Библиотека СОК

В. Г. ЕРОХИН, М. Г. МАХАНЬКО

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ОСНОВАМ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

ВТОРОЕ ИЗДАНИЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для средних специальных учебных заведений

МОСКВА «ЭНЕРГИЯ» 1979

ББК 31.3
Е76
УДК [532.5+536.24](075.3)

Ерохин В. Г., Маханько М. Г.

Е76 Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники: Учеб. пособие для техникумов. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Энергия, 1979.— 240 с., ил.

В пер.: 65 к.

В книге содержатся задачи по дисциплине «Основы теплотехники и гидравлики» для самостоятельной работы учащихся техникумов. Задачам по каждому разделу программы предшествует изложение основных теоретических вопросов, расчетных соотношений и формул. Настоящее второе издание сборника задач, выпущенного издательством в 1972 г., переработано и дополнено новыми разделами: «Теплоиспользующие установки», «Системы теплоснабжения», в отдельный раздел вынесены «Компрессоры и вентиляторы».

Учебное пособие предназначено для учащихся заочных и очных техникумов промышленных и технологических специальностей.

Е $\frac{30302\text{-}293}{051(01)\text{-}79}$ 11-79. 2303000000

ББК 31.3
6П2.2

ВИКТОР ГЕОРГИЕВИЧ ЕРОХИН
МИХАИЛ ГЕОРГИЕВИЧ МАХАНЬКО

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ОСНОВАМ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Редактор *Т. В. Виленский*
Редактор издательства *А. А. Кузнецов*
Обложка художника *В. И. Карпова*
Технический редактор *М. П. Осипова*
Корректор *Г. А. Полонская*

ИБ № 1757

Сдано в набор 28.11.78 Подписано в печать 03.04.79 Т-07218
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 2 Гарн. шрифта литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 12,6 Уч.-изд. л. 15,31
Тираж 40 000 экз. Заказ 919 Цена 65 к.

Издательство «Энергия», 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10
Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

© Издательство «Энергия», 1979 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий сборник задач составлен по программе «Основы теплотехники и гидравлики» для средних специальных учебных заведений на базе подготовки 8-х и 10-х классов средней школы и предназначен для учащихся техникумов промышленных и технологических специальностей. Методические указания к решению задач соответствуют содержанию учебников Чернова А. В., Бессребренникова Н. К., Силецкого В. С. Основы теплотехники и гидравлики, М.: Энергия, 1975, и Черняка О. В. Основы теплотехники и гидравлики, М.: Высшая школа, 1974. В каждой главе даны основные, теоретические определения и расчетные формулы и соотношения. В разделах, по которым имеется учебная литература для техникумов, справочно-теоретический материал приведен в сокращенном объеме. Все разделы книги содержат типовые задачи и решения.

Некоторые типы задач и приложения заимствованы из опубликованной литературы. В приложениях к задачнику содержатся основные справочные материалы, необходимые для решения задач.

При составлении задач и методических указаний принята как основная международная система единиц измерения (СИ). Однако с учетом применения в технике измерительных приборов, градуированных в единицах других систем, в отдельных задачах применены внесистемные единицы.

Главы 1, 5, 6, 11; § 2, 3 гл. 7; § 1, 2, 3, 5 гл. 8 написаны В. Г. Ерохиным. Гл. 2, 3, 4, 9, 10, 12; § 1, 4, 5, гл. 7; § 4 гл. 8 написаны М. Г. Маханько.

О всех замеченных недостатках книги авторы просят сообщать по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, изд-во «Энергия».

Глава первая

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И НАСОСЫ

1-1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Основные определения

Основными физическими свойствами жидкостей являются: плотность, объемный (удельный) вес, сжимаемость и вязкость.

Плотностью ρ, кг/м³, называется масса однородной жидкости, содержащейся в единице объема,

$$\rho = \frac{m}{V}, \tag{1-1}$$

где m — масса жидкости, кг;

V — объем жидкости, м³.

Объемным (удельным) весом жидкости γ, Н/м³, называется вес единицы объема этой жидкости

$$\gamma = \frac{G}{V}, \tag{1-2}$$

где G — вес жидкости (сила притяжения жидкости к Земле), Н;

V — объем жидкости, м³.

Плотность и объемный (удельный) вес связаны соотношением

$$\gamma = \rho g, \tag{1-3}$$

где g — ускорение свободного падения, м/с².

Плотность и объемный вес жидкости изменяются в зависимости от давления и температуры.

Сжимаемостью называют свойство жидкости изменять свой объем при изменении давления. Сжимаемость жидкостей характеризуется коэффициентом изотермического объемного сжатия χ, м²/Н,

$$\chi = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}, \tag{1-4}$$

где V_0 — начальный объем, м³;

ΔV — изменение объема, м³;

Δp — изменение давления, Па.

Величина, обратная коэффициенту изотермического объемного сжатия, называется модулем упругости жидкости E. Для воды при нормальных условиях можно принимать $E = 2{,}0 \cdot 10^9$ Па.

При нагревании жидкости увеличение объема оценивается температурным коэффициентом объемного расширения χ_t, 1/°С

$$\chi_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t}. \tag{1-5}$$

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) частиц жидкости.

Вязкость жидкости характеризуется коэффициентом кинематической ν, м²/с, и динамической вязкости μ, Н·с/м², которые связаны следующим соотношением:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \tag{1-6}$$

Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды от температуры определяется по следующей формуле:

$$\nu = \frac{0{,}0178}{(1 + 0{,}0337t + 0{,}000221t^2) \cdot 10^4}. \tag{1-7}$$

Вязкость жидкости в условных градусах Энглера (вязкость условная — ВУ) определяется по формуле

$$\text{ВУ} = \frac{\tau_ж}{\tau_в},$$

где $\tau_ж$ — время истечения 200 см³ испытуемой жидкости через калиброванное отверстие вискозиметра при заданной температуре, с;

$\tau_в$ — время истечения 200 см³ дистиллированной воды при температуре 20°С (водное число вискозиметра), с.

Определение коэффициента кинематической вязкости по условной вязкости, заданной в градусах Энглера, производится по формуле

$$\nu = \left(0{,}0731\,°\text{ВУ} - \frac{0{,}0631}{°\text{ВУ}}\right) \cdot 10^{-4}. \tag{1-8}$$

При условной вязкости более 16° ВУ следует пользоваться формулой

$$\nu = 7{,}4 \cdot 10^{-6}\,°\text{ВУ}.$$

Задачи

1-1. Уровень мазута в вертикальном цилиндрическом баке диаметром 2 м за некоторое время понизился на 0,5 м. Определить количество израсходованного мазута, если плотность его при температуре окружающей среды 20°С равна $\rho = 990$ кг/м³.

Решение:

$$V = F\Delta h = \frac{\pi D^2}{4}\Delta h = \frac{3{,}14 \cdot 2^2}{4} 0{,}5 = 1{,}57 \text{ м}^3.$$

Ответ: $m = V\rho = 1{,}57 \cdot 990 = 1555{,}43$ кг.

1-2. Определить удельный объем и удельный вес нефтепродукта, если известна его плотность $\rho = 910$ кг/м³, ускорение свободного падения $g = 9{,}81$ м/с².

Ответ: $v = 1{,}1 \cdot 10^{-2}$ м³/кг; $\gamma = 8{,}93 \cdot 10^3$ Н/м³.

1-3. Стальной барабан подвергается гидравлическому испытанию под избыточным давлением 2,0 МПа. Определить, какое количество воды дополнительно к первоначальному объему при атмосферном давлении необходимо подать насосом в барабан, если его геометрическая емкость равна 10 м³. Деформацией барабана пренебречь, коэффициент объемного изотермического сжатия воды принять равным

$$\chi = \frac{1}{2}\cdot 10^{-9}\ \text{Па}^{-1}\left(\chi = \frac{1}{2\cdot 10^{9}}\ \text{м}^2/\text{Н}\right).$$

Ответ: $\Delta V = 0{,}01$ м³.

1-4. По условиям гидравлического испытания водопровода диаметром $d = 200$ мм и длиной $l = 1000$ м давление должно быть поднято от атмосферного до 2 МПа. Определить объем воды, который потребуется дополнительно подать в водопровод. Деформацией труб пренебречь.

Решение. Дополнительный объем воды, который потребуется подать в трубопровод, найдем из формулы (1-4):

$$\chi = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p};\quad \Delta V = \chi \Delta p V_0.$$

В конце гидравлического испытания в трубопроводе количество воды будет больше на величину ΔV:

$$V_0 = V_{тр} + \Delta V,$$

откуда

$$\Delta V = \chi \Delta p (V_{тр} + \Delta V);$$

окончательно

$$\Delta V = \frac{\chi \Delta p V_{тр}}{1 - \chi \Delta p};$$

$$V_{тр} = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3{,}14\cdot 0{,}2^2}{4} 10^3 = 31{,}4\ \text{м}^3,$$

тогда

$$\Delta V = \frac{2\cdot 10^6 \cdot 31{,}4}{2\cdot 10^9 \left(1 - \frac{2\cdot 10^6}{2\cdot 10^9}\right)} = 31{,}4\cdot 10^{-3}\ \text{м}^3.$$

Ответ: $\Delta V = 31{,}4\cdot 10^{-3}$ м³.

1-5. Определить объем расширительного сосуда $V_{р.с}$, который необходимо установить в системе водяного отопления с объемом воды V_0, если известно, что максимальная разность температур воды в подающем и обратном трубопроводах 25°С. Запас по объему расширительного сосуда принять трехкратным. Температурный коэффициент объемного расширения воды $\chi_t = 0{,}0006$ 1/°С.

Решение. Объем расширительного сосуда можно найти, пользуясь формулой (1-5). Тогда

$$\Delta V = \chi \Delta t V_0 \text{ и } V_{р.с} = 3\Delta V.$$

Следовательно, $V_{р.с} = 3\chi_t \Delta t V_0 = 3\cdot 0{,}6\cdot 10^{-3}\cdot 25 V_0 = 0{,}045 V_0$.

Ответ: $V_{р.с} = 0{,}045 V_0$.

1-6. Определить объем расширительного сосуда системы водяного отопления, если известно, что тепловая мощность системы 1,047 ГДж/ч. Объем воды в водогрейных котлах, отопительных батареях и трубах системы принять равным 30 л на каждые 4,19 МДж/ч тепловой мощности. Соотношение объемов воды в системе отопления и в расширительном сосуде принять по условию задачи 1-5.

Ответ: $V_{р.с} = 0{,}3375$ м³.

1-7. Теплоснабжение района осуществляется по двухтрубному теплопроводу (рис. 1-1) с внутренним диаметром труб $d_в = 400$ мм длиной $l = 4000$ м. Расход сетевой воды $V_с = 500$ м³/ч.

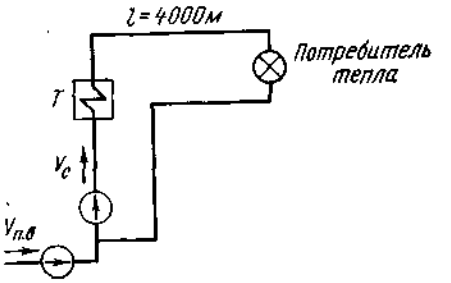


Рис. 1-1.

Расход подпиточной воды при температуре воды в сети 95°С $V_{п.в} = 5$ м³/ч.

Определить расход подпиточной воды, если в течение 1 ч производится равномерное повышение температуры воды в теплообменнике (Т) от 70 до 95°С при неизменном давлении в сети.

Решение. Определим объем воды в подающем трубопроводе

$$V_{тр} = Fl = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3{,}14\cdot 0{,}4^2}{4} 4000 = 502\ \text{м}^3.$$

Так как часовой расход воды меньше объема подающего трубопровода, то вода с температурой 95°С в течение 1 ч не успеет поступить к потребителям и охладиться.

При среднем повышении температуры воды в подающем трубопроводе на $\Delta t = \frac{95 - 70}{2} = 12{,}5$°С произойдет увеличение объема воды на величину $\Delta V = \chi_t \Delta t V$.

Принимая для воды $\chi_t = 6\cdot 10^{-4}$ 1/°С, находим:

$$\Delta V = 6\cdot 10^{-4}\cdot 12{,}5\cdot 502 = 3{,}76\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, расход подпиточной воды в течение времени повышения температуры будет равен:

$$V_{под} = V_{под} - \Delta V = 5 - 3{,}76 = 1{,}24\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

1-8. Как изменится объем воды в системе отопления, имеющей емкость $V_1=100$ м³, после подогрева воды от начальной температуры $t_{хол}=15$°С до $t_{гор}=95$°С? Температурный коэффициент объемного расширения воды принять равным $\chi_t=6\cdot10^{-4}$ 1/°С.

Ответ: $V_2=105{,}12$ м³.

1-9. Определить изменение объема 27 т нефтепродукта в хранилище при колебании температуры от 20 до 50°С, если при $t=20$°С плотность нефтепродукта равна $\rho_{20}=900$ кг/м³, а температурный коэффициент объемного расширения $\chi_t=0{,}001$ 1/°С.

Ответ: $\Delta V=0{,}90$ м³.

1-10. Предельная высота уровня мазута в вертикальной цилиндрической цистерне равна $h_0=10$ м при температуре 0°С. Определить, до какого уровня можно налить мазут, если температура окружающей среды повысится до 35°С. Расширением цистерны пренебречь, температурный коэффициент объемного расширения для мазута принять равным: $\chi_t=0{,}001$ 1/°С.

Ответ: $h=9{,}65$ м.

1-11. Определить коэффициент динамической вязкости нефтепродукта с условной вязкостью 5°ВУ. Плотность нефтепродукта принять равной 830 кг/м³.

Решение. Определяем коэффициент кинематической вязкости по формуле (1-8):

$$\nu=\left(0{,}0731\cdot5-\frac{0{,}0631}{5}\right)\cdot10^{-4}=0{,}343\cdot10^{-4}\ \text{м}^2/\text{с},$$

тогда коэффициент динамической вязкости

$$\mu=\nu\rho=0{,}343\cdot10^{-4}\cdot830=0{,}0285\ \text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2.$$

1-12. Определить условную вязкость нефтепродукта, если известно, что при температуре 50°С время истечения 200 см³ исследуемого нефтепродукта через калиброванное отверстие вискозиметра равно 153 с. Водное число прибора 51 с.

Ответ: ВУ=3°ВУ.

1-2. ГИДРОСТАТИКА

Основные определения

Силы, действующие на частицы жидкости, подразделяют на поверхностные и массовые.

К поверхностным силам, например, относятся силы давления, направленные нормально к площадке, на которую они действуют, и силы внутреннего трения, являющиеся касательными.

К массовым силам относятся силы тяжести и силы инерции. Массовые силы характеризуются ускорениями, которые они сообщают единице массы.

Сила, действующая на единицу площадки по нормали к поверхности, которая ограничивает бесконечно малый объем внутри покоящейся жидкости, называется гидростатическим давлением.

