется до давления $p'_1 = (9,0 - 0,08n)$ МПа. Исследовать зависимость $\Delta\eta_t = f(\Delta p_1)$, где $\Delta\eta_t$ – уменьшение термического КПД вследствие дросселирования, а $\Delta p = 100(p_1 - p'_1)/p_1$ – уменьшение давления p_1 при дросселировании в %.

11.5. В паротурбинной установке с начальными параметрами пара $p_1 = 14$ МПа, $t_1 = 550$ °С и давлением в конденсаторе $p_2 = 5$ кПа был введен промежуточный перегрев пара при давлении p_{mn} до температуры t_{mn} . Для вариантов с 1 по 15 включительно $p_{mn} = 1$ МПа, $t_{mn} = (380 + 10n)$ °С; для вариантов с 16 по 30 включительно $p_{mn} = [25 - (30 - n)0,5]$ бар, $t_{mn} = 450$ °С. Найти η_{mn} цикла с промежуточным перегревом и сравнить его с η_t цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара. Исследовать зависимости $\Delta\eta_t = f(p_{mn})$ и $\Delta\eta_t = f(t_{mn})$, оценить влияние промежуточного перегрева конечную степень сухости пара в процессе расширения. Процессы расширения в турбине изобразить в диаграмме h,s. $\Delta\eta_t = \eta_{mn} - \eta_t$.

11.6. Заводская ТЭЦ работает по схеме П-установки (рис. 11.9), на ней работают две паровые турбины с противодавлением мощностью $(4000 + 10n)$ кВт каждая. Весь пар из турбин направляется на производство, откуда он возвращается обратно в котельную в виде конденсата при температуре насыщения. Турбины работают с полной нагрузкой, потери конденсата на производство отсутствуют. Параметры пара: на входе в турбины – $p_1 = 3,5$ МПа, $t_1 = 435$ °С; на выходе из турбин – $p_2 = 0,12$ МПа.

Принимая, что установка работает по циклу Ренкина, определить часовой расход топлива, если КПД котельной ($\eta_{ку}$) равен 0,84, а теплота сгорания топлива $Q_n = (28470 + 10n)$ кДж /кг. Определить также количество теплоты, потребляемой на производстве, $Q_{пр}$ в МДж.

Указание: Расход топлива в котельной ТЭЦ определяется из уравнения

$$Q = V_p Q_n^p \eta_{ку}, \quad (11.30)$$

где Q – количество теплоты, сообщенной в котельной для получения пара с параметрами p_1 и t_1 , МДж/ч;

V_p – часовой расход топлива, кг/ч;
 Q_n^p – теплота сгорания топлива, МДж/кг;
 $\eta_{ку}$ – КПД котельной.

11.7. Для условий предыдущей задачи подсчитать расход топлива в случае, если вместо комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ будет осуществлена отдельная выработка электроэнергии в конденсационной установке и тепловой энергии в отдельной котельной низкого давления. Конечное давление пара в конденсационной установке принять $p_2 = 4$ кПа. КПД котельной низкого давления принять тот же, что и для котельной ТЭЦ.

Определить экономию топлива на ТЭЦ по сравнению с отдельной выработкой электрической и тепловой энергии. Определить для обоих случаев коэффициент использования теплоты.

Указания: а) расход теплоты на производстве $Q_{пр}$ принять таким же, как в задаче 11.6.

б) экономию топлива определять по формуле

$$\delta_b = \frac{(V_\Sigma - V_{тэц})100}{V}, \quad (11.31)$$

где δ_b – экономия топлива при использовании ТЭЦ, %;

$V_\Sigma = V_e + V_t$ – суммарный расход топлива при отдельной выработке электрической (V_e) и тепловой (V_t) энергии, кг/ч.

в) коэффициенты использования теплоты вычислять по формулам:

$$K_{тэц} = \frac{3600N_e + Q_{пр}}{V_{тэц} Q_n^p}; \quad (11.32)$$

$$K_p = \frac{3600N_e + Q_{пр}}{V_\Sigma Q_n^p}. \quad (11.33)$$

В этих выражениях N_e – электрическая мощность турбин, в МВт;
 $Q_{пр}$ – количество теплоты, потребляемой на производстве, МДж/ч;
 Q_n^p – теплота сгорания топлива, МДж/кг.

11.8. Паровая турбина электростанции работает при параметрах пара: $p_1 = 3,5$ МПа; $t_1 = 435$ °С; $p_2 = 0,004$ МПа. Для подогрева питательной воды из турбины собирается пар при $p_{отб} = (120 + 10n)$ кПа, см. схему на рис. 11.10. Регенеративный подогреватель смешивающегося типа, конденсат в нем подогревается до температуры насыщения, соответствующей давлению в отборе.

Определить термический КПД установки (η_{tp}), теоретический удельный расход пара $d_{оп}$, а также повышение термического КПД в сравнении с установкой тех же параметров, но работающей по циклу Ренкина без регенеративного подогрева питательной воды. Показать

процесс расширения в диаграмме h,s . Исследовать зависимость $\delta\eta_t = f(\alpha)$ и $d_{op} = f(\alpha)$, где $\delta z_t = \frac{(z_{tp} - z_t)}{z_t} 100$ – повышение термического КПД, %; α – доля отбора (11.13).

Указание: При определении η_t работу насоса не учитывать (в обоих случаях).

11.9. Определить эффективную мощность N_e и эффективный КПД газотурбинной установки (ГТУ) без регенерации теплоты (рис. 11.12), если дано: степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = p_1/p_2$ и температура газов перед турбиной t_3 – приведены по вариантам в таблице 11.2; $G_g = 50$ кг/с; температура воздуха на входе в компрессор $t_1 = 30$ °С; адиабатный КПД компрессора $\eta_{кад} = 0,82$; относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}^m = 0,87$; механический КПД $\eta_m = 0,98$. Исследовать зависимости $\eta_i = f(\pi_k)$ при $t_3 = const$, где η_i – внутренний КПД ГТУ.