Гидростатическое давление в любой точке жидкости складывается из давления на ее свободную поверхность и давления столба

жидкости, высота которого равна расстоянию от этой точки до свободной поверхности:

$$p=p_0+\rho gh, \tag{1-9}$$

где p — гидростатическое давление, Па;

p_0 — давление на свободную поверхность жидкости, Па;

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

h — высота столба жидкости над данной точкой, м.

Выражение (1-9) называется основным уравнением гидростатики. Из этого уравнения следует, что внешнее давление p_0 на свободную поверхность жидкости передается в любую точку жидкости равномерно (закон Паскаля).

Гидростатическое давление называется полным или абсолютным $p_{абс}$, а величина ρgh — относительным (или, если на свободную поверхность жидкости действует атмосферное давление, — избыточным) давлением. Таким образом, если давление на свободную поверхность жидкости равно атмосферному, то

$$p_{абс}=p_{ат}+p_{изб}. \tag{1-10}$$

Когда абсолютное давление меньше атмосферного, измерительный прибор показывает разрежение (вакуум)

$$p_{абс}=p_{ат}-p_{разр}. \tag{1-11}$$

Отрицательное избыточное давление называется вакуумметрическим давлением.

При расчетах на прочность различных гидромеханических сооружений возникает необходимость определения давления жидкости на стенку и дно этих сооружений.

Избыточное давление жидкости на единицу площади плоской стенки равно

$$p_{изб}=\rho gh. \tag{1-12}$$

Полная сила, действующая на плоскую стенку, равна произведению величины смоченной площади стенки $F_{см}$ на гидростатическое давление в ее центре тяжести:

$$p=(p_0+\rho gh)F_{см}. \tag{1-13}$$

В открытом сосуде при $p_0=0$ полная сила давления

$$p=\rho gh_{ц.т}F_{см}, \tag{1-14}$$

где $h_{ц.т}$ — глубина погружения центра тяжести площади, м;

$F_{см}$ — смоченная площадь стенки, м².

Точка приложения силы P называется центром давления. Центр давления обычно лежит ниже центра тяжести стенки. Для прямоугольной стенки, например, центр тяжести находится на расстоянии половины высоты от основания, а центр давления — на расстоянии одной трети высоты.

Частным случаем криволинейной стенки являются стенки цилиндрических резервуаров, котлов, труб и др.

Полная сила давления, действующая на цилиндрическую поверхность,

$$P=\sqrt{P^2_x+P^2_y}, \tag{1-15}$$

где P_x — горизонтальная составляющая, равная силе давления жидкости на вертикальную проекцию цилиндрической поверхности, Н:

$$P_x = \rho g h_{\text{ц.т}} F_{\text{верт}}; \qquad (1\text{-}16)$$

P_y — вертикальная составляющая силы давления Н, равная силе тяжести действующей в объеме тела давления V:

$$P_y = \rho g V. \qquad (1\text{-}17)$$

Объемом тела давления V называется объем жидкости, ограниченный сверху свободной поверхностью жидкости, снизу — рассматриваемой криволинейной поверхностью, а с боков — вертикальной поверхностью, проведенной через периметр, ограничивающий стенку.

Направление полной силы давления P определяется углом, образуемым вектором P с горизонтальной плоскостью

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P_y}{P_x}. \qquad (1\text{-}18)$$

Для цилиндрического резервуара с вертикальной осью вертикальная составляющая P_y равна нулю, поэтому полная сила давления на боковую поверхность равна P_x

$$P = P_x. \qquad (1\text{-}19)$$

На любое тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная силе тяжести жидкости, вытесненной этим телом (закон Архимеда):

$$P = \rho g V, \qquad (1\text{-}20)$$

где P — выталкивающая (архимедова) сила, Н;
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
g — ускорение свободного падения, м/с²;
V — объем погруженной части тела, м³.

Произведение ρV называют водоизмещением.

В зависимости от соотношения между силой тяжести тела и силой тяжести вытесненной им жидкости возможны три состояния тела:

1. Сила тяжести тела больше силы тяжести вытесненной жидкости

$$G > \rho g V.$$

Такое тело будет тонуть.

2. Сила тяжести тела равна силе тяжести вытесненной жидкости

$$G = \rho g V.$$

В этом случае тело будет плавать.

3. Сила тяжести тела меньше силы тяжести вытесненной жидкости

$$G < \rho g V.$$

При таком соотношении тело будет всплывать.

Задачи

1-13. Манометр, установленный на водопроводе, показывает давление 2 кгс/см². Определить, чему равно абсолютное давление, измеренное в Па, м вод. ст. и мм рт. ст. Атмосферное давление принять равным $p_{\text{ат}} = 1$ кгс/см².

Решение. По формуле (1-10)

$$p_{\text{абс}} = 1 + 2 = 3 \text{ кгс/см}^2.$$

Выразим $p_{\text{абс}}$ в паскалях (1 Па = 1 Н/м²). Учтем, что 1 кгс = 9,81 Н, 1 м² = 10^4 см², следовательно, $p_{\text{абс}} = 3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4 = 294\,300$ Н/м² = 0,2943 МПа.

Выразим $p_{\text{абс}}$ в м вод. ст.:

$$p = \rho_{\text{в}} g h; \ \rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3;$$

$$h = \frac{p}{\rho_{\text{в}} g} = \frac{3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9{,}81} = 30 \text{ м вод. ст.}$$

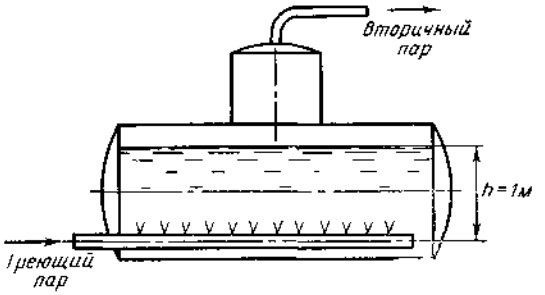


Рис. 1-2.

Выразим $p_{\text{абс}}$ в мм рт. ст.:

$$h = \frac{p}{\rho_{\text{рт}} g}; \ \rho_{\text{рт}} = 13\,600 \text{ кг/м}^3;$$

$$h = \frac{3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{13\,600 \cdot 9{,}81} = 2{,}2 \text{ м рт. ст.} = 2{,}2 \cdot 10^3 \text{ мм рт. ст.}$$

Ответ: $p_{\text{абс}} = 3$ кгс/см² = 0,2943 МПа = 30 м вод. ст. = $2{,}2 \cdot 10^3$ мм рт. ст.

1-14. Определить разрежение, создаваемое дымовой трубой, если известно, что высота трубы 50 м, средняя температура уходящих газов 227°С, температура окружающего воздуха 27°С. Плотности газов и воздуха при 0°С и 760 мм рт. ст. соответственно равны:

$$\rho^0_{\text{г}} = 1{,}27 \text{ кг/м}^3; \ \rho^0_{\text{в}} = 1{,}29 \text{ кг/м}^3.$$

Решение. Разрежение, создаваемое дымовой трубой, равно разности давлений окружающего трубу воздуха и дымовых газов у основания трубы:

$$S = p_{\text{в}} - p_{\text{г}} = (p_0 + h\rho_{\text{в}} g) - (p_0 + h\rho_{\text{г}} g) = h(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}) g.$$

По условию задачи

$$\rho_в = \rho^0_в \frac{273}{273+t_в} = 1{,}29\,\frac{273}{273+27} = 1{,}173 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_г = \rho^0_г \frac{273}{273+t_г} = 1{,}27\,\frac{273}{273+227} = 0{,}694 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда разрежение, создаваемое дымовой трубой,

$$S = 50(1{,}173-0{,}694)9{,}81 = 234{,}950 \text{ Па}.$$

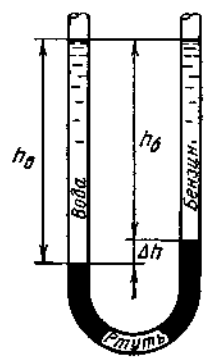


Рис. 1-3.

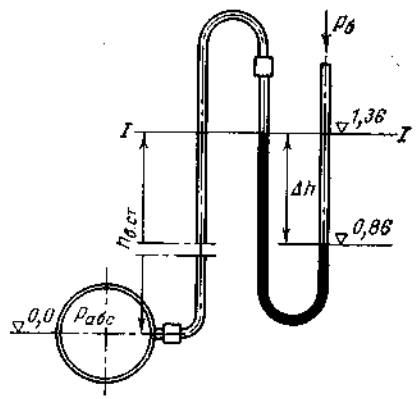


Рис. 1-4.

1-15. В тепловом аккумуляторе греющий пар подводится в толщу воды по перфорированной трубе, расположенной на глубине 1 м от верхнего уровня воды (рис. 1-2). Определить минимальное давление, с которым греющий пар может подаваться в аккумулятор, если давление вторичного пара (над зеркалом испарения) 0,2 МПа.

Ответ: $p \geqslant 0{,}21$ МПа.

1-16. Вначале в U-образную трубку налили ртуть, а затем в одно колено трубки — воду, а в другое — бензин (рис. 1-3). При совпадении верхних уровней бензина и воды высота столба воды равна 43 см. Определить разность уровней ртути. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м³, плотность бензина $\rho_б = 0{,}7 \cdot 10^3$ кг/м³.

Ответ: $\Delta h = 0{,}01$ м.

1-17. Определить абсолютное давление воды в трубопроводе, если U-образный ртутный манометр, подключенный по схеме рис. 1-4, показал перепад $\Delta h = 500$ мм рт. ст. Барометрическое давление 760 мм рт. ст.

Решение. Составим уравнение сил, действующих на сечения *I—I*:

$$p_{абс} - p_{в.ст} = p_б - p_{рт.ст},$$

откуда $p_{абс} = p_б - p_{рт.ст} + p_{в.ст}$;

$$p_{в.ст} = h_{в.ст}\frac{\rho_в}{\rho_{рт}};$$

$$p_{абс} = 760 - 500 + 1{,}36 \cdot 10^3 \frac{1000}{13\,595} = 370 \text{ мм рт. ст.}$$

1-18. Определить разность давлений в подающей и обратной трубах системы водяного отопления, если разность уровней ртути в U-образном манометре $\Delta h = 500$ мм. Трубы расположены в одной горизонтальной плоскости. Ответ дать в Па, мм рт. ст. и в м вод. ст.

Решение. Разность давлений в подающем и обратном трубопроводах можно определить из уравнения

$$p_{под} + \rho_в gh = p_{обр} + \rho_{рт} gh;$$

$$\Delta p = p_{под} - p_{обр} = (\rho_{рт} - \rho_в)gh = (13{,}6-1)10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5 = 61{,}7 \times \times 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta p = 61{,}7 \cdot 10^3 \cdot 7{,}5 \cdot 10^{-3} = 462 \text{ мм рт. ст.};$$

$$\Delta p = 61{,}7 \cdot 10^3 \cdot 0{,}101972 \cdot 10^{-3} = 6{,}3 \text{ м вод. ст.}$$

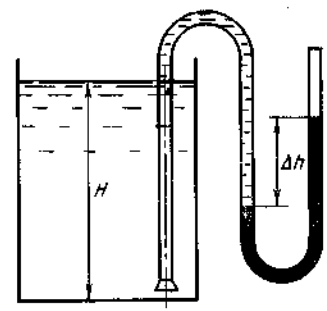


Рис. 1-5.

1-19. Определить уровень мазута в баке (рис. 1-5), если при замере S-образной трубкой разность уровней ртути $\Delta h = 250$ мм. Плотность мазута $\rho_м = 860$ кг/м³.

Ответ: 3,97 м.

1-20. Прямоугольный открытый резервуар предназначен для хранения 30 м³ воды. Определить силы давления на стенки и дно резервуара, если ширина дна 3 м, а длина 5 м.

Решение. Определим высоту стенок (высота уровня воды в резервуаре):

$$h_с = \frac{V}{ab} = \frac{30}{5 \cdot 3} = 2 \text{ м}.$$

Площадь дна $F_д = 5 \cdot 3 = 15$ м²; площадь смоченных стенок $F'_с = 2 \cdot 3 = 6$ м², $F''_с = 2 \cdot 5 = 10$ м².

Сила давления на дно резервуара определяется по формуле

$$P_д = \rho g h F_д = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 2 \cdot 15 = 294\,300 \text{ Н}.$$

Сила давления на стенку

$$P_с = (p_0 + \rho g h_{п.т}) F_с;$$

так как резервуар открыт, то $p_0 = 0$,

$$h_{п.т} = \frac{1}{2}h = \frac{1}{2}2 = 1 \text{ м}.$$

Сила давления на стенку шириной 3 м

$$P'_с = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1 \cdot 6 = 60\,860 \text{ Н}.$$

Сила давления на стенку шириной 5 м

$$P''_c = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 10 = 98\,100 \text{ Н}.$$

1-21. Вертикальный цилиндрический резервуар емкостью 314 м³ и высотой 4 м заполнен водой. Определить силы давления воды на боковую стенку и дно резервуара.

Решение. Определим диаметр резервуара:

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi h}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3{,}14}{3{,}14 \cdot 4}} = 10 \text{ м}.$$

Сила давления на боковую стенку

$$P_x = \rho g h_{ц.т} F_{верт} = \rho g \frac{h}{2} Dh = 1000 \cdot 9{,}81 \frac{4^2 \cdot 10}{2} = 0{,}7848 \text{ МН}.$$

Сила давления на дно резервуара

$$P = \rho g F_{дн} h = \rho g \frac{\pi D^2}{4} h = 1000 \cdot 9{,}81 \frac{3{,}14 \cdot 10^2}{4} 4 = 3{,}08 \text{ МН}.$$

1-22. Определить силу давления воды на дно сосуда, если площадь дна его 0,25 м², а уровень воды расположен на высоте 2 м от дна.

Ответ: $P = 4{,}9$ кН.

1-23. Дизельное топливо хранится в цилиндрической емкости высотой 8 м и диаметром 5 м. Определить силу, действующую на боковую стенку хранилища. Плотность дизельного топлива $\rho = 860$ кг/м³.

Ответ: $P_x = 4{,}25$ МН.

1-24. Определить давление воды на корпус подводной лодки при погружении на глубину 50 м.

Ответ: $p_{изб} = 0{,}49$ МПа.

1-25. Определить абсолютное давление, если показание вакуумметра равно 50 кПа при барометрическом давлении 100 кПа.

Ответ: $p_{абс} = 50$ кПа.

1-26. Определить давление на внутреннюю стенку открытого канала, заполненного водой, на глубине $h = 0{,}5$ м от поверхности, если известно, что барометрическое давление равно 750 мм рт. ст.

Решение. Определяем абсолютное давление на внутреннюю стенку по формуле (1-10) с учетом (1-12):

$$p_{абс} = p_б + \rho g h = 750 \cdot 133{,}322 + 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5 =$$
$$= 104\,905 \text{ Н/м}^2 = 0{,}1049 \text{ МПа}.$$

Ответ: $p_{абс} = 0{,}1049$ МПа.

1-27. Определить давление, которое испытывает стенка сосуда, заполненного водой, на глубине $h = 1$ м от поверхности.