Таблица 11.2

Исходные данные к задаче 11.9 по вариантам

№ вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
π_k	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t_3, ^\circ\text{C}$	800 с 1 по 8 вар. вкл.								1100	1100
№ вар	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
π_k	6	8	10	12	14	16	18	20	2	4
$t_3, ^\circ\text{C}$	1100 с 11 по 18 вар. вкл.								1400	1400
№ вар	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
π_k	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$t_3, ^\circ\text{C}$	1400 с 21 по 30 вар. включительно									
	Для $n = 0$			$\pi_k = 7,2$			$t_3 = 850$ °С			

Указания: а) для воздуха и продуктов сгорания принять $K = C_p/C_v = 1,4$; $C_p = 1,05$ кДж/(кг·К)

б) эффективную мощность определять по формуле:

$$N_g = G_g l_g = G_g q_1 \eta_i, \quad (11.34)$$

где N_g – эффективная мощность, кВт;

G_g – расход воздуха ГТУ, кг/с;

l_g – эффективная работа цикла, кДж/кг;

q_1 – количество теплоты, подведенной в цикле, кДж/кг;

η_i – эффективный КПД.

12. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Холодильные установки (ХУ) служат для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в ХУ – воздух и жидкости с низкими температурами кипения: аммиак, углекислота, сернистый ангидрид и фреоны. ХУ работают по *обратному* циклу, в котором, в противоположность прямому циклу, *затрачивается* работа извне, теплота *отнимается* от охлаждаемых тел и *подводится* к рабочему телу. Идеальным циклом ХУ является обратный цикл Карно (рис. 12.1). В этом цикле работа $l_0 = q_0$ затрачивается, а теплота $q_2 = q_1 - q_0$ переносится от холодного тела более нагретому. Отношение теплоты, отведенной от охлаждаемого тела q_2 (холодопроизводительности), к затраченной работе $l_0 = q_1 - q_2$ называется *холодильным коэффициентом*, обозначается ε_t и является характеристикой экономичности ХУ:

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l_0}. \quad (12.1)$$

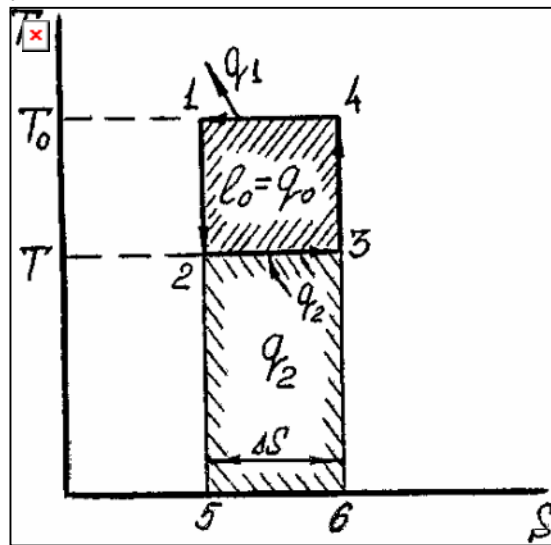


Рис. 12.1. Обратный цикл Карно

В отличие от термического КПД ε_t может быть больше 1, т. к. выражает собой количество отводимой теплоты, приходящейся на единицу затраченной работы. Максимальное значение ε_t при заданном температурном интервале будет получено тогда, когда в ХУ будет осуществлен цикл Карно, т.е.

$$\varepsilon_{tk} = \frac{T\Delta s}{T_0\Delta s - T\Delta s}, \quad (12.2)$$

где T_0 – температура окружающей среды, К (рис. 12.1);

T – температура охлаждаемого тела, К.

12.1. Цикл воздушной холодильной установки

Схема воздушной ХУ приведена на рис.12.2, а цикл показан на рис. 12.3 и 12.4. в диаграммах p,v и T,s . Воздушный компрессор (ВК) забирает воздух (рабочее тело) из холодильной камеры (ХК), сжимает его адиабатно и подает в охладитель (О) (процесс 1-2), где сжатый воздух изобарно охлаждается (процесс 2-3) с помощью циркулирующей воды до температуры T_3 . Далее охлажденный воздух с давлением p_2 адиабатно расширяется до первоначального давления p_1 (процесс 3-4). При расширении температура воздуха падает до T_4 , которая может достигать -70°C . Затем холодный воздух поступает в ХК, где, отбирая теплоту от охлаждаемых тел в количестве q_2 (рис. 12.4), нагревается до первоначальной температуры T_1 .

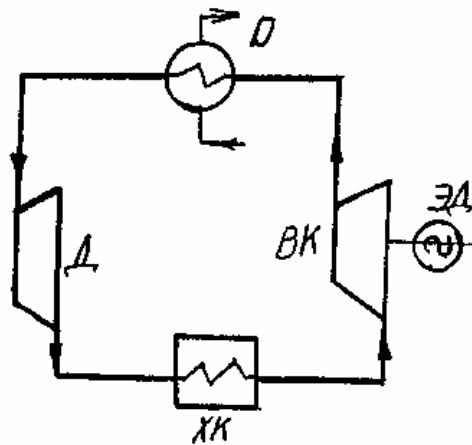


Рис. 12.2. Схема воздушной ХУ

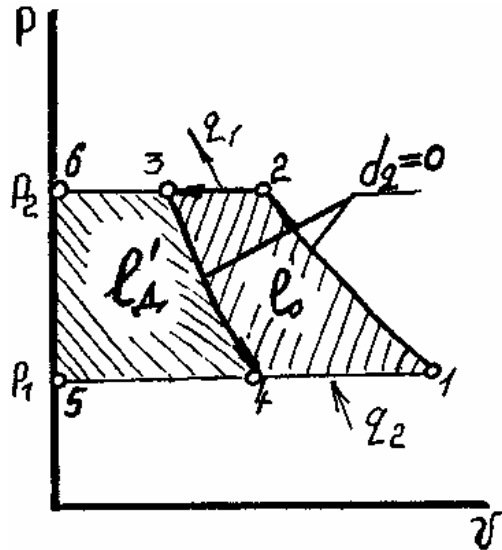


Рис. 12.3. Цикл воздушной ХУ в диаграмме p, v

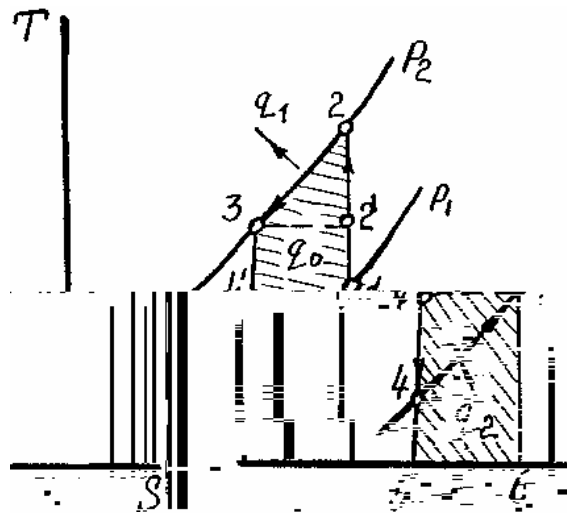


Рис. 12.4. Цикл воздушной ХУ в диаграмме T, s

Процесс расширения 3-4 происходит в специальном расширительном цилиндре или детандере (Д). Здесь возможно получение полезной работы, соответствующей площади 3-4-5-6-3 (рис. 12.3). Холодильный коэффициент цикла воздушной ХУ определяют по формуле

$$\varepsilon_t = \frac{T_2}{T_1 - T_2}, \quad (12.3)$$

где T_1 – температура в ХК, т. е. на входе ВК, К;

T_2 – температура сжатого воздуха, К.

Холодильный коэффициент эквивалентного цикла Карно 1-2'-3'-4' (рис. 12.4) будет в соответствии с (12.2) равен $\varepsilon_t = T_1 / (T_3 - T_1)$. Поскольку $T_3 < T_2$, то $\varepsilon_{тк} > \varepsilon_t$. Последний вывод можно также объяснить,

анализируя площади, соответствующие величинам q_2 и $l_0 = q_0$, которые в свою очередь определяют ε_b (12.1), рис. 12.4.

Холодопроизводительность 1 кг воздуха q_2 определяется из уравнения

$$q_2 = h_1 - h_4, \quad (12.4)$$

где h_1, h_4 – энтальпия воздуха на выходе из холодильной камеры и на входе в нее соответственно, кДж/кг.

Работа, затраченная компрессором при адиабатном сжатии,

$$l_K = l'_{1-2} = h_2 - h_1, \quad (12.5)$$

где h_2 – энтальпия воздуха после его сжатия в компрессоре, кДж/кг.

Работа, полученная в детандере при адиабатном расширении,

$$l_D = l'_{3-4} = h_3 - h_4, \quad (12.6)$$

где h_3 – энтальпия воздуха перед детандером, кДж/кг.

Выражения (12.4), (12.5) и (12.6) могут быть записаны через изобарную теплоемкость воздуха и соответствующие разности температур, см. (4.6) и (4.7).

Работа, затраченная в цикле, определяется по формуле

$$l_0 = l_K - l_D. \quad (12.7)$$

Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора ХУ, равна

$$N_{теор} = M \cdot l_0, \quad (12.8)$$

где M – расход холодильного агента (рабочего тела ХУ), кг/с

$$M = Q_2 / q_2, \quad (12.9)$$

где Q_2 – холодопроизводительность ХУ, кДж/с, т. е. в кВт;

q_2 – холодопроизводительность 1 кг рабочего тела, кДж/кг.

Холодильный коэффициент воздушной ХУ можно выразить и через давления p_1 и p_2 (начальное и конечное давление компрессора):

$$\varepsilon_t = 1 / \left[\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (12.10)$$

12.2. Цикл паровой компрессионной холодильной установки

В качестве рабочих тел в паровых компрессорных ХУ используются низкокипящие жидкости ($t_{\text{кип}} < 20\text{ }^\circ\text{C}$): аммиак (NH_3), сернистый ангидрид (SO_2), фреоны. Схема такой установки показана на рис. 12.5, а цикл в диаграмме T,s дан на рис. 12.6.