Ответ: $p = 9{,}81$ кПа.

1-28. Определить горизонтальную силу, действующую на плотину (рис. 1-6) длиной $L = 1000$ м при высоте воды перед плотиной $H_1 = 100$ м, а за плотиной $H_2 = 10$ м.

Решение. Сила, действующая на плотину со стороны верхнего бьефа, определяется по формуле (1-14)

$$P_1 = \rho g h_{ц.т} F_{см}.$$

Так как

$$h_{ц.т} = \frac{1}{2} H_1, \text{ а } F_{см} = LH_1,$$

то

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho g L H_1^2;$$

$$P_1 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1000 \cdot 100^2 = 49{,}05 \text{ ГН}.$$

Сила, действующая на плотину со стороны нижнего бьефа,

$$P_2 = \frac{1}{2} \rho g L H_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1000 \cdot 10^2 = 0{,}4905 \text{ ГН}.$$

Результирующая сила, действующая на плотину в горизонтальном направлении (сдвигающая сила),

$$P_x = P_1 - P_2 = 49{,}05 - 0{,}4905 =$$
$$= 48{,}56 \text{ ГН}.$$

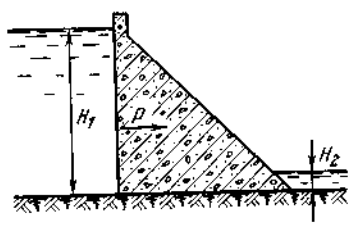


Рис. 1-6.

1-29. Определить, содержится ли примесь породы в самородке золота, если установлено, что вес самородка в воздухе $G_0 = 9{,}65$ Н, а вес в воде $G_в = 9{,}15$ Н. Плотность чистого золота $\rho_з = 19{,}3 \times 10^3$ кг/м³.

Решение. Самородок не содержит примесей, если плотность вещества самородка $\rho_с$ равна плотности золота $\rho_з$.

Плотность самородка

$$\rho_с = \frac{G_0}{gV_с}.$$

По весу вытесненной им воды найдем $G_0 - G_в = V_с \rho_в g$

$$\rho_с = \frac{G_0}{\frac{g(G_0 - G_в)}{\rho_в g}} = \frac{G_0}{G_0 - G_в} \rho_в = \frac{9{,}65}{9{,}65 - 9{,}15} 10^3 =$$
$$= 19{,}3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

Самородок примесей не содержит, так как $\rho_с = \rho_з$.

1-30. Конденсатоотводчик с поплавком, открытым сверху (рис. 1-7), работает на перепаде давлений 2 кгс/см². Определить наполнение поплавка $V_ж$, при котором клапан откроется, если известны: емкость поплавка $V = 5$ л, диаметр отверстия выпускного клапана $d = 5$ мм и масса поплавка $m = 1{,}5$ кг. Плотность конденсата $\rho_{кд} = 945$ кг/м³.

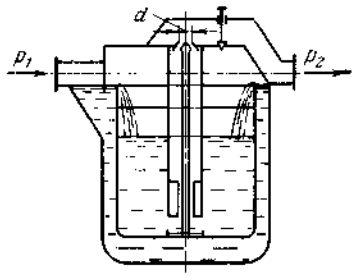


Рис. 1-7.

Решение. Запишем условие равенства сил, действующих на поплавок:

$$V\rho_{кд}g+(p_1-p_2)f_{кл}=mg+V_x\rho_{кд}g,$$

где $V\rho_{кд}g$ — выталкивающая (архимедова) сила;

$(p_1-p_2)f_{кл}$ — сила, возникающая за счет разности давлений до и после клапана;

$f_{кл}$ — площадь поперечного сечения клапана;

mg — сила тяжести поплавка;

$V_x\rho_{кд}g$ — сила тяжести воды, заполняющей поплавок.

Определим площадь поперечного сечения клапана

$$f=\frac{\pi d^2}{4}=\frac{3,14\,(5\cdot10^{-3})^2}{4}=0,196\cdot10^{-4}\ м^2.$$

Минимальное наполнение, необходимое для открытия выпускного клапана,

$$V_x=V+\frac{(p_1-p_2)f_{кл}}{\rho_{кл}g}-\frac{m}{\rho_{кд}}=5\cdot10^{-3}+\frac{2\cdot9,81\cdot10^4\cdot0,196\cdot10^{-4}}{945\cdot9,81}-$$

$$-\frac{1,5}{945}=4,355\cdot10^{-3}\ м^3=4,355\ л.$$

1-31. Можно ли применить конденсатоотводчик (конструктивные данные приведены в задаче 1-30) для установки с перепадом давлений 10 кгс/см²?

Ответ: Нельзя, так как в данном случае $V_x=5,98$ л, что превышает $V=5$ л.

1-32. Определить силу, действующую на деревянный брусок длиной $l=50,0$ см и поперечным сечением $S=200$ см², полностью погруженный в воду. Плотность древесины принять равной $\rho_д=600$ кг/м³.

Решение. Сила, действующая на брусок, полностью погруженный в воду, равна разности между выталкивающей силой $P_в$ и весом бруска $G_д$:

$$P=P_в-G_д;\ P_в=\rho_вgV_д;$$

$$G_д=\rho_дgV_д;\ V_д=Sl;$$

$$P=gSl(\rho_в-\rho_д)=9,81\cdot200\cdot10^{-4}\times$$

$$\times0,5(1000-600)=39,24\ Н.$$

1-33. Определить сжимающее усилие, развиваемое гидравлическим прессом (рис. 1-8), если диаметр большого поршня $D=300$ мм, диаметр малого поршня $d=30$ мм, длина рычага $l=1000$ мм, расстояние от шарнира рукоятки до опоры на малый поршень $a=100$ мм. Усилие, прилагаемое к свободному концу рычага, $G=250$ Н. Весом поршней и трением пренебречь.

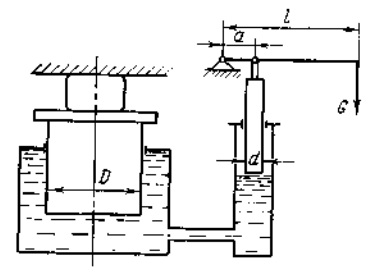


Рис. 1-8.

Решение. Определим силу, действующую на малый поршень. Для этого напишем уравнение моментов сил относительно шарнирной точки

$$Gl=G_1a,$$

где

$$G_1=F_1p_1=\frac{\pi d^2}{4}p_1.$$

Из уравнения моментов сил следует, что $G_1=G\frac{l}{a}$, тогда

$$\frac{\pi d^2}{4}p_1=G\frac{l}{a},$$

откуда

$$p_1=G\frac{l}{a}\frac{4}{\pi d^2}.$$

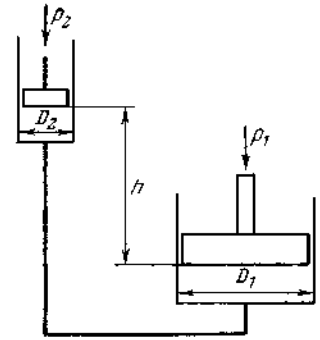


Рис. 1-9.

Сжимающее усилие большего поршня

$$G_2=\frac{\pi D^2}{4}p_1=\frac{\pi D^2}{4}G\frac{l}{a}\frac{4}{\pi d^2}=G\frac{l}{a}\left(\frac{D}{d}\right)^2;$$

$$G_2=250\,\frac{1000}{100}\left(\frac{300}{30}\right)^2=250\cdot10^3\ Н=250\ кН.$$

1-34. Два цилиндра соединены трубкой по схеме (рис. 1-9). Известно, что диаметр первого цилиндра $D_1=50$ см, а второго — $D_2=20$ см. Цилиндр меньшего диаметра расположен выше цилиндра большего диаметра на $h=0,5$ м. Определить, какое усилие P_1 необходимо приложить к большому поршню, чтобы система пришла в равновесие, если на поршень малого цилиндра действует сила $P_2=500$ Н.

Ответ: $P_1=5,084$ кН.

1-35. Решить задачу 1-34 при условии $h=0$.

Ответ: $P_1=3,122$ кН.

1-36. На скалку гидравлического пресса действует сила $P_2=50$ Н. Площадь поперечного сечения скалки $F_2=4$ см², площадь поршня $F_1=144$ см². Коэффициент полезного действия пресса $\eta=0,85$. Определить давление, развиваемое прессом.

Ответ: $P=1,530$ кН.

1-3. ГИДРОДИНАМИКА

Основные определения

Основным объектом изучения гидродинамики является поток жидкости, т. е. движение массы жидкости между ограничивающими поверхностями (стенки труб, каналов).

Поток жидкости имеет следующие основные характеристики:

$F_{ж.с}$ — площадь живого сечения, м²;

$S_с$ — смоченный периметр или периметр живого сечения, соприкасающийся со стенками, ограничивающими поток, м;

$R_г$ — гидравлический радиус, м,

$$R_г = \frac{F_{ж.с}}{S_с}. \qquad (1\text{-}21)$$

Расходом жидкости называется количество жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока.

Различают объемный расход, м³/с:

$$V_t = \frac{V}{t} \qquad (1\text{-}22)$$

и массовый расход, кг/с:

$$m_t = \frac{m}{t}. \qquad (1\text{-}23)$$

Скорость потока также может быть объемной или массовой.

Объемная скорость потока определяется как объемный расход вещества V_t через единицу площади живого сечения $F_{ж.с}$ потока

$$v = \frac{V_t}{F_{ж.с}}. \qquad (1\text{-}24)$$

Массовая скорость потока определяется как массовый расход вещества m_t через единицу площади живого сечения $F_{ж.с}$ потока:

$$v_m = \frac{m_t}{F_{ж.с}} = \rho v. \qquad (1\text{-}25)$$

При установившемся движении через любое поперечное сечение потока в единицу времени проходит одно и то же количество жидкости (уравнение неразрывности потока)

$$m_{t1} = m_{t2} = m_t = \text{const},$$

или

$$V_{t1} = V_{t2} = V_t = \text{const}.$$

Используя, например, понятие объемной скорости, уравнение неразрывности можно записать следующим образом:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = v_3 F_3 = \text{const}. \qquad (1\text{-}26)$$

Из уравнения неразрывности следует, что средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}. \qquad (1\text{-}27)$$

Различают два режима движения жидкости: ламинарный, при котором частицы жидкости движутся, не перемешиваясь, и турбулентный, при котором частицы жидкости движутся неупорядоченно, хаотически.

Критерием, определяющим режим движения жидкости, является число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{\nu}, \qquad (1\text{-}28)$$

где v — средняя скорость потока, м/с;

d — диаметр трубы, м;

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

μ — динамическая вязкость, Н·с/м²;

ν — кинематическая вязкость, м²/с.

Для определения режима движения в каналах произвольного сечения в формулу критерия Рейнольдса вводят гидравлический радиус $R_г = d/4$, тогда

$$\mathrm{Re} = \frac{4vR_г}{\nu}. \qquad (1\text{-}29)$$

Значение числа Рейнольдса Re = 2300 называют критическим.

В круглых гладких трубах при Re < 2300 режим движения ламинарный, при Re > 2300 — турбулентный (установлено опытным путем).

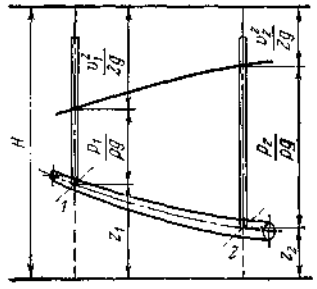


Рис. 1-10.

Основным уравнением гидравлики, определяющим связь между давлением и скоростью в движущемся потоке жидкости, является уравнение Бернулли.

Для двух произвольных поперечных сечений элементарной струйки идеальной жидкости можно записать следующее уравнение энергетического баланса (рис. 1-10):

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}. \qquad (1\text{-}30)$$

В этом уравнении $z_1 g$ и $z_2 g$ — удельная энергия положения (высоты) частицы в сечениях 1 и 2 соответственно, кДж/кг;

p_1/ρ и p_2/ρ — удельная энергия давления, кДж/кг;

$v_1^2/2$ и $v_2^2/2$ — удельная кинетическая энергия, кДж/кг.

Если разделить уравнение (1-30) почленно на g, то оно приобретает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (1\text{-}31)$$

Все члены этого уравнения имеют размерность длины и измеряются высотой столба жидкости.

Здесь z — геометрический напор, высота положения частицы над плоскостью отсчета, м;

$p/\rho g$ — пьезометрический напор, м;

$z + p/\rho g$ — статический напор, представляющий собой полный запас потенциальной энергии 1 кг жидкости, м;

$v_1^2/2g$ — скоростной напор, представляющий собой удельную кинетическую энергию 1 кг жидкости, м.

Таким образом, при установившемся движении идеальной жидкости для любого сечения справедливо

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}. \qquad (1\text{-}32)$$

Это уравнение называется уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.

Для потока реальной вязкой жидкости следует учитывать различие в скоростях по сечению потока. В практических расчетах поль-

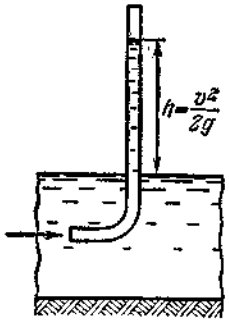


Рис. 1-11.

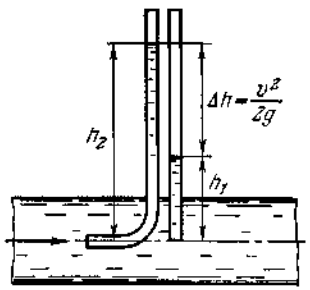


Рис. 1-12.

зуются понятием средней скорости. При этом расчетное значение удельной кинетической энергии потока получается несколько меньше действительного. Последнее обстоятельство учитывается введением поправочного коэффициента α, определенного опытным путем.

Для ламинарного режима движения жидкости в круглых трубах $\alpha=2$, для турбулентного $\alpha=1{,}04 \div 1{,}13$. В реальных условиях необходимо учитывать также потери напора на участке от первого до второго исследуемого сечения потока $h_{пот}$.

Потеря напора на участке складывается из потерь на трение (линейные потери) $h_л$ и потерь на местные сопротивления $h_м$

$$h_{пот} = h_л + h_м. \qquad (1\text{-}33)$$

С учетом сказанного уравнение Бернулли для потока реальной жидкости записывают в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{пот}. \qquad (1\text{-}34)$$

Измерение скорости в открытом потоке можно произвести при помощи трубки Пито, схему установки см. на рис. 1-11. Скорость потока в точке расположения нижнего отверстия трубки Пито

$$v = \varphi \sqrt{2gh}, \qquad (1\text{-}35)$$

где φ — коэффициент, учитывающий параметры реальной жидкости и конструктивные особенности трубок;

h — высота жидкости в трубке, м.