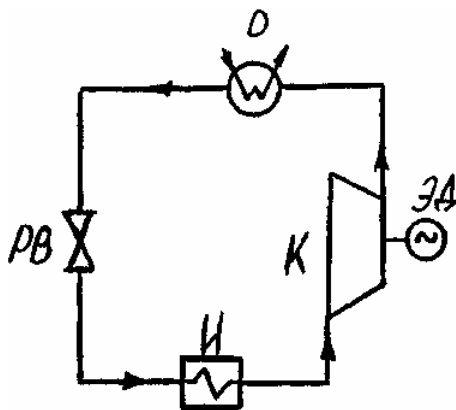


Рис. 12.5. Схема паровой компенсационной ХУ

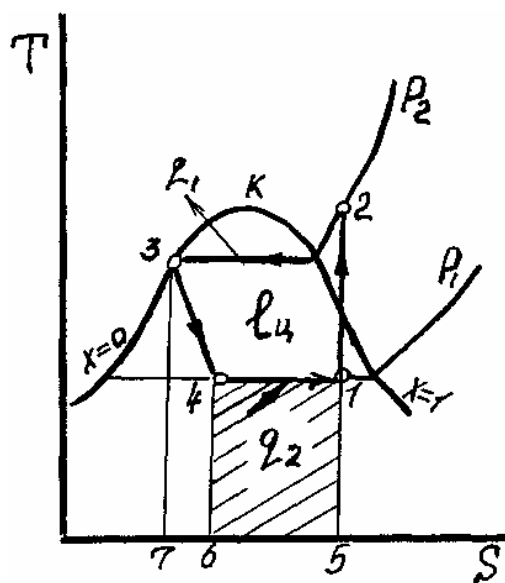


Рис. 12.6. Цикл паровой компенсационной ХУ в диаграмме T,s

Насыщенный пар рабочего тела адиабатно сжимается компрессором (К) (процесс 1-2) от давления p_1 до давления p_2 . Из компрессора пар поступает в охладитель (О), где он охлаждается и конденсируется при $p_2 = \text{const}$ (процесс 2-3). Полученная жидкость **дросселируется** в редукционном вентиле (PB) с уменьшением температуры и давления. Процесс дросселирования 3-4 является необратимым и в диаграмме T,s изображается условно. В процессе 3-4 жидкое рабочее, частично испаряясь, превращается во влажный

насыщенный пар при давлении p_1 (степень сухости $x = 0,01 - 0,15$). Далее рабочее тело направляется в испаритель (И), где происходит преобразование 4-1, в процессе которого отбирается теплота от охлаждаемых тел в количестве q_2 (площадь 4-1-5-6-4).

Холодильный коэффициент паровой компрессионной ХУ равен

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l_{ц}} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}, \quad (12.11)$$

где $q_2 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$ – количество теплоты, отбираемое от охлаждаемых тел и воспринимаемое рабочим телом в испарителе;

$l_{ц} = h_2 - h_1$ – работа, затраченная при адиабатном сжатии пара в компрессоре.

Паровые компрессоры ХУ имеют большое преимущество перед воздушными и поэтому получили большое распространение. Они более компактны, дешевы, удобны в эксплуатации и имеют более высокий холодильный коэффициент.

12.3. Тепловые насосы

Схемы и циклы **тепловых насосов** (ТН) аналогичны схемам и циклам холодильных машин. Но если задачей холодильных установок является охлаждение тел или поддержание температуры помещения на заданном низком уровне, то ТН предназначены для **подвода** теплоты, забираемой от источника с **низкой** температурой, к нагреваемому объекту при более **высокой** температуре. Происходит как бы «перекачивание» теплоты из холодного источника в горячий. Отсюда и название «тепловой насос».

Работа ТН состоит в следующем. За счет теплоты источника с низкой температурой в испарителе (И) (рис. 12.5) происходит парообразование рабочего тела с низкой температурой кипения (фреон, аммиак и т. п.) полученный пар поступает в компрессор (К), где повышается давление и температура пара (процесс 1-2, рис. 12.6), далее пар направляется в охладитель (теплообменник) (О) (рис. 12.5), где он охлаждается и конденсируется, отдавая свою теплоту жидкости, циркулирующей в отопительной системе. Образовавшийся конденсат дросселируется затем в редукционном вентиле (РВ) с уменьшением температуры и давления (процесс 3-4, рис. 12.6).

Характеристикой совершенства работы ТН является отношение теплоты, отданной к потребителю, к затраченной при этом работе, т. е.

$$\xi = \frac{q_2 + l_{ц}}{l_{ц}} = \frac{q_1}{l_{ц}}. \quad (12.12)$$

Коэффициент ξ называют или **отопительным коэффициентом**, или **коэффициента теплоиспользования**, или **коэффициентом преобразования ТН**.

Коэффициент преобразования ТН можно выразить через холодильный коэффициент цикла

$$\xi = \frac{q_2 + l_{ц}}{l_{ц}} = \frac{q_2}{l_{ц}} + 1 = \varepsilon_t + 1. \quad (12.13)$$

Если в ТН используется паровой цикл (рис. 12.6), то коэффициент ξ равен

$$\xi = \frac{q_2 + l_{ц}}{l_{ц}} = \frac{h_1 - h_3 + h_2 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (12.14)$$

В случае, если бы ТН работал по обратному циклу Карно, то коэффициент преобразования был бы

$$\xi = \frac{q_1}{l_{ц}} = \frac{T_1}{T_1 - T_0}. \quad (12.15)$$

где T_1 и T_0 – соответственно, температуры потребителя и источника теплоты, К.

ЗАДАЧИ (n – номер варианта)

12.1. В компрессор воздушной холодильной установки (ХУ) воздух поступает из холодильной камеры при давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = (-15 + 0,5n)$ °С. После изоэнтروпного сжатия до давления $p_2 = 0,4$ МПа воздух поступает в теплообменник, где при $p_2 = const$ его температура снижается до t_3 . Затем воздух поступает в детандер, где происходит изоэнтропное расширение до первоначального давления p_1 , и в холодильную камеру. В холодильной камере при $p_1 = const$ воздух отнимает теплоту от охлаждаемых тел и нагревается до температуры t_1 .

Определить: холодильный коэффициент ХУ; температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру; количество теплоты, забираемое в теплообменнике охлаждающей водой (в кВт); расход воздуха и теоретическую потребную мощность, если холодопроизводительность установки $Q_2 = (100 + 2n)$ кВт.

Изобразить цикл в диаграммах p, v и T, s .

Исследовать зависимость $\varepsilon_t = f(t_1)$.

Определить также холодильный коэффициент для ХУ, работающий по циклу Карно для того же интервала температур. Изобразить цикл Карно в диаграммах T, s вместе с циклом воздушной ХУ.

12.2. Воздушная ХУ производит лед при температуре $-(3 + 0,1n)^\circ\text{C}$ из воды с температурой 10°C . Воздух, поступающий в компрессор, имеет температуру $t_1 = -(10 + 0,1n)^\circ\text{C}$, давление $p_1 = 0,1$ МПа и сжимается до давления $p_2 = 0,4$ МПа. Затем воздух поступает в теплообменник, где изобарно охлаждается до $t_3 = 20^\circ\text{C}$. Расход воздуха равен 1000 м³/ч при нормальных условиях.

Определить холодильный коэффициент, мощность, потребную для привода компрессора, и количество льда, полученного в час.

Определить также холодильный коэффициент ХУ, работающий по циклу Карно в том же интервале температур.

Изобразить циклы воздушной ХУ и Карно в диаграммах T,s (совместно).

Указание: теплоту затвердевания воды при $p = 0,1$ МПа принять $q_{затв} = 330,7$ кДж/кг. Теплоемкость льда считать равной $c_l = 2,09$ кДж/кг·К, а теплоемкость воздуха при нормальных условиях – $c_p = 1,298$ кДж/(м³_н·К).

12.3. Компрессор К паровой ХУ (рис. 12.5) всасывает пар фреона-12 при температуре $t_1 = (-30 + 0,5n)^\circ\text{C}$ и степени сухости $x_1 = 0,97$ и изэнтропно сжимает его до давления p_2 , при котором степень сухости $x_2 = 1$. Из компрессора фреон-12 поступает в охладитель, где изобарно охлаждается водой с температурой на входе $t_{1В} = 12^\circ\text{C}$, а на выходе $t_{2В} = 20^\circ\text{C}$, превращаясь при этом в жидкость. В редукционном вентиле жидкий фреон-12 дросселируется до состояния влажного насыщенного пара, с давлением p_1 , после чего направляется в испаритель, из которого выходит со степенью сухости x_1 .

Определить теоретическую мощность двигателя ХУ, часовой расход фреона-12 и охлаждающей воды в охладителе, если холодопроизводительность установки $Q_2 = 200$ МДж/ч.

Определить холодильный коэффициент ХУ, изобразить цикл в диаграмме T,s . Свойства фреона-12 даны в таблице П6 приложения.

12.4. Современные мощные электрогенераторы работают с применением водородного охлаждения. Циркулирующий в системе охлаждения водород может быть использован как рабочее тело в схеме ТН (рис. 12.7), работающего по газовому циклу (рис. 12.3 и 12.4).

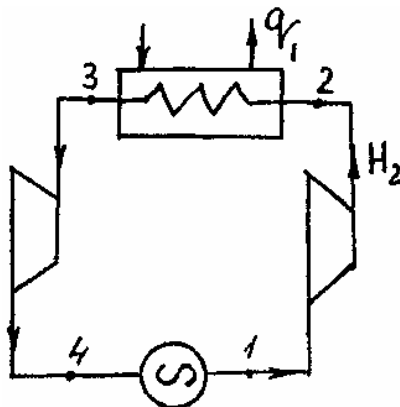


Рис. 12.7. К задаче 12.4

Чему равен коэффициент преобразования этой установки, если давление водорода в системе охлаждения генератора постоянно: $p_1 = p_4 = 0,097$ МПа, а температуры в точках 1, 3 и 4 соответственно равны: $t_1 = 40$ °С, $t_3 = (60 + n)$ °С и $t_4 = 20$ °С? Каково давление водорода p_2 , поступающего в теплообменник? Теплоемкость c_p водорода считать не зависящей от температуры, а процессы сжатия в компрессоре и расширения в детандере – адиабатными. Давления водорода на входе и выходе из теплообменника равны (т. е. $p_1 = p_3$).

12.5. Для отопления зданий может быть использована теплонасосная установка, в которой нижним источником теплоты служит окружающая среда. В результате работы ТН теплота окружающей среды передается источнику теплоты с более высокой температурой, чем окружающая среда.

Сколько можно получить теплоты в час для отопления здания при помощи ТН, если температура окружающей среды $t_{oc} = (n - 15)$ °С, температура нагревательных устройств $t_n = 70$ °С? Мощность двигателя компрессора $N = 15$ кВт.

Принять, что установка работает по циклу, изображенному на рис. 12.8. Холодильный агент – фреон-12.

Определить также коэффициент преобразования ТН ξ и построить $\xi = f(t_{oc})$ – по результатам работы группы.

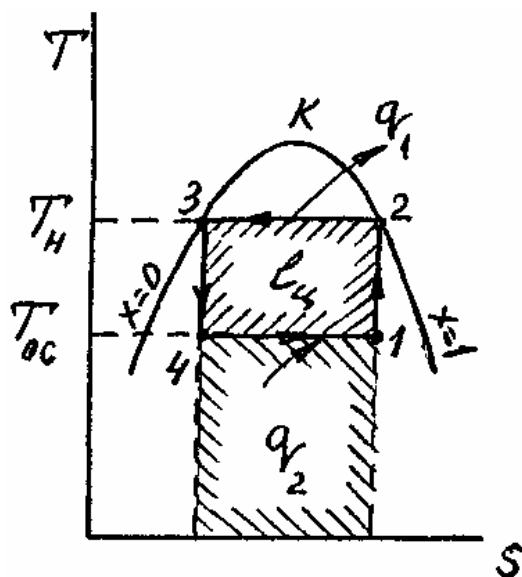


Рис. 12.8. К задаче 12.5

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1

Международная система единиц (СИ) (ОТ СЭВ 1052-78)