В закрытых трубопроводах скорость потока определяется по разности показаний трубки Пито, определяющей полный напор $\frac{p}{\rho g} + \varphi \frac{v^2}{2g}$, и пьезометрической трубки, определяющей пьезометрический напор $p/\rho g$ (рис. 1-12). Определив Δh с учетом поправочного коэффициента, можно определить скорость, м/с

$$v = \varphi \sqrt{2g\Delta h}. \qquad (1\text{-}36)$$

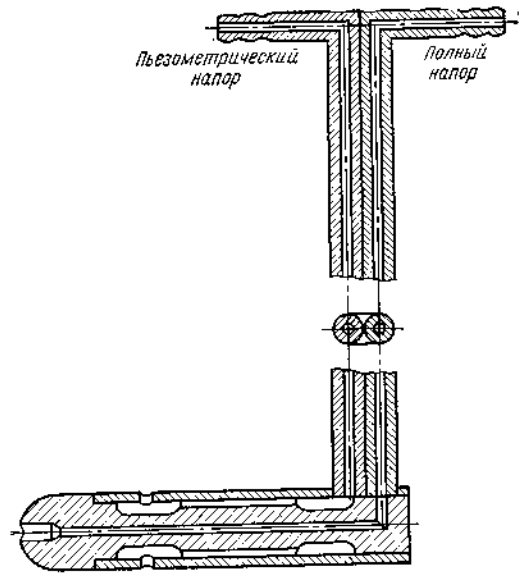


Рис. 1-13.

На практике пользуются конструкцией, в которой обе трубки совмещают в один прибор (рис. 1-13). В такой пневмометрической трубке (трубка Прандтля) центральный канал служит для замера полного напора, а боковые отверстия внешней поверхности — пьезометрического напора. Выводы от центрального канала и боковых отверстий присоединяют к дифференциальному манометру и сразу получают разность уровней жидкости в коленах дифманометра Δh.

Скорость движения жидкости в точке установки пневмометрической трубки определяется по формуле

$$v = a \sqrt{2g\Delta h \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right)}, \qquad (1\text{-}37)$$

где Δh — разность уровней в коленах дифманометра, м;

ρ_1, ρ_2 — соответственно плотности жидкости, исследуемой и залитой в манометр, кг/м³;

a — поправочный коэффициент, зависящий от точности изготовления трубы и ее размеров ($a=1\div1{,}04$).

В длинных трубопроводах и каналах произвольных сечений измерение расхода без нарушений целостности потока может быть выполнено с помощью водомера Вентури (рис. 1-14).

Для определения расхода жидкости измеряют пьезометрические напоры в цилиндрических участках водомера Вентури (сечение *I* и сечение *II*) и определяют их разность Δh. Если принять $h_{пот}=0$, $\alpha_1=\alpha_2=1$, то из уравнения Бернулли получим:

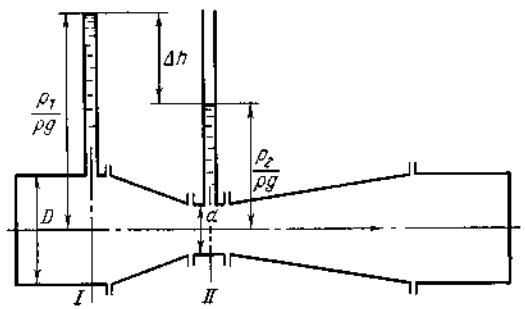


Рис. 1-14.

$$v^2_2-v^2_1=2g\Delta h.$$

Решая полученное уравнение совместно с уравнением неразрывности потока, получаем выражение для скорости в первом сечении

$$v_1=\sqrt{\frac{2g\Delta h}{(f_1/f_2)^2-1}},$$

где f_1, f_2 — площади соответственно первого и второго поперечных сечений.

Расход жидкости, протекающей через прибор, определится как произведение скорости v_1 на площадь поперечного сечения f_1:

$$V=v_1f_1=f_1\sqrt{\frac{2g\Delta h}{(f_1/f_2)^2-1}}. \qquad (1\text{-}38)$$

С учетом коэффициента расхода μ формула принимает вид:

$$V=\mu f_1\sqrt{\frac{2g\Delta h}{(f_1/f_2)^2-1}}. \qquad (1\text{-}39)$$

Как правило, $\mu=0{,}96\div0{,}98$.

При движении реальной жидкости в трубе часть гидродинамического напора расходуется на преодоление линейных $h_л$ и местных $h_м$ гидравлических сопротивлений.

Линейное сопротивление (или сопротивление трения) $h_л$ определяют по формуле Дарси

$$h_л=\lambda_{тр}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2}\rho, \qquad (1\text{-}40)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения по длине;

l — длина трубы, м;

d — диаметр трубы, м;

v — скорость движения в выходном сечении трубы, м/с;

ρ — плотность, кг/м³.

Для ламинарного движения жидкости коэффициент сопротивления $\lambda_{тр}$ определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda_{тр}=\frac{64}{Re}. \qquad (1\text{-}41)$$

При турбулентном движении в трубах с гладкими стенками $\lambda_{тр}$ рассчитывается по формуле Блазиуса, если $Re=10^4\div10^5$:

$$\lambda_{тр}=\frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}}. \qquad (1\text{-}42)$$

При значениях $Re>10^5$ коэффициент сопротивления $\lambda_{тр}$ определяют по формуле Никурадзе

$$\lambda_{тр}=0{,}0032+\frac{0{,}221}{Re^{0{,}237}}. \qquad (1\text{-}43)$$

При движении жидкости по шероховатым трубам, когда $2300<Re<Re_{пред}$ (переходная область), $\lambda_{тр}$ определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda_{тр}=0{,}11\left(\frac{k_э}{d}+\frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}; \qquad (1\text{-}44)$$

$$Re_{пред}=568\frac{d}{k}, \qquad (1\text{-}45)$$

где d — диаметр трубопровода, м;

k — абсолютная шероховатость труб, м.

Для шероховатых труб в квадратичной зоне применяется формула Шифринсона

$$\lambda_{тр}=0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25}. \qquad (1\text{-}46)$$

Из выражения (1-45) может быть получена формула для определения $v_{пред}$, т. е. скорости потока, при которой наступает область квадратичного закона сопротивления

$$Re=\frac{v_{пред}d}{\nu}=568\frac{d}{k},$$

откуда

$$v_{пред}=568\frac{\nu}{k}, \qquad (1\text{-}47)$$

где ν — кинематическая вязкость, м²/с.

Местные сопротивления обусловлены наличием по длине трубопровода вентилей, задвижек, сужений или расширения труб, поворотов и т. д.

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g}, \qquad (1\text{-}48)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления;

v — скорость жидкости, м/с.

Значения коэффициентов местных потерь для различных элементов трубопровода приведены в приложении 4. Полная потеря напора в трубопроводе

$$h = h_д + \Sigma h_м. \qquad (1\text{-}49)$$

Резкое повышение давления в водопроводной сети, возникающее в результате изменения скорости потока при быстром закрытии крана или задвижки, называют гидравлическим ударом. Гидравлический удар может привести к разрыву стенок трубы.

Повышение давления, возникающее при гидравлическом ударе,

$$\Delta p = \rho c v, \qquad (1\text{-}50)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³;

v — скорость движения жидкости до закрытия задвижки (крана), м/с;

c — скорость распространения ударной волны, м/с.

Если время закрытия задвижки t больше времени (фазы) гидравлического удара T ($T=2l/c$, где l — длина трубопровода), то повышение давления не достигнет максимальной величины. При медленном закрытии задвижки повышение давления определяется по формуле

$$\Delta p = \rho c v \frac{T}{t} = \frac{2\rho l v}{t}. \qquad (1\text{-}51)$$

В задачу гидравлического расчета водопровода может входить определение диаметра трубопровода d, расхода V, потери напора $h_{пот}$. При расчете длинных водопроводов учитывают только потери напора по длине, так как местные потери составляют обычно менее 10% всех потерь. При расчете коротких трубопроводов необходимо учитывать потери напора не только по длине, но и в местных сопротивлениях.

При скорости воды в трубе $v \geqslant 1{,}2$ м/с гидравлический расчет простого трубопровода (не имеющего ответвлений) может производиться по следующим формулам.

1. Если заданы расход воды V, м³/с, и допустимые потери напора $h_{пот}$, м, и длина l, м, определяют расходную характеристику K, м³/с, по которой, пользуясь справочными таблицами, можно найти диаметр трубопровода d, м:

$$K = \frac{V}{\sqrt{\frac{h_{пот}}{l}}} = \frac{V}{\sqrt{i}}, \qquad (1\text{-}52)$$

здесь $i = h_{пот}/l$ — гидравлический уклон, l — длина трубопровода, м.

2. Если заданы расход воды V, диаметр d и длина трубопровода, то можно определить потери напора $h_{пот}$

$$h_{пот} = \frac{V^2 l}{K^2}. \qquad (1\text{-}53)$$

K находят по таблицам в соответствии с заданным d.

3. Если заданы диаметр d, длина l и потери $h_{пот}$, можно найти расход

$$V = K\sqrt{\frac{h_{пот}}{l}} = K\sqrt{i}. \qquad (1\text{-}54)$$

Таблица 1-1

Значения K^2 для стандартных стальных труб (V задано в м³/с)

d, мм	K^2	d, мм	K^2
125	0,009416	250	0,3871
150	0,02226	275	0,6515
175	0,05274	300	1,065
200	0,1078	325	1,643
225	0,2074	400	4,850

При скорости воды $v < 1{,}2$ м/с расходная характеристика определяется с учетом поправочного коэффициента β. Значения K^2 и β приведены в табл. 1-1 и 1-2.

Когда простой трубопровод состоит из нескольких последовательно соединенных труб различных диаметров, то полная потеря

Таблица 1-2

Значения поправочного коэффициента β

v, м/с	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
β	1,187	1,131	1,095	1,072	1,054	1,040	1,030	1,020	1,015	1,01	1,0

напора $h_{пот}$ определяется как сумма потерь напора на отдельных участках

$$h_{пот} = h_1 + h_2 + h_3 + \ldots + h_n. \qquad (1\text{-}55)$$

Трубопроводы с параллельными участками, которые расходятся и сходятся в общих точках, рассчитываются при условии равенства потерь по всем параллельным участкам, т. е.

$$h_{пот1} = h_{пот2} = h_{пот3} = h_{потn}. \qquad (1\text{-}56)$$

При этом расходы в точках расхождения и схождения параллельных ветвей равны сумме расходов по отдельным ветвям

$$V_1+V_2+V_3+V_n=V, \qquad (1\text{-}57)$$

следовательно,

$$\frac{V_1}{V_2}=\frac{K_1}{K_2}\sqrt{\frac{l_2}{l_1}};\quad \frac{V_1}{V_3}=\frac{K_1}{K_3}\sqrt{\frac{l_3}{l_1}};\quad \frac{V_1}{V_n}=\frac{K_1}{K_n}\sqrt{\frac{l_n}{l_1}}. \qquad (1\text{-}58)$$

При условии постоянства давления по сечению потока скорость истечения идеальной жидкости через отверстие в тонкой стенке рассчитываются по формуле Торичелли

$$v_0=\sqrt{2gH}, \qquad (1\text{-}59)$$

где v_0 — скорость истечения жидкости, м/с;

H — превышение уровня жидкости над центром отверстия, м.

Для реальной жидкости скорость истечения несколько меньше теоретической, что учитывается коэффициентом скорости $\varphi=0{,}97\div0{,}98$:

$$v=\varphi\sqrt{2gH}. \qquad (1\text{-}60)$$

Расход идеальной жидкости V_0 через отверстие определяется по формуле

$$V_0=v_0F=F\sqrt{2gH}, \qquad (1\text{-}61)$$

где F — площадь выходного отверстия, м².

При расчете расхода реальной жидкости через конкретный внешний насадок вводят коэффициент расхода μ

$$V=\mu V_0. \qquad (1\text{-}62)$$

Коэффициенты расхода для некоторых типов насадков (см. рис. 1-22) приведены в табл. 1-3.

Таблица 1-3

Коэффициент расхода для насадков различных типов

Тип насадка	μ
Внешний цилиндрический	0,82
Внутренний цилиндрический	0,71
Сходящийся конический с наклоном образующих к оси 5°	0,92
Расходящийся конический с наклоном к образующей оси 5°	0,57
Коноидальный (в форме сжатой струи)	0,97

Задачи

1-37. Определить массовый расход горячей воды в трубопроводе с внутренним диаметром $d_{вн}=412$ мм, если известно, что средняя скорость воды $v=3$ м/с, а плотность $\rho_в=917$ кг/м³.

Решение. Так как через любое сечение трубопровода за 1 с протекает воды

$$V=fv=\frac{\pi d^2}{4}v=\frac{3{,}14\cdot0{,}412^2}{4}\cdot3=0{,}4\ \text{м}^3/\text{с},$$

то массовый расход воды можно вычислить как

$$m=V\rho_в=0{,}4\cdot917=366{,}8\ \text{кг/с}.$$

1-38. На прямом участке реки одновременно сделаны замеры поперечного сечения и определены живые сечения в плоскостях A, B, C (рис. 1-15). При этом $F_A=50$ м²; $F_B=60$ м²; $F_C=65{,}5$ м². Расход воды в момент определения живых сечений составлял: $V=60$ м³/с. Определить средние скорости течения в плоскостях A, B, C.

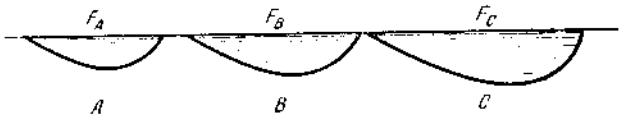


Рис. 1-15.

Решение. Запишем уравнение неразрывности для сечений A, B, C:

$$F_Av_A=F_Bv_B=F_Cv_C=V.$$

Отсюда следует, что

$$v_A=\frac{V}{F_A};\quad v_B=\frac{V}{F_B};\quad v_C=\frac{V}{F_C};$$

$$v_A=\frac{60}{50}=1{,}2\ \text{м/с};$$

$$v_B=\frac{60}{60}=1\ \text{м/с}.$$

$$v_C=\frac{60}{65{,}5}=0{,}96\ \text{м/с}.$$

1-39. По трубопроводу подается 0,314 м³/с воды. Определить диаметр трубопровода, если скорость воды равна 2 м/с.

Ответ: $d=0{,}445$ м.

1-40. Определить гидравлический радиус для трубы с внутренним диаметром $D=412$ мм, работающей полным сечением (рис. 1-16).

Ответ: $R=103$ мм.

1-41. Решить предыдущую задачу (1-40) при условии, когда труба заполнена жидкостью только на половину сечения (рис. 1-17).

Ответ: $R=103$ мм.

1-42. Определить гидравлический радиус открытого канала (рис. 1-18) шириной $b=3$ м и глубиной $h=1$ м.

Ответ: $R=0{,}6$ м.

1-43. Пар от двух котлов одинаковой производительности поступает в общий сборный коллектор и далее в турбину (рис. 1-19). Определить диаметр паропровода от коллектора к турбине $d_т$, если диаметры паропроводов от коллектора равны $d_1=d_2=150$ мм, а скорость пара на всех участках одинакова.