Величина	Единица измерения	Сокращенное обозначение
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электр. тока	ампер	А
Термодин. температура	кельвин	К
Количество вещества	моль	моль
Сила света	кандела	кд
Некоторые производные единицы		
Площадь	квадратный метр	м ²
Объем	кубический метр	м ³
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр на сек. в квадрате	м/с ²
Сила, вес	ньютон	Н; (кг·м/с ²)
Давление	паскаль	Па; Н/м ²
Плотность	килограмм на куб. метр	кг/м ³
Удельный объем	куб. метр на килограмм	м ³ /кг
Энергия, работа, количество теплоты	джоуль	Дж; (Н·м)
Мощность	ватт	Вт
Массовый расход	килограмм на секунду	кг/с
Энтропия	джоуль на кельвин	Дж/К
Удельная массовая теплоемкость	джоуль на килограмм и кельвин	Дж/(кг·К)
Теплота фазового превращения	джоуль на килограмм	Дж/кг

Таблица П.2

**Множители и приставки для образования десятичных кратных
и дольных единиц и их наименование (СТ СЭВ 1052-78)**

Множитель	Приставка	Обозначение	Множитель	Приставка	Обозначение
10^{12}	Тера	Т	10^{-1}	деци	д
10^9	Гига	Г	10^{-2}	санتي	с
10^6	Мега	М	10^{-3}	милли	м
10^3	кило	к	10^{-6}	микро	мк
10^2	гекто	г	10^{-9}	нано	н
10	дека	да	10^{-12}	пико	п

Таблица П.3

Перевод некоторых величин в единицы системы СИ

Наименование величины	Система единиц МКГСС	Внесистемная единица	Система СИ
Масса	1 т.е.м=1кгс·с ² /м	—	9,80665 кг
Сила	1кгс	—	9,80665 Н
Плотность	1 т.е.м/м ² = =1 кгс·с ² /м ⁴	—	9,80665 кг/м ³
Работа	1 кгс·м	1/427 ккал	9,80665 Дж
Теплота, энтальпия, внутренняя энергия	—	1ккал= =1/860 кВт·ч	4187 Дж
Энергия	1кВт·ч	860 ккал	3600·10 ³ Дж

Таблица П.4

**Средняя теплоемкость газов в пределах
от 0 до 1500 °С (линейная зависимость)**

Газ	Массовая теплоемкость кДж/(кг·К)	Объемная теплоемкость кДж/(м ³ ·К)
Воздух	$C_{vm_0}^t = 0,7088 + 9,3 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{vm_0}^t = 0,9157 + 1,2 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 0,9956 + 9,3 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,287 + 1,2 \cdot 10^{-4} t$
H ₂	$C_{vm_0}^t = 10,12 + 5,945 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{vm_0}^t = 0,9094 + 5,23 \cdot 10^{-5} t$
	$C_{pm_0}^t = 14,33 + 5,945 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,28 + 5,23 \cdot 10^{-5} t$
N ₂	$C_{vm_0}^t = 0,7304 + 8,955 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{vm_0}^t = 0,9131 + 1,107 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 1,032 + 8,955 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,306 + 1,107 \cdot 10^{-4} t$
O ₂	$C_{vm_0}^t = 0,6594 + 1,065 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{vm_0}^t = 0,943 + 1,577 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 0,919 + 1,065 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,313 + 1,577 \cdot 10^{-4} t$
CO	$C_{vm_0}^t = 0,7331 + 9,681 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{vm_0}^t = 0,9173 + 1,21 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 1,035 + 9,681 \cdot 10^{-5} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,291 + 1,21 \cdot 10^{-4} t$
H ₂ O	$C_{vm_0}^t = 1,372 + 3,111 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{vm_0}^t = 1,102 + 2,498 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 1,833 + 3,111 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,473 + 2,498 \cdot 10^{-4} t$
O ₂	$C_{vm_0}^t = 0,6837 + 2,406 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{vm_0}^t = 1,3423 + 4,723 \cdot 10^{-4} t$
	$C_{pm_0}^t = 0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} t$	$C'_{pm_0}^t = 1,7132 + 4,723 \cdot 10^{-4} t$

Таблица П.5

Приближенные значения киломолярных теплоемкостей газов при постоянном объеме и постоянном давлении ($C = const$)

Газы	Теплоемкость в кДж/(кмоль·К)	
	μC_v	μC_p
Одноатомные	12,56	20,93
Двухатомные	20,93	29,31
Трех- и многоатомные	29,31	37,68

Таблица П.6

Свойства насыщенных паров фреона – 12

t, °C	Давл.	Уд. объем		Энтальпия		Энтропия	
	p	v'	v''	h'	h''	S'	S''
	бар	дм ³ /кг	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6	7	8
-32	0,9218	0,6702	0,1746	390,14	558,29	4,0762	4,7737
-31	0,9630	0,6716	0,1677	390,98	558,80	4,0798	4,7728
-30	1,0052	0,6728	0,1633	391,82	559,26	4,0833	4,7720
-29	1,0483	0,6741	0,1551	392,70	559,76	4,0868	4,7712
-28	1,0934	0,6755	0,1492	393,54	560,22	4,0903	4,7704
-27	1,1405	0,6768	0,1436	394,42	560,72	4,0938	4,7696
-26	1,1886	0,6781	0,1382	395,29	561,22	4,0973	4,7689
-25	1,2376	0,6794	0,1331	396,13	561,73	4,1008	4,7682
-24	1,2896	0,6808	0,1282	397,01	562,23	4, 1043	4,7674
-23	1,3415	0,6821	0,1235	397,89	562,73	4,1078	4,7668
-22	1,3964	0,6835	0,1190	398,77	563,19	4,1113	4,7661

Продолжение табл. П6

1	2	3	4	5	6	7	8
-21	1,4524	0,6849	0,1147	399,69	563,70	4,1148	4,7654
-20	1,5098	0,6868	0,1107	400,47	564,00	4,1184	4,7645
-19	1,5695	0,6882	0,1067	401,39	564,51	4,1218	4,7639
-18	1,6806	0,6897	0,1030	402,27	565,01	4,1253	4,7632
-17	1,6941	0,6911	0,0994	403,15	565,49	4,1288	4,7626
-16	1,7593	0,6925	0,0960	404,03	565,93	4,1322	4,7620
-15	1,8262	0,6840	0,0927	404,95	566,43	4,1356	4,7614
-14	1,8947	0,6954	0,0895	406,04	566,89	4,1391	4,7608
-13	1,9662	0,6973	0,0865	406,75	567,40	4, 1426	4,7602
-12	2,0391	0,6988	0,0836	407,63	567,86	4,1460	4,7596
-11	2,1138	0,7003	0,0808	408,55	568,36	4,1494	4,7590
-10	2,1910	0,7013	0,0781	409,47	568,86	4,1528	4,7586
-9	2,2700	0,7032	0,0756	410,39	569,32	4,1562	4,7580
-8	2,3520	0,7047	0,0731	411,27	569,78	4,1596	4,7576
-7	2,4353	0,7062	0,0708	412,19	570,24	4,1630	4,7570
-6	2,5215	0,7077	0,0685	413,11	570,74	4,1664	4,7566
-5	2,6088	0,7092	0,0664	414,03	571,21	4,1698	4,7561
-4	2,6999	0,7107	0,0643	414,95	571,67	4,1732	4,7556
-3	2,7928	0,7227	0,0623	415,87	572,13	4,1766	4,7552
-2	2,8870	0,7143	0,0603	416,84	572,63	4,1801	4,7548

Продолжение табл. П6

1	2	3	4	5	6	7	8
-1	2,9857	0,7158	0,0584	417,76	573,09	4,1834	4,7543
0	3,0857	0,7173	0,0567	418,68	573,55	4,1868	4,7539
1	3,1882	0,7189	0,0550	419,60	574,01	4,1902	4,7535
2	3,2934	0,7205	0,0533	420,56	574,47	4,1935	4,7530
3	3,4006	0,7220	0,0517	421,49	574,93	4,1969	4,7526
4	3,5112	0,7241	0,0501	422,45	575,39	4,2003	4,7523
5	3,6244	0,7257	0,0436	423,37	575,85	4,2036	4,7519
6	3,7398	0,7273	0,0472	424,33	576,31	4,2070	4,7515
7	3,8587	0,7289	0,0458	425,30	576,77	4,2104	4,7512
8	3,9797	0,7310	0,0445	426,22	577,19	4,2137	4,7508
9	4,1044	0,7326	0,0432	427,18	577,65	4,2171	4,7504
10	4,2301	0,7342	0,0420	428,14	578,11	4,2204	4,7501
11	4,3606	0,7358	0,0409	429,14	578,53	4,2238	4,7498
12	4,3554	0,7380	0,0397	430,07	578,99	4,2271	4,7495
13	4,6296	0,7396	0,0386	431,03	579,41	4,2304	4,7491
14	4,7681	0,7413	0,0375	431,99	579,83	4,2338	4,7488
15	4,9108	0,7435	0,0365	433,00	580,33	4,2371	4,7484
16	5,0553	0,7452	0,0355	433,96	580,71	4,2404	4,7481
17	5,2041	0,7468	0,0345	434,92	581,17	4,2438	4,7478
18	5,3549	0,7491	0,0335	435,93	581,59	4,2471	4,7475

Продолжение таблицы П6

1	2	3	4	5	6	7	8
19	5,5086	0,7507	0,0326	436,89	582,01	4,2504	4,7472
20	5,6669	0,7524	0,0318	437,90	582,47	4,2537	4,7469
21	5,5883	0,7547	0,0309	438,86	582,84	4,2571	4,7466
22	5,9930	0,7570	0,0300	439,87	583,26	4,2604	4,7463
23	6,1610	0,7587	0,0292	440,83	583,64	4,2636	4,7460
24	6,3335	0,7605	0,0285	441,83	584,06	4,2669	4,7458
25	6,5080	0,7628	0,0277	442,84	584, 52	4,2702	4,7455
26	6,6857	0,7645	0,0270	443,84	584,90	4,2999	4,7452
27	6,8666	0,7669	0,0263	444,85	585,27	4,2769	4,7449
28	7,0542	0,7692	0,0256	445,85	585,69	4,2801	4,7446
29	7,2435	0,7710	0,0249	446,86	586,07	4,2834	4,7443
30	7,4344	0,7734	0,0243	447,86	586,49	4,2867	4,7441
31	7,6321	0,7758	0,0237	448,87	586,82	4,2900	4,7437
32	7,8352	0,7782	0,0231	449,87	587,20	4,2933	4,7434
33	8,0417	0,7800	0,0225	450,88	587,58	4,2965	4,7431
34	8,2461	0,7825	0,0219	451,92	587,95	4,2998	4,7428
35	8,4596	0,7849	0,0214	452,93	588,29	4,3031	4,7425
40	9,5818	0,7968	0,0188	458,08	590,09	4,3194	4,7410
50	12,147	0,8244	0,0146	468,54	593,10	4,3519	4,7374