Ответ: $d_т=212$ мм.

1-44. Для целей горячего водоснабжения к потребителям подается вода в количестве $V=200$ м³/ч при температуре $t=70$°С. Длина трубопровода $l=1000$ м, внутренний диаметр $d_в=259$ мм, давление воды в начале линии $p_1=5$ кгс/см². Отметка оси трубопровода

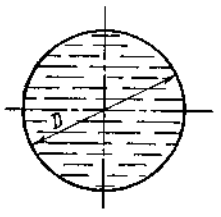


Рис. 1-16.

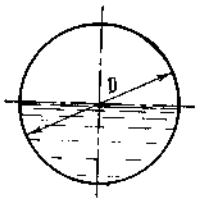


Рис. 1-17.

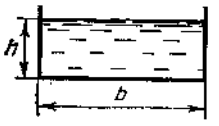


Рис. 1-18.

в конечной точке на 2 м выше начальной. Определить полный напор и давление в начале и конце трубопровода, если шероховатость труб $k=5\cdot10^{-4}$ м, а потеря напора в местных сопротивлениях равна 10% линейных потерь.

Решение. Полный напор в начальной точке определяется по уравнению Бернулли

$$H_1=z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}.$$

Напор в конце трубопровода

$$H_2=H_1-h_{пот}.$$

Потери напора определим по уравнению (1-33)

$$h_{пот}=h_д+h_м=1,1h_л=1,1\lambda_{тр}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2}\rho.$$

Определим характер движения жидкости в трубопроводе

$$v_{пред}=568\frac{\nu}{k}.$$

При $t=70$°С коэффициент кинематической вязкости

$$\nu=0{,}416\cdot10^{-6}\ м^2/с;$$

$$v_{пред}=568\cdot\frac{0{,}416\cdot10^{-6}}{5\cdot10^{-4}}=0{,}472\ м/с.$$

Скорость воды в трубопроводе

$$v=\frac{4V}{3600\pi d_в^2}=\frac{4\cdot200}{3600\cdot3{,}14\cdot0{,}259^2}=1{,}055\ м/с.$$

Так как $v>v_{пред}$, то $\lambda_{тр}$ следует определять по формуле Шифринсона (1-46)

$$\lambda_{тр}=0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0,25}=0{,}11\left(\frac{0{,}0005}{0{,}259}\right)^{0,25}=0{,}024.$$

Наконец найдем потери напора по формуле (1-40) при условии $t_в=70$°С ($\rho_в=977{,}81$ кг/м³) с учетом местных потерь, которые по условию задачи составляют 0,1 линейных

$$h_{пот}=1{,}1\cdot0{,}024\frac{1000}{0{,}259}\cdot\frac{1{,}055^2}{2}977{,}81=64534{,}8\ Па.$$

Если принять за начало отсчета $z_1=0$, то

$$H_1=0+\frac{5\cdot9{,}81\cdot10^4}{977{,}81\cdot9{,}81}+\frac{1{,}055^2}{2\cdot9{,}81}=51{,}186\ м;$$

$$H_2=51{,}185-6{,}45=44{,}645\ м.$$

Давление в конце трубопровода

$$p_2=p_1-h_{пот}-(z_2-z_1)\rho g=5\cdot98066{,}5-$$
$$-64534{,}8-(2-0)977{,}81\cdot9{,}81=408\,210\ Па;$$

$$p_2=408\,210\cdot1{,}01972\cdot10^{-5}=4{,}16\ кгс/см^2.$$

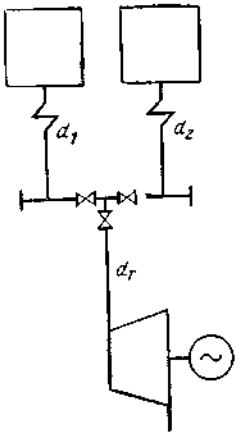


Рис. 1-19.

1-45. Определим максимальную скорость воды ($\rho_в=1000$ кг/м³) в трубопроводе, если разность полного и пьезометрического напоров по ртутному дифманометру равна 20 мм рт. ст.

Решение. Максимальная скорость воды в трубе будет иметь место в центре трубы, т. е. будет совпадать с осью установки трубки для замера скоростного напора. Запишем расчетную формулу

$$v_{макс}=a\sqrt{2g\Delta h\left(\frac{\rho_{рт}}{\rho_в}-1\right)},$$

$$\rho_{рт}=13\,600\ кг/м^3,$$

$$v_{макс}=\sqrt{2\cdot9{,}81\cdot20\cdot10^{-3}\left(\frac{13\,600}{1000}-1\right)}=2{,}44\ м.$$

1-46. Определим максимальную скорость воды в трубопроводе, если разность уровней ртути в U-образном манометре, присоединенном к напорной трубке, по условию задачи 1-45, равна 10 мм рт. ст.

Ответ: $v=1{,}54$ м/с.

1-47. Определить скорость газов в газоходе парового котла, если динамический напор, измеренный с помощью спиртового манометра, равен $h_{сп}=4$ мм, средняя температура газов в газоходе $t_г=367$°С. Плотность газов при нормальных физических условиях $\rho_г=1{,}29$ кг/м³; плотность спирта $\rho_{сп}=0{,}8\cdot10^3$ кг/м³; $\varphi=0{,}98$.

Р е ш е н и е. Скорость газов в газоходе определяется по формуле (1-35)

$$v = \sqrt{2gh_г},$$

где $h_г$ — динамический напор, м газ. ст.

Плотность газов при $t_г = 367°C$

$$\rho_г = \rho^0_г \frac{273}{273 + t} = 1{,}29 \frac{273}{273 + 367} = 0{,}55 \text{ кг/м}^3,$$

тогда динамический напор в метрах газового столба будет равен:

$$h_г = \frac{h_{сп}\rho_{сп}}{\rho_г} = \frac{0{,}004 \cdot 0{,}8 \cdot 10^3}{0{,}55} = 5{,}82 \text{ м газ. ст.}$$

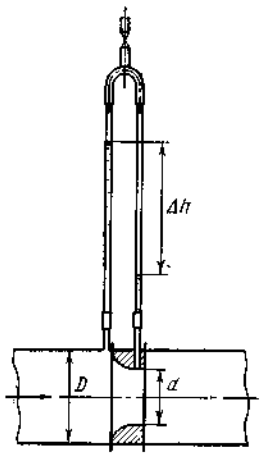


Рис. 1-20.

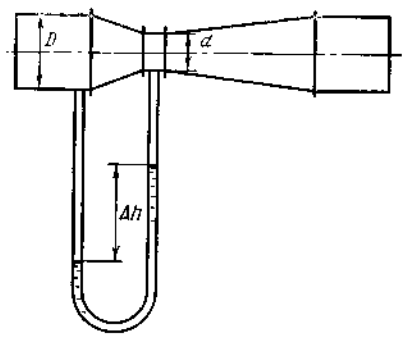


Рис. 1-21.

Скорость газов

$$v = \varphi \sqrt{2gh} = 0{,}98 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 5{,}82} = 9{,}3 \text{ м/с}.$$

1-48. Для определения расхода бензина, подаваемого по трубе диаметром $D = 20$ мм, установлено сопло диаметром $d = 10$ мм и присоединены пьезометры (рис. 1-20). Определить расход бензина по трубе, если разность уровней бензина в пьезометрах $\Delta h = 1$ м. Коэффициент расхода сопла $\mu = 1$.

О т в е т: $V = 0{,}799$ л/с.

1-49. Определить теоретический расход воды, если разность напоров в большом и малом сечениях водомера Вентури $\Delta h = 500$ мм рт. ст. Диаметр трубопровода $D = 300$ мм, диаметр цилиндрического участка водомера $d = 100$ мм (рис. 1-21).

Р е ш е н и е. Для решения воспользуемся формулой (1-38)

$$V = f_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 - 1}}.$$

Разность пьезометрических напоров

$$\Delta h = \frac{\Delta h_{тр}(\rho_{рт} - \rho_в)g}{\rho_в g} = \frac{0{,}5\,(13{,}6 - 1)\,10^3}{1 \cdot 10^3} = 6{,}3 \text{ м}.$$

Расход воды

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}3^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 6{,}3}{\left(\frac{0{,}3^2}{0{,}1^2}\right)^2 - 1}} = 0{,}08715 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1-50. Определить расход воды, если разность пьезометрических напоров в большом и малом сечениях водомерной трубы (см. рис. 1-14) $\Delta h = 250$ мм, диаметр большего сечения $D = 200$ мм, диаметр малого сечения $d = 100$ мм. Коэффициент расхода $\mu = 0{,}98$.

О т в е т: $V = 0{,}0176$ м^3/с.

1-51. Для определения расхода воды установлен водомер Вентури следующих геометрических размеров: $D = 50$ мм, $d = 30$ мм (рис. 1-21). Определить расход воды, если разность уровней ртути в U-образном дифференциальном манометре $\Delta h = 400$ мм.

О т в е т: $V = 7{,}5$ л/с.

1-52. Определить режим движения воды при состоянии насыщения по трубопроводу, имеющему внутренний диаметр 125 мм, при объемном расходе $V_t = 88{,}2$ м^3/ч. Температура воды 150°С.

Р е ш е н и е. Для того чтобы определить режим движения воды по трубопроводу, необходимо вычислить критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}.$$

Скорость движения воды равна:

$$v = \frac{V_t}{F} = \frac{V_t}{\pi d^2/4} = \frac{88{,}2 \cdot 4}{3600 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}125^2} = 2 \text{ м/с}.$$

По приложению 8 находим μ для воды при $t = 150°C$

$\mu = 186{,}2 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м^2. Тогда $\nu = \mu v =$

$= 186{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}0906 \cdot 10^3 = 0{,}202 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Так как

$$\mathrm{Re} = \frac{2 \cdot 0{,}125}{0{,}202 \cdot 10^{-6}} = 1{,}18 \cdot 10^6 \gg 2300,$$

то режим движения воды турбулентный.

1-53. Определить предельное значение скорости воды в трубопроводах тепловой сети, выше которой линейное падение давления (потери напора) прямо пропорционально квадрату скорости. Температура воды $t = 150°C$, абсолютная шероховатость труб $k_э = 5 \cdot 10^{-4}$ м.

Решение. Предельное значение скорости воды, м/с, может быть определено по формуле (1-47)

$$v_{\text{пред}} = 568\frac{\nu}{k}.$$

Кинематическую вязкость воды при $t=150°C$ находим по приложению 8 и формуле (1-6):

$$\nu = 0{,}202\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с}.$$

Предельная скорость воды в трубах тепловой сети

$$v_{\text{пред}} = 568\frac{0{,}202\cdot10^{-6}}{5\cdot10^{-4}} = 0{,}23\ \text{м/с}.$$

1-54. Определить предельную скорость для насыщенного пара с $t_н=250°C$. Абсолютная шероховатость паропровода $k=2\cdot10^{-4}$ м.

Ответ: $v_{\text{пред}}=2{,}59$ м/с.

1-55. Определить удельное линейное падение давления в трубопроводе тепловой сети. Внутренний диаметр трубопровода $d=100$ мм, температура воды $t=150°C$, скорость $v=2$ м/с, абсолютная шероховатость труб $k=0{,}5$ мм.

Решение. Удельное линейное падение давления определяется по формуле

$$h_{\text{л.уд}} = \lambda_{\text{тр}}\frac{v^2}{2d}\rho.$$

Для того чтобы выбрать расчетную формулу $\lambda_{\text{тр}}$, необходимо определить режим движения воды по критерию Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}.$$

Кинематическая вязкость для воды с $t=150°C$ $\nu=0{,}202\cdot10^{-6}$ м²/с (см. приложение 8)

$$\text{Re} = \frac{2\cdot0{,}1}{0{,}202\cdot10^{-6}} = 990{,}000;$$

$$\text{Re}_{\text{пред}} = 568\frac{d}{k} = 568\frac{0{,}1}{5\cdot10^{-4}} = 113\,600.$$

Так как $\text{Re}>\text{Re}_{\text{пред}}$, то коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Шифринсона (1-46)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\left(\frac{0{,}0005}{0{,}1}\right)^{0{,}25} = 0{,}0292.$$

Плотность воды при $t=150°C$ $\rho_в=917$ кг/м³. Удельное линейное падение давления

$$h_{\text{л.уд}} = 0{,}0292\frac{2^2\cdot917}{2\cdot0{,}1} = 535{,}5\ \text{Па/м}.$$

1-56. Решить задачу 1-55 при скорости воды 0,2 м/с.

Ответ: 5,7 Па/м.

1-57. По трубопроводу с внутренним диаметром 150 мм протекает пар с давлением $p_{\text{абс}}=100$ кгс/см² и температурой $t=500°C$. Скорость пара $v=40$ м/с. Определить часовой расход пара и критерий Рейнольдса.

Ответ: $m_t=21{,}09$ кг/с $=75{,}92$ т/ч; $\text{Re}=6{,}17\cdot10^6$.

1-58. Определить потерю напора в прямом трубопроводе длиной $l=1000$ м, по которому прокачивается нефтепродукт с плотностью $\rho=900$ кг/м³ в количестве $V=31{,}4$ л/с. Внутренний диаметр трубопровода $d=200$ мм, коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda=0{,}04$.

Ответ: $h_л=90$ кПа.

1-59. Определить повышение давления Δp, возникающее при внезапном закрытии задвижки на водопроводной трубе, если скорость движения воды 1 м/с. Скорость распространения ударной волны c принять равной 1000 м/с.

Решение. Для определения мгновенного повышения давления воспользуемся формулой (1-50)

$$\Delta p = \rho vc = 1000\cdot1000\cdot1 = 10^6\ \text{Па}.$$

1-60. Определить мгновенное повышение давления в трубе при гидравлическом ударе, если внутренний диаметр ее $d=200$ мм, а расход воды $V=200$ м³/ч. Скорость распространения ударной волны $c=1200$ м/с.

Ответ: $\Delta H=243$ м вод. ст.

1-61. Определить минимальное время закрытия задвижки на трубопроводе длиной $l=500$ м при скорости воды $v=2$ м/с, если допустимое повышение давления не должно превышать 0,5 МПа.

Ответ: $t=4$ с.

1-62. Определить возможный расход из водопровода в здании, расположенном на расстоянии 1 км от водонапорной башни, если известно, что уровень воды в башне поддерживается постоянным на высоте 20 м. Вода в здание должна быть подана на высоту 10 м. Водопровод имеет внутренний диаметр $d=175$ мм и проложен по прямой между водонапорной башней и зданием.

Решение. Для определения расхода воды из водопровода, м³/с, воспользуемся формулой (1-54).

Потеря напора определяется разностью высот уровня воды в башне и в здании

$$h_{\text{пот}} = 20-10 = 10\ \text{м}.$$

По табл. 1-1 для $d=175$ мм находим:

$$K^2 = 0{,}05274;$$

$$V = \sqrt{K^2\frac{h_{\text{пот}}}{l}} = \sqrt{0{,}05274\frac{10}{1000}} = 0{,}023\ \text{м}^3/\text{с}.$$

1-63. Определить необходимую высоту уровня воды в напорном баке, предназначенном для подачи воды потребителям по трубопроводу диаметром $d=125$ мм и длиной $l=1200$ м, если расход $V=60$ м³/ч.