1	2	3	4	5	6	7	8
60	15,182	0,8568	0,0117	479,68	596,58	4,3851	4,7385
70	18,727	0,8936	0,0092	491,07	599,09	4,4179	4,7323
80	22,840	0,9498	0,0072	502,96	600,64	4,4510	4,7276

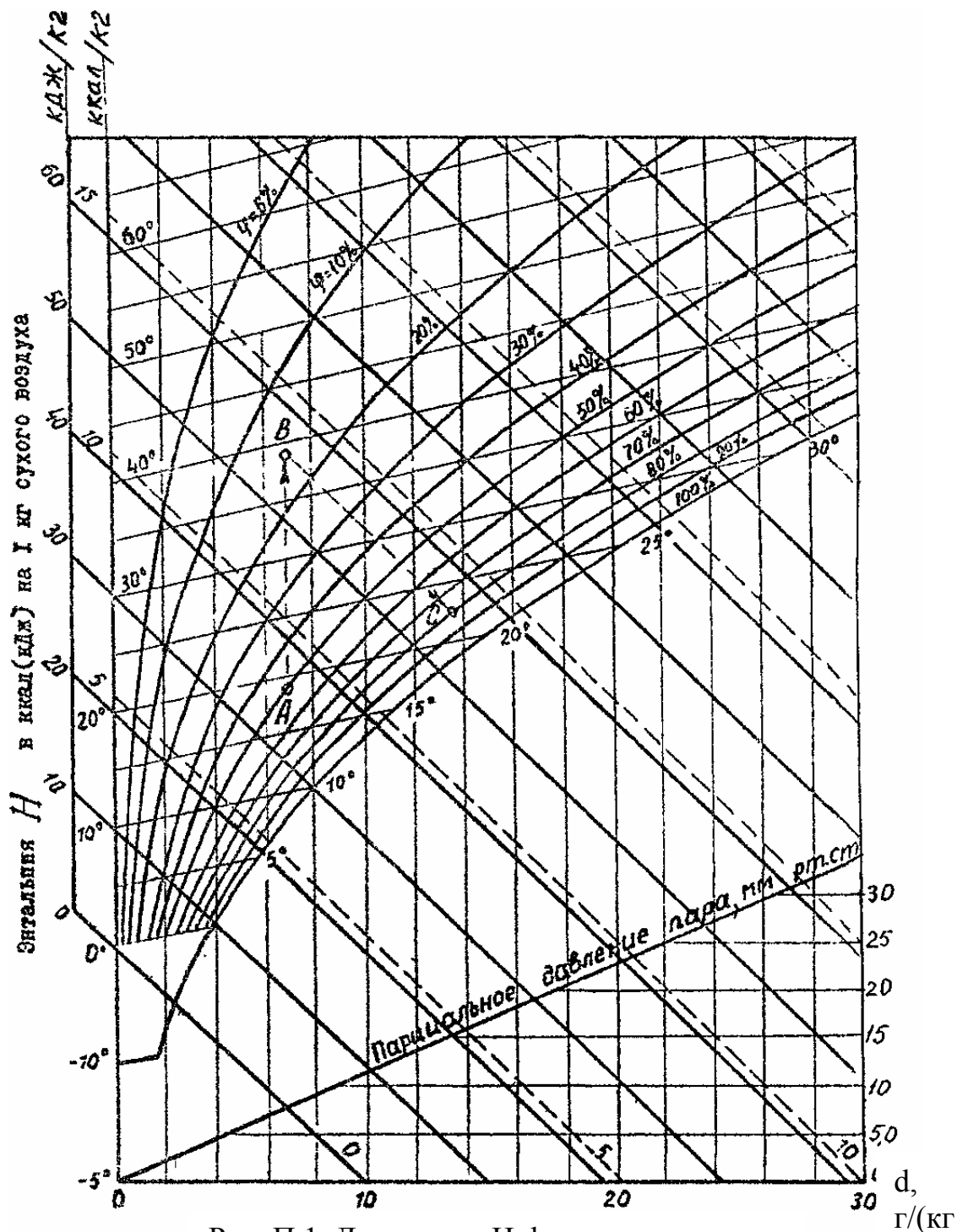


Рис. П.1. Диаграмма H, d влажного воздуха

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Болгарский А. В. Сборник задач по термодинамике и теплопередаче / А. В. Болгарский, Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – М.: Высш. школа, 1972. – 304 с.
2. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
3. Лариков Н. Н. Теплотехника / Н. Н. Лариков – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с.
4. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин – М.: Высш. школа, 1969. – 560 с.
5. Рабинович О. М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.
6. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
7. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие для вузов / Т. Н. Андрианова, Б. В. Дзампов, В. Н. Зубарев, С. А. Ремизов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.
8. Термодинамика. Основные понятия. Терминология. Буквенные обозначения величин: Сборник определений. Вып. 103 / Комитет научно-технической терминологии АН СССР. – М.: Наука, 1984. – 40 с.
9. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для вузов / В. М. Гусев, Н. И. Ковалев, В. П. Попов, В. А. Потрошков, под ред. В. М. Гусева. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд., 1981. – 343 с.
10. Лебедев В. И. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Часть I. Теплотехника и тепловой режим здания / В. И. Лебедев, Е. И. Тертичник. – М.: МИСИ, 1983. – 212 с.

Учебное издание

ЖУХОВИЦКИЙ Давид Львович

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ

Учебное пособие к практическим занятиям
по основным разделам курса «Техническая термодинамика»

Редактор М. В. Теленкова

Подписано в печать 31.08.2004. Формат 60×84/16.

Бумага писчая. Усл. п. л. 5,81. Уч.-изд. л. 5,50.

Тираж 100 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, Сев. Венец, 32

Типография УлГТУ. 432027, Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32