Решение. Высота уровня водопроводного бака должна быть такой, чтобы преодолеть сопротивления на пути от бака к потре-

бителю. Следовательно, высота уровня воды в баке должна быть равной или больше потерь напора:

$$h \geqslant h_{\text{пот}} = V^2 \frac{l}{K^2}.$$

Расходную характеристику K находим по табл. 1-1. При $d=125$ мм $K^2=0{,}009416$.

Тогда

$$h \geqslant \left(\frac{60}{3600}\right)^2 \frac{1200}{0{,}009416} = 35{,}5 \text{ м}.$$

1-64. Определить возможный расход воды из бака у потребителя, находящегося на расстоянии 300 м, если трубопровод имеет внутренний диаметр $d=150$ мм, а уровень воды в баке поддерживается постоянным на высоте 18 м.

Ответ: $V=133$ м³/ч.

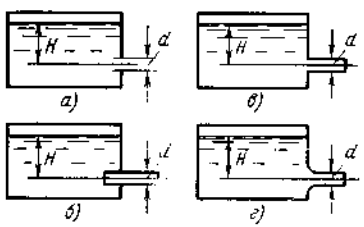


Рис. 1-22.

1-65. Определить диаметр трубы, через которую необходимо подать 180 м³/ч воды на расстояние 300 м, если уровень воды в напорном баке на 15 м выше места водозабора.

Ответ: $d=175$ мм.

1-66. Определить скорость истечения и расход воды из бака через круглое отверстие $d=10$ см, если превышение уровня воды над центром отверстий $H=5$ м. Коэффициент расхода $\mu=0{,}62$.

Решение. Для определения действительной скорости истечения воды через отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0{,}98 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 5} = 9{,}6 \text{ м/с};$$

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}1^2 = 0{,}00785 \text{ м}^2.$$

Расход воды из бака с учетом коэффициента расхода

$$V = \mu F \sqrt{2gH} = 0{,}62 \cdot 0{,}00785 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 5} = 0{,}048 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1-67. Определить утечку воды из тепловой сети через образовавшееся в результате аварии отверстие в стенке трубопровода. Избыточное давление в сети $p_{\text{изб}}=4$ кгс/см², температура воды 95°С ($\rho_{\text{в}}=1000$ кг/м³), площадь отверстия $F=1$ см². Коэффициент расхода отверстия $\mu=1$.

Решение. Определим массовый расход воды, кг/с, через образовавшееся отверстие:

$$G = V\rho = \rho\mu F \sqrt{2g\Delta H},$$

где V — объемный расход, м³/с;

ΔH — потеря напора, м вод. ст.,

$$\Delta H = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} = \frac{4 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9{,}81} = 40 \text{ м вод. ст.};$$

$$G = 1000 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 40} = 2{,}8 \text{ кг/с}.$$

1-68. Определить количество воды, поступающее в корпус судна через пробоину площадью $F=0{,}1$ м² в течение 1 ч, если центр пробоины расположен на 5 м ниже уровня воды за бортом. Коэффициент расхода $\mu=0{,}6$.

Ответ: $V=2160$ м³/ч.

1-69. Определить расход воды, вытекающей из бассейна (рис. 1-22):

через отверстие в стенке (рис. 1-22,*а*);

через внутренний цилиндрический насадок (рис. 1-22,*б*);

через внешний цилиндрический насадок (рис. 1-22,*в*);

через коноидальный насадок (рис. 1-22,*г*).

Внутренний диаметр выходных отверстий $d=100$ мм. Высота уровня воды над центром отверстия 5 м.

Ответ: а) $V=48{,}2$ л/с; б) $V=55{,}2$ л/с; в) $V=63{,}7$ л/с; г) $V=75{,}3$ л/с.

1-4. НАСОСЫ

Основные определения

Напором насоса H называется количество энергии, сообщаемое насосом 1 кг перекачиваемой жидкости (рис. 1-23):

$$H = \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \Delta h + \frac{v^2_{\text{н}} - v^2_{\text{вс}}}{2g}, \qquad (1\text{-}63)$$

где $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{вс}}$ — абсолютное давление соответственно в напорном и всасывающем патрубках трубопроводов насоса, Па;

Δh — расстояние по вертикали от точки присоединения вакуумметра до оси стрелки манометра, м;

$v_{\text{н}}$ и $v_{\text{вс}}$ — скорости в нагнетательном и всасывающем патрубках, м/с.

Так как $p_{\text{в}}=p_{\text{ат}}+p_{\text{м}}$; $p_{\text{вс}}=p_{\text{ат}}-p_{\text{в}}$, то

$$H = \frac{p_{\text{м}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \Delta h + \frac{v^2_{\text{н}} - v^2_{\text{вс}}}{2g} \qquad (1\text{-}64)$$

или

$$H = h_{\text{м}} + h_{\text{в}} + \Delta h + \frac{v^2_{\text{н}} - v^2_{\text{в}}}{2}, \qquad (1\text{-}65)$$

где $p_{\text{ат}}$ — атмосферное давление, Па;

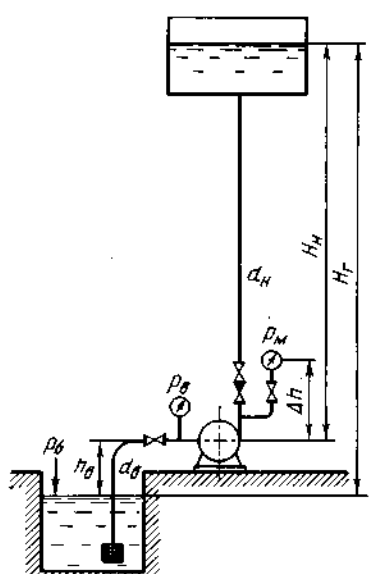


Рис. 1-23.

$p_м$, $p_в$ — показания манометра и вакуумметра, Па;
$h_м$, $h_в$ — показания манометра и вакуумметра, м вод. ст.

Сумма показаний манометра, вакуумметра и геометрического напора между точками установки приборов называется манометрическим напором $H_м$

$$H_м = h_м + h_в + \Delta h. \qquad (1\text{-}66)$$

В том случае, когда диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков равны, полный напор насоса равен манометрическому $H = H_м$.

Высота всасывания насоса определяется по формуле

$$h_{вс} = \frac{p_0 - p_{вх}}{\rho g} - h_{\text{всвс}} - \frac{v^2_{вс}}{2g}, \qquad (1\text{-}67)$$

где p_0 — давление на свободной поверхности всасываемой жидкости, Па;

$p_{вх}$ — давление во входном сечении насоса, Па;

$\frac{p_0 - p_{вх}}{\rho g} = H_{вак}$ — вакуум, м столба перекачиваемой жидкости;

$h_{\text{всвс}} = \frac{\Delta p_{пот}}{\rho g}$ — суммарные потери энергии всасывающего тракта, м столба перекачиваемой жидкости;

$\Delta p_{пот}$ — потери энергии всасывающего тракта, Па;

$v_{вс}$ — средняя скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с;

$\frac{v^2_{вс}}{2g}$ — скоростной напор, м вод. ст.

Полезная мощность, Вт,

$$N_{пол} = \rho g V H, \qquad (1\text{-}68)$$

где V — подача насоса, м³/с;
ρ — плотность жидкости, кг/м³;
H — полный напор насоса, м.

Мощность, потребляемая насосом

$$N_{нас} = \frac{N_{пол}}{\eta_н}. \qquad (1\text{-}69)$$

Полный коэффициент полезного действия (к.п.д) $\eta_н$ для поршневых насосов равен 0,6—0,9, для центробежных 0,77—0,88.

Для центробежных насосов зависимость между V, H, N при любой частоте вращения ротора n записывается в следующем виде:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \qquad (1\text{-}70)$$

Действительная подача поршневого насоса простого действия, м³/с, определяется по формуле

$$V = \eta_0 \frac{FSn}{60}, \qquad (1\text{-}71)$$

двойного действия

$$V = \eta_0 \frac{(2F - f)\, Sni}{60}, \qquad (1\text{-}72)$$

где F — площадь поршня, м²;
f — площадь сечения штока, м²;
S — ход поршня, м;
n — частота вращения, об/мин; $n = \omega/2\pi$;
ω — угловая скорость, рад/с;
η_0 — объемный к. п. д. (обычно 0,85—0,99);
i — число цилиндров.

Задачи

1-70. Насос с подачей 8 л/с нагнетает воду по трубе ∅ 100 мм. Диаметр всасывающего патрубка 125 мм. Определить полный напор насоса, если показание манометра, установленного на напорной трубе, равно 3,5 кгс/см², а показание вакуумметра на всасывающей трубе равно 300 мм рт. ст. Расстояние между точками установки манометра и вакуумметра 1 м.

Решение. Напор насоса определяется по формуле

$$H = h_м + h_в + \Delta h + \frac{v^2_н - v^2_{вс}}{2g}.$$

Пересчитаем показания манометра и вакуумметра в м вод. ст.:

$$h_м = \frac{p_м}{\rho_в g} = \frac{3{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9{,}81} = 35 \text{ м вод. ст.};$$

$$h_в = h_{рт} \frac{\rho_{рт}}{\rho_в} = 0{,}3 \frac{13\,600}{1000} = 4{,}078 \text{ м вод. ст.}$$

По заданному расходу и по диаметрам трубопроводов определим скорость воды в напорном и всасывающем патрубках:

$$v = \frac{4V}{\pi d^2};$$

$$v_н = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 1{,}019 \text{ м/с};$$

$$v_{вс} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}125^2} = 0{,}652 \text{ м/с}.$$

При этом

$$\frac{v^2_н - v^2_{вс}}{2g} = \frac{1{,}019^2 - 0{,}652^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}031 \text{ м вод. ст.}$$

Напор насоса равен:

$$H = 35 + 4{,}078 + 1 + 0{,}031 = 40{,}109 \text{ м вод. ст.}$$

1-71. Определить напор насоса с подачей 0,0314 л/с, если диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков имеют размеры $d_{вс}=250$ мм, $d_н=200$ мм. Показания манометра $p_м=8{,}5$ кгс/см², вакуумметра $p_в=0{,}4$ кгс/см², расстояние от точки присоединения вакуумметра до оси стрелки манометра $\Delta h=970$ мм.

Ответ: $H=90$ м вод. ст.

1-72. Определить напор насоса, если манометр на напорном патрубке водопровода показывает $p_м=10$ кгс/см², а вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_{вс}=0{,}5$ кгс/см², расстояние по вертикали между точками установки обоих приборов $\Delta h=0{,}5$ м. Диаметры напорного и всасывающего патрубков равны между собой.

Ответ: $H=105{,}5$ м.

1-73. Подача центробежного насоса $V=54$ м³/ч. Показания манометра на нагнетательном патрубке и вакуумметра на всасывающем соответственно равны: $p_м=2{,}5$ МПа, $p_{вак}=0{,}04$ Па, расстояние по вертикали между точками присоединения манометра и вакуумметра $\Delta h=0{,}5$ м, диаметры патрубков одинаковы; к. п. д. насоса $\eta_в=0{,}65$. Определить мощность на валу насоса.

Ответ: $N_н=6{,}8$ кВт.

1-74. Насос качает холодную воду из колодца (см. рис. 1-23). Подача насоса $V=180$ м³/ч, диаметр всасывающего патрубка $d_{вс}=250$ мм. Определить максимальную высоту расположения оси насоса над уровнем воды в колодце, если допустимое давление на входе в насос $p_{вх}=0{,}03$ МПа. Суммарные потери энергии во всасывающем тракте $\Delta p_{пот}=8$ КПа. Плотность воды принять $\rho=1000$ кг/м³.

Решение. Максимальная высота всасывания определяется по формуле (1-67). Принимая атмосферное давление $p_0=0{,}1$ МПа, находим:

$$\frac{p_0-p_{вх}}{\rho g}=\frac{(0{,}1-0{,}03)\cdot 10^6}{1000\cdot 9{,}81}=7{,}135 \text{ м};$$

$$h_{тр вс}=\frac{\Delta p_{пот}}{\rho g}=\frac{8\cdot 10^3}{1000\cdot 9{,}81}=0{,}815 \text{ м};$$

$$v_{вс}=\frac{4V}{\pi d^2_{вс}}=\frac{4\cdot 180}{3600\cdot 3{,}14\cdot 0{,}25^2}=1{,}019 \text{ м/с};$$

$$\frac{v^2_{вс}}{2g}=\frac{1{,}019^2}{2\cdot 9{,}81}=0{,}052 \text{ м}.$$

Максимальная высота установки оси насоса над уровнем воды в колодце равна:

$$h_{вс}=7{,}135-0{,}85-0{,}052=6{,}23 \text{ м}.$$

1-75. Определить подачу и потребляемую мощность поршневого одноцилиндрового насоса двойного действия, если известно, что диаметр цилиндра $D=0{,}2$ м, диаметр штока $d=0{,}04$ м, ход поршня $S=0{,}25$ м, частота вращения вала насоса $n=90$ об/мин, объемный к. п. д. $\eta_0=0{,}92$. Насос обеспечивает напор $H=70$ м вод. ст. Полный к. п. д. насоса $\eta_н=0{,}8$.

Решение. Подача поршневого насоса двойного действия определяется по формуле (1-72)

$$V=0{,}92\,\frac{\left(2\dfrac{3{,}14\cdot 0{,}2^2}{4}-\dfrac{3{,}14\cdot 0{,}04^2}{4}\right)0{,}25\cdot 90\cdot 1}{60}=0{,}021 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность, потребляемая насосом,

$$N=\frac{\rho V H}{102\eta_н}=\frac{1000\cdot 0{,}021\cdot 70}{102\cdot 0{,}8}=11{,}5 \text{ кВт}.$$

1-76. Определить подачу поршневого насоса простого действия, у которого диаметр цилиндра $D=200$ мм, ход поршня $S=200$ мм, частота вращения вала $n=60$ об/мин. Объемный к. п. д. принять $\eta_0=0{,}95$.

Ответ: $V=21{,}5$ м³/ч.

1-77. Определить полезную мощность насоса по следующим данным: подача насоса $V=0{,}4$ м³/с, геодезическая высота всасывания $H_{г.вс}=4$ м, потери напора во всасывающей трубе $H_{п.вс}=0{,}5$ м, геодезическая высота нагнетания $H_{г.наг}=41$ м, потери напора в напорной трубе $H_{п.н}=5{,}5$ м, полный к. п. д. насоса $\eta_н=0{,}9$.

Ответ: $N_{пол}=200$ кВт.

1-78. Определить мощность, потребляемую насосом, подающим $V=20$ м³/ч воды на высоту $H=100$ м. Полный к. п. д. насоса $\eta_н=0{,}8$.

Ответ: $N=6{,}8$ кВт.

1-79. Подача центробежного насоса $V_1=360$ м³/ч при напоре $H=66$ м вод. ст., частота вращения $n_1=960$ об/мин, к. п. д. насосной установки с учетом всех потерь $\eta_э=0{,}65$. Определить, какой мощности и с какой частотой вращения необходимо установить электрический двигатель для того, чтобы повысить подачу насоса до $V_2=520$ м³/ч. Определить также, как при этом изменится напор насоса.

Решение. По заданным V_1, H и $\eta_э$ определим мощность электрического двигателя:

$$N_1=\frac{\rho V_1 H}{102\eta_э}=\frac{1000\cdot 360\cdot 66}{102\cdot 3600\cdot 0{,}65}=100 \text{ кВт}.$$

Из формул (1-70) получим:

$$n_2=\frac{V_2 n_1}{V_1}=\frac{520\cdot 960}{360}=1450 \text{ об/мин}.$$

Мощность нового двигателя в соответствии с формулой (1-70)

$$N_2=\frac{N_1 n^3_2}{n^3_1}=\frac{100\cdot 1450^3}{960^3}=345 \text{ кВт}.$$

Напор, соответствующий подаче V_2,

$$H_2=\frac{H_1 n^2_2}{n^2_1}=\frac{66\cdot 1450^2}{960^2}=150 \text{ м вод. ст.}$$

1-80. Подача центробежного питательного насоса $V_1=200$ м³/ч, частота вращения $n_1=1450$ об/мин, потребляемая мощность $N_1=135$ кВт, напор $H_1=140$ м вод. ст.

Определить подачу насоса, развиваемый напор и потребляемую мощность, если частота вращения снижена до $n_2=960$ об/мин.

Ответ: $V_2=132$ м³/ч; $H_2=61{,}5$ м вод. ст.; $N_2=39$ кВт.

Глава вторая

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

2-1. СОСТОЯНИЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Основные определения

Физическое состояние рабочего тела определяется тремя параметрами состояния: температурой, давлением и удельным объемом.

Температура характеризует тепловое состояние тела и измеряется в градусах. Численное значение температуры зависит от принятой температурной шкалы. Используются температурные шкалы: абсолютная или термодинамическая — T, К; Цельсия или стоградусная, называемая также международной практической шкалой, — t, °С; шкала Фаренгейта — t, °F и др.

Абсолютная температура тела

$$T,\ \text{К}=t,\ ^\circ\text{C}+273{,}15.$$

По шкале Фаренгейта, применяемой в Англии и США, температура плавления льда 32°F и температура кипения воды 212°, следовательно,

$$t^\circ\text{C}=5/9(t^\circ\text{F}-32).$$

Давление — это сила, действующая по нормали на единицу поверхности. Единицей давления в системе СИ является паскаль, представляющий давление силы в 1 ньютон на площадь в 1 м², т. е. 1 Н/м². Давление измеряется манометрами, если оно больше атмосферного, или вакуумметрами, если меньше.

Абсолютное давление $p_{абс}$, если оно больше атмосферного (барометрического) $p_б$, определяется как сумма:

$$p_{абс}=p_б+p_м,$$

где $p_м$ — показание манометра, измеряющего избыточное давление.

Если $p_{абс}<p_б$, то

$$p_{абс}=p_б-p_в,$$

где $p_в$ — показание вакуумметра, измеряющего разрежение.

Удельный объем тела, или объем единицы массы,

$$v=\frac{V}{m},$$

где V и m — соответственно объем тела и его масса.

Нормальные физические условия соответствуют $t_н=0$°С и $p_н=101\,325$ Н/м²=760 мм рт. ст.

Уравнение состояния тела устанавливает зависимость между параметрами состояния. Для идеального газа уравнение состояния выражается законом Клапейрона:

а) для 1 кг газа

$$pv=RT, \tag{2-1}$$

где R — газовая постоянная;

б) для m кг газа

$$pV=mRT. \tag{2-2}$$

Для моля идеального газа уравнение состояния предложено Менделеевым:

$$pV_\mu=\mu RT, \tag{2-3}$$

где V_μ — объем моля газа;

μ — молекулярная масса.

При нормальных физических условиях $V_\mu=22{,}4$ м³/кмоль.

Универсальная газовая постоянная

$$\mu R=\frac{101\,325\cdot 22{,}4}{273{,}15}=8314{,}3\ \text{Дж/(кмоль·К)}.$$

Газовая постоянная

$$R=\frac{\mu R}{\mu}=\frac{8314{,}3}{\mu}. \tag{2-4}$$

Объем газа V, находящегося при произвольных физических условиях (p и T), может быть приведен к нормальным физическим условиям ($p_н$ и $T_н$) по формуле

$$V_н=V\frac{pT_н}{p_нT}.$$

Таблица 2-1

Значения μ и R для некоторых газов

Газы	Химическое обозначение	μ	R, Дж/(кг·К)
Азот	N_2	28,013	296,015
Аммиак	NH_3	17,030	488,215
Аргон	Ar	39,948	208,128
Воздух	—	28,950	287,195
Водород	H_2	2,014	4128,252
Водяной пар	H_2O	18,015	461,512
Гелий	He	4,0026	2077,224
Кислород	O_2	31,999	259,829
Метан	CH_4	16,043	518,251
Окись углерода	CO	28,0105	296,827
Углекислый газ	CO_2	44,010	188,918

Задачи

2-1. Определить абсолютное давление газа в резервуаре, если ртутный манометр показывает избыточное давление 300 мм рт. ст., а барометр 750 мм рт. ст.

Решение. Абсолютное давление в резервуаре $p_{абс}$ больше барометрического, поэтому равно сумме избыточного манометрического $p_м$ и барометрического $p_б$ давлений:

$$p_{абс}=p_м+p_б=1050 \text{ мм рт. ст.}=0{,}143 \text{ МПа}.$$

2-2. Определить абсолютное давление в резервуаре, если вакуумметр показывает разрежение $p_в=300$ мм рт. ст., а барометрическое давление 750 мм рт. ст.

Ответ: $p_{абс}=450$ мм рт. ст. $=0{,}61\cdot10^5$ Н/м^2.

2-3. При барометрическом давлении 760 мм рт. ст. манометр, установленный на баллоне с газом, показывает 0,2 кгс/см^2. Как изменится показание манометра, если барометрическое давление упадет до 730 мм рт. ст.?

Решение. При изменении барометрического (атмосферного) давления абсолютное давление в резервуаре не изменяется, но избыточное давление, представляющее разность между абсолютным и барометрическим, увеличится на

$$\Delta p=760-730=30 \text{ мм рт. ст.}=4 \text{ кПа}.$$

Следовательно,

$$p_{м2}=p_{м1}+\Delta p=20+4=24 \text{ кПа}.$$

2-4. При барометрическом давлении 745 мм рт. ст. показание вакуумметра, измеряющего разрежение в конденсаторе паровой турбины, 715 мм рт. ст. Как изменится показание вакуумметра при повышении барометрического давления до 760 мм рт. ст.?

Ответ: $p_в=730$ мм рт. ст.

2-5. Чему равно абсолютное давление в резервуаре, если при температуре 30°С ртутный манометр показывает 1200 мм, а ртутный барометр — 750 мм? Температурное расширение ртути учитывать по формуле $h_0=h(1-0{,}000172t)$.

Решение. Без учета поправки на температурное расширение ртути

$$p_{абс}=p_м+p_б=1200+750=1950 \text{ мм рт. ст.}=0{,}265 \text{ МПа}.$$

С учетом поправки

$$p_{абс}=0{,}265(1-0{,}000172\cdot30)=0{,}261 \text{ МПа}.$$

2-6. Определить показание ртутного вакуумметра, присоединенного к конденсатору паровой турбины при барометрическом давлении 750 мм рт. ст., если абсолютное давление в конденсаторе 3,6 кПа и температура в месте установки вакуумметра 25°С.

Ответ: $p_в=726$ мм рт. ст.

2-7. В тягомере, присоединенном к газоходу котла, длина столба воды в трубке, наклоненной под углом 30° к горизонту, 136 мм. Определить абсолютное давление $p_{абс}$ в газоходе котла при барометрическом давлении 740 мм рт. ст.

Ответ: $p_{абс}=98$ кПа.

2-8. Чтобы исключить испарение ртути из открытого конца трубки V-образного манометра, на ртуть налит слой воды 10 мм. Определить вызванную этим относительную погрешность ртутного манометра, если его показание 350 мм рт. ст.

Ответ: Относительная погрешность $\sigma=0{,}21\%$.

2-9. Аэрозонд заполнен водородом, имеющим параметры окружающей среды: $p_1=0{,}1$ МПа, $t_1=30$°С. Определить подъемную силу, приходящуюся на каждый кубический метр объема аэрозонда. Как изменится подъемная сила в зимних условиях при $t=-30$°С?

Решение. Подъемная сила, приходящаяся на 1 м^3 объема аэрозонда, зависит от разности плотностей $\rho_в$ и $\rho_н$. Плотности определяются по уравнению состояния.

Тогда подъемная сила

$$\Delta\gamma=\frac{pg}{T}\left(\frac{1}{R_в}-\frac{1}{R_{H_2}}\right).$$

Для летних условий

$$\Delta\gamma_1=\frac{10^5\cdot9{,}81}{303}\left(\frac{1}{287}-\frac{1}{4124}\right)=10{,}5 \text{ Н/м}^3.$$

Для зимних условий

$$\Delta\gamma_2=\frac{10^5\cdot9{,}81}{233}\left(\frac{1}{287}-\frac{1}{4124}\right)=13{,}08 \text{ Н/м}^3.$$

2-10. Два кислородных баллона одинакового объема соединены трубопроводом. Определить давление, которое установится в баллонах при температуре $t=25$°С, если до соединения параметры газа в первом баллоне были $p_1=8{,}0$ МПа и $t_1=30$°С, а во втором — $p_2=6{,}0$ МПа и $t_2=20$°С.

Решение. Масса кислорода в баллонах

$$m=m_1+m_2=\frac{p_1V}{RT_1}+\frac{p_2V}{RT_2}=\left(\frac{p_1}{T_1}+\frac{p_2}{T_2}\right)\frac{V}{R}.$$

Давление в баллонах после их соединения

$$p=\frac{mRT}{2V}=\left(\frac{p_1}{T_1}+\frac{p_2}{T_2}\right)\frac{T}{2}=\left(\frac{8}{303}+\frac{6}{293}\right)\frac{298}{2}=6{,}99 \text{ МПа}.$$

2-11. При температуре —25°С давление в баллоне с кислородом 8,55 МПа. Как изменится показание манометра, если баллон будет нагрет до 30°С? Барометрическое давление считать равным 0,1 МПа.

Ответ: $p=10{,}28$ МПа.

2-12. Определить молекулярную массу газа, если в сосуде емкостью 1 л при температуре 15°С и давлении 0,2 МПа содержится 0,00267 кг газа.

Ответ: $\mu=32$.

2-13. Какой объем занимает 1 кг воздуха при нормальных условиях?

Ответ: $v_н=0{,}7726$ м^3.

2-14. Определить плотность азота и кислорода при нормальных условиях.

Ответ: $\rho_{N_2}=1{,}25$ кг/м^3; $\rho_{O_2}=1{,}43$ кг/м^3.

2-15. Какое количество воздуха должно быть подано компрессором в баллон емкостью 20 л, чтобы при температуре 18°С и барометрическом давлении 750 мм рт. ст. давление в нем повысилось с 1 МПа до 2 МПа?

Ответ: $\Delta m = 0{,}24$ кг.

2-16. Определить расход метана в газопроводе диаметром $d = 800$ мм, если скорость газа $v = 15$ м/с, абсолютное давление $p_{абс} = 5$ МПа и температура 20°С.

Решение. Площадь поперечного сечения газопровода

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}8^2}{4} = 0{,}502 \text{ м}^2.$$

Плотность метана

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{5 \cdot 10^6}{518{,}3 \cdot 293} = 32{,}9 \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход метана

$$m = F\rho v = 0{,}502 \cdot 32{,}9 \cdot 15 = 247{,}5 \text{ кг/с}.$$

2-17. Определить подачу компрессора при нормальных физических условиях в м³/с, если компрессор подает 0,1 м³/с воздуха при $p = 0{,}9$ МПа и температуре 160°С.

Ответ: $V_н = 0{,}56$ м³/с.

2-18. Определить объемную подачу компрессора при температуре 20°С и барометрическом давлении 745 мм рт. ст., если при нормальных физических условиях она равна 3 м³/мин.

Ответ: $V = 3{,}28$ м³/мин.

2-19. Дымосос котельной установки подает 15 000 м³/ч при температуре дымовых газов 135°С и разрежении в газоходе 100 мм вод. ст. Определить подачу дымососа в кг/ч при барометрическом давлении 745 мм рт. ст., если газовая постоянная дымовых газов 298 Дж/(кг·К).

Ответ: $m = 12\,100$ кг/ч.

2-20. Из резервуара емкостью 0,25 м³, содержащего кислород при абсолютном давлении 3 МПа и температуре 27°С, выпущена часть газа. Давление в резервуаре понизилось до 2 МПа и температура до 10°С. Определить количество выпущенного кислорода.

Ответ: $\Delta m = 2{,}83$ кг.

2-2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Основные определения

Рабочее тело двигателей внутреннего сгорания, газовых турбин, компрессоров и т. п. представляет смесь газов. По закону Дальтона давление p смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений p_i.

Парциальным давлением называется давление, создаваемое отдельным компонентом в полном объеме при температуре смеси. Если объем смеси V и давление p, то парциальное давление отдельного компонента

$$p_i = p\,\frac{V_i}{V}, \tag{2-5}$$

где V_i — приведенный объем отдельного компонента при параметрах смеси.

Состав смеси может быть задан одним из следующих способов.

1. Массовый состав смеси

а) в абсолютных единицах массы

$$m = m_1 + m_2 + \ldots + m_n,$$

где m_1, m_2 и т. д. — массы отдельных компонентов смеси;

б) в относительных массовых долях

$$\frac{m_1}{m} + \frac{m_2}{m} + \ldots + \frac{m_n}{m} = g_1 + g_2 + \ldots + g_n = 1;$$

$$\sum_{i=1}^{n} g_i = 1, \tag{2-6}$$

где $g_i = m_i/m$ — массовая доля отдельного компонента смеси.

2. Объемный состав смеси

а) в абсолютных единицах объема

$$V = V_1 + V_2 + \ldots + V_n,$$

где V_1, V_2 и т. д. — приведенные объемы отдельных компонентов смеси, м³;

б) в относительных объемных долях

$$\frac{V_1}{V} + \frac{V_2}{V} + \ldots + \frac{V_n}{V} = r_1 + r_2 + \ldots + r_n = 1;$$

$$\sum_{i=1}^{n} r_i = 1, \tag{2-7}$$

где r_i — объемная доля отдельного компонента.

Смесь может быть задана числом молей M, как сумма чисел молей M_i отдельных компонентов. Мольная доля отдельного компонента равна объемной доле: $M_i/M = r_i$.

Кажущаяся молекулярная масса смеси

$$\mu = \sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{g_i}{\mu_i}}, \tag{2-8}$$

где μ_i — молекулярная масса отдельных компонентов смеси.

Газовая постоянная смеси

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i} = 8314 \sum_{i=1}^{n} g_i/\mu_i. \tag{2-9}$$

Соотношение между массовыми и объемными долями

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i}; \quad r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{g_i}{\mu_i}}. \qquad (2\text{-}10)$$

Задачи

2-21. Смесь по массе состоит из 11% водорода и 89% кислорода. Определить объемный состав смеси.

Ответ: $r_{H_2} = 0{,}664$ и $r_{O_2} = 0{,}336$.

2-22. Определить парциальные давления кислорода и азота в воздухе при нормальных условиях, если массовый состав воздуха $g_{O_2} = 23{,}3\%$ и $g_{N_2} = 76{,}7\%$.

Решение. Парциальное давление компонента смеси определяется давлением смеси и объемной долей этого компонента. Объемная доля r_i может быть определена, если известна массовая доля и молекулярная масса данного компонента μ_i и смеси μ:

$$r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\mu} = \frac{g_i/\mu_i}{\sum_{i=1}^{n} g_i/\mu_i};$$

$$r_{O_2} = \frac{\frac{0{,}233}{32}}{\frac{0{,}233}{32} + \frac{0{,}767}{28}} = 0{,}21.$$

Так как $\sum_{i=1}^{n} r_i = 1$, то $r_{N_2} = 1 - 0{,}21 = 0{,}79$.

Тогда $p_{O_2} = 101\,300 \cdot 0{,}21 = 21\,300$ Па.

По закону Дальтона

$$\sum_{i=1}^{n} p_i = p.$$

Следовательно,

$$p_{N_2} = 101\,300 - 21\,300 = 80\,000 \text{ Па}.$$

2-23. Определить молекулярную массу и газовую постоянную дымовых газов, имеющих следующий объемный состав:

$CO_2 = 8{,}0\%$; $O_2 = 10\%$; $N_2 = 82\%$.

Ответ: $\mu = 29{,}68$; $R = 280$ Дж/(кг·К).

2-24. Так называемый гремучий газ по массе состоит из 11,1% водорода и 88,9% кислорода. Определить объемный состав, газовую постоянную и плотность газа при барометрическом давлении 0,1 МПа и температуре 15°С.

Решение. Молекулярная масса смеси

$$\mu = \frac{1}{\frac{0{,}111}{2} + \frac{0{,}889}{32}} = 12{,}0.$$

Газовая постоянная смеси

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{12} = 692{,}37 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Объемная доля водорода

$$r_{H_2} = g_{H_2} \frac{\mu}{\mu_{H_2}} = 0{,}111 \frac{12}{2} = 0{,}666.$$

$$r_{O_2} = 1 - r_{H_2} = 1 - 0{,}666 = 0{,}334.$$

Плотность газовой смеси определяется по уравнению состояния

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{10^5}{692 \cdot 288} = 0{,}501 \text{ кг/м}^3.$$

2-25. Получаемый в газогенераторах светильный газ имеет следующий объемный состав: $r_{H_2} = 48\%$; $r_{CH_4} = 35\%$; $r_{CO} = 12\%$; $r_{N_2} = 5\%$. Определить, в каком соотношении находятся плотности воздуха и светильного газа при одинаковых физических условиях.

Ответ: $\rho_{с.г}/\rho_в = 0{,}39$.

2-26. Коксовый газ, имеющий состав в объемных долях: $r_{H_2} = 57\%$; $r_{CH_4} = 23\%$; $r_{CO} = 6\%$; $r_{CO_2} = 2\%$; $r_{N_2} = 12\%$, находится в шарообразном газгольдере диаметром 5 м. Определить массу газа при избыточном давлении 0,2 МПа. Параметры окружающей среды: $p_б = 750$ мм рт. ст. и $t = 20$°С.

Ответ: $m = 86{,}4$ кг.

2-3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

Основные определения

Теплоемкостью тела называется количество теплоты, необходимое для повышения его температуры на 1 градус. Теплоемкость единицы количества вещества называется удельной теплоемкостью. Различают удельные теплоемкости: массовую — c, кДж/(кг·К); объемную — C, кДж/(м³·К); мольную — μc, кДж/(моль·К):

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{C \cdot 22{,}4}{\mu}. \qquad (2\text{-}11)$$

В теплотехнике принято удельную теплоемкость называть просто теплоемкостью. Теплоемкость зависит от природы рабочего тела, его температуры и характера процесса, в котором происходит подвод или отвод теплоты.

Теплоемкость газов с повышением температуры увеличивается. Если 1 кг газа нагревается от t_1, °С до t_2 °С с подводом теплоты q, кДж, то средняя теплоемкость $c\left|_{t_1}^{t_2}\right.$ газа в рассматриваемом интервале температур t_1—t_2 определяется по формуле

$$c\left|_{t_1}^{t_2}\right. = \frac{q}{t_2 - t_1}.$$

Теплоемкость тела, соответствующая определенной температуре, называется истинной теплоемкостью.

Зависимость истинной теплоемкости газа от температуры имеет вид:

$$c = a + bt + dt^2 + \ldots$$

где a, b, d — постоянные для каждого газа коэффициенты.

Средняя теплоемкость в интервале температур t_1—t_2

$$c\left|_{t_1}^{t_2}\right. = a + \frac{b}{2}(t_1 + t_2) + \frac{d}{3}(t^2_1 + t_1 t_2 + t^2_2) + \ldots$$

Для интервала температур $0 - t$

$$c\left|_{0}^{t}\right. \quad a + \frac{b}{2}t + \frac{d}{3}t^2 + \ldots$$

Если известны табличные значения средней теплоемкости $c\left|_{0}^{t}\right.$, то средняя теплоемкость в интервале $t_1 - t_2$

$$c\left|_{t_1}^{t_2}\right. = \frac{c\left|_{0}^{t_2} t_2 - c\right|_{0}^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}. \qquad (2\text{-}12)$$

Особое значение в термодинамике имеют теплоемкости газа при постоянном давлении, т. е. в изобарном процессе — c_p и при постоянном объеме, т. е. в изохорном процессе — c_v. Эти теплоемкости связываются формулой Майера

$$c_p = c_v + R. \qquad (2\text{-}13)$$

Отношение теплоемкостей

$$\frac{c_p}{c_v} = k, \qquad (2\text{-}14)$$

где k — показатель адиабаты.

Теплоемкость смеси идеальных газов:

а) массовая теплоемкость смеси

$$c = \sum_{i=1}^{n} g_i c_i, \qquad (2\text{-}15)$$

б) объемная теплоемкость смеси

$$C = \sum_{i=1}^{n} r_i C_i. \qquad (2\text{-}16)$$

Теплоемкость рабочего тела в политропном процессе

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}, \qquad (2\text{-}17)$$

где n — показатель политропы.

Теплота нагревания газа

$$Q = mc\left|_{t_1}^{t_2}\right.(t_2 - t_1) = V_\mu C\left|_{t_1}^{t_2}\right.(t_2 - t_1) = M\mu c\left|_{t_1}^{t_2}\right.(t_2 - t_1), \qquad (2\text{-}18)$$

где M — число молей газа.

Если не учитывать зависимость теплоемкости газов от температуры, то можно пользоваться табл. 2-2.

Таблица 2-2

Газы	μc_v	μc_p	μc_v	μc_p	$k = \frac{c_p}{c_v}$
	кДж/(кмоль·К)		ккал/(кмоль·К)		
Одноатомные	12,56	20,93	3	5	5/3
Двухатомные	20,93	29,31	5	7	7/5
Трех- и многоатомные	28,31	37,68	7	9	9/7

Интерполяционные формулы для расчета истинных и средних мольных теплоемкостей газов в интервале температур 0—1000°С приведены в табл. 2-3.

Таблица 2-3

Газ	Истинная теплоемкость при p = const, кДж/(кмоль·К)	Средняя теплоемкость при p = const, кДж/(кмоль·К)
N_2	$\mu c_p = 28{,}5372 + 0{,}005390t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 28{,}7340 + 0{,}002349t$
O_2	$\mu c_p = 29{,}5802 + 0{,}006971t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 29{,}2080 + 0{,}004072t$
H_2	$\mu c_p = 28{,}3446 + 0{,}003152t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 28{,}7210 + 0{,}001201t$
CO	$\mu c_p = 28{,}7395 + 0{,}005862t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 28{,}8563 + 0{,}002681t$
CO_2	$\mu c_p = 41{,}3597 + 0{,}013204t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 38{,}3955 + 0{,}010584t$
SO_2	$\mu c_p = 42{,}8728 + 0{,}013204t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 40{,}4386 + 0{,}009956t$
Воздух	$\mu c_p = 28{,}7558 + 0{,}005721t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 28{,}8270 + 0{,}002708t$
H_2O (пар)	$\mu c_p = 32{,}8367 + 0{,}011661t$	$\mu c_p\left\|^{t}_{0}\right. = 33{,}1494 + 0{,}005275t$

Задачи

2-27. Определить массовую и объемную теплоемкости воздуха при постоянном давлении и постоянном объеме, считая ее независящей от температуры.

Ответ: $c_v = 0{,}722$ кДж/(кг·К); $c_p = 1{,}012$ кДж/(кг·К);

$$c_v = 0{,}935/(м^3 \cdot К);\ c_p = 1{,}308\ кДж/(м^3 \cdot К).$$

2-28. Сравните истинную при 1000°С и среднюю в интервале 100—1000°С массовую изобарную теплоемкость воздуха, принимая зависимость теплоемкости от температуры линейной (табл. 2-3).

Решение. Молекулярная масса воздуха $\mu_в = 28{,}96$. Мольная истинная теплоемкость воздуха при постоянном давлении

$$\mu c_p = 28{,}7558 + 0{,}00572 t.$$

При $t = 100$°С

$$\mu c_p = 28{,}7558 + 0{,}005721 \cdot 100 = 29{,}328\ кДж/(кмоль \cdot К);$$

$$c_p = 1{,}012\ кДж/(кг \cdot К).$$

При линейной зависимости теплоемкости от температуры средняя мольная теплоемкость определяется по формуле

$$\mu c_p \Big|_{t_1}^{t_2} = 28{,}8270 + 0{,}002708\,(t_1 + t_2).$$

В интервале 100—1000°С

$$\mu c_p = 28{,}8270 + 2{,}980 = 31{,}807\ кДж/(кмоль \cdot К)\ и$$

$$c \Big|_{100}^{1000} = 1{,}1\ кДж/(кг \cdot К).$$

2-29. Определить массовую теплоемкость кислорода при постоянном объеме и постоянном давлении, пренебрегая зависимостью от температуры.

Ответ: $c_v = 0{,}655$ кДж/(кг·К); $c_p = 0{,}916$ кДж/(кг·К).

2-30. Вычислить истинную изобарную теплоемкость воздуха при 800°С, принимая линейную зависимость от температуры. Сравнить ее с теплоемкостью, определяемой без учета зависимости от температуры. Какова относительная погрешность определения c_p во втором случае?

Ответ: 1) $c_p = 1{,}150$ кДж/(кг·К); 2) $c_p = 1{,}012$ кДж/(кг·К); относительная погрешность $\sigma = 12\%$.

2-31. Определить относительное увеличение изобарной теплоемкости воздуха при нагревании его от $t_1 = 0$°С до $t_2 = 1000$°С, принимая зависимость теплоемкости от температуры линейной.

Ответ: 20%.

2-32. Определить массовую теплоемкость c_p генераторного газа при температуре 0°С, если его объемный состав: $r_{H_2} = 18\%$; $r_{CO} = 24\%$; $r_{CO_2} = 6\%$; $r_{N_2} = 52\%$. Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Решение. Определяем массовый состав генераторного газа:

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i};$$

$$g_{H_2} = 18 \frac{2}{0{,}18 \cdot 2 + 0{,}24 \cdot 28 + 0{,}06 \cdot 44 + 0{,}52 \cdot 28} = \frac{36}{24{,}285} = 1{,}48\%;$$

$$g_{CO} = 24 \frac{28}{24{,}285} = 27{,}67\%;$$

$$g_{CO_2} = 6 \frac{44}{24{,}285} = 10{,}87\%;$$

$$g_{N_2} = 52 \frac{28}{24{,}285} = 59{,}96\%.$$

Массовая теплоемкость отдельных компонентов смеси

$$c_{pH_2} = 14{,}20\ кДж/(кг \cdot К);\ c_{pCO} = 1{,}025\ кДж/(кг \cdot К);$$

$$c_{pCO_2} = 0{,}940\ кДж/(кг \cdot К);\ c_{pN_2} = 1{,}020\ кДж/(кг \cdot К).$$

Тогда

$$c_{p_{см}} = \sum_{i=1}^{n} g_i c_{p_i} = 14{,}20 \cdot 0{,}0148 + 1{,}025 \cdot 0{,}2767 + 0{,}940 \cdot 0{,}1087 + 1{,}020 \cdot 0{,}5996 = 1{,}207\ кДж/(кг \cdot К).$$

2-33. Определить массовую теплоемкость c_p при температуре 1000°С продуктов сгорания топлива, имеющих объемный состав: $CO_2 = 12{,}2\%$; $O_2 = 7{,}1\%$; $CO = 0{,}4\%$ и $N_2 = 80{,}3\%$.

Ответ: $c_p = 1{,}213$ кДж/(кг·К).

2-34. Какое количество теплоты отводится от 1 кг дымовых газов в газоходе котла, если при постоянном давлении температура их понижается от 600 до 200°С? Объемный состав дымовых газов: $CO_2 = 11\%$; $O_2 = 7\%$; $N_2 = 82\%$.

Решение. Определяем массовый состав дымовых газов

$$g_{CO_2} = \frac{r_{CO_2}\mu_{CO_2}}{\sum_{i=1}^{n} r_i \mu_i} = \frac{11 \cdot 44}{0{,}11 \cdot 44 + 0{,}07 \cdot 32 + 0{,}82 \cdot 28} = 16{,}08\%;$$

$$g_{O_2} = \frac{7{,}0 \cdot 32}{30{,}08} = 7{,}45\%;$$

$$g_{N_2} = 100 - 23{,}53 = 76{,}47\%.$$

Средняя массовая теплоемкость отдельных газов в интервале 300—500°С определяется по формулам табл. 2-3:

$$c_{p\mathrm{CO_2}}\Big|_{200}^{600}=\frac{38{,}3955+0{,}010584\cdot 800}{44}=1{,}065\ \text{кДж/(кг·К)};$$

$$c_{p\mathrm{O_2}}\Big|_{200}^{600}=\frac{29{,}2080+0{,}004072\cdot 800}{32}=1{,}014\ \text{кДж/(кг·К)},$$

$$c_{p\mathrm{N_2}}\Big|_{200}^{600}=\frac{28{,}7340+0{,}002349\cdot 800}{28}=1{,}093\ \text{кДж/(кг·К)}.$$

Средняя теплоемкость смеси газов в интервале температур 300—500°С

$$c_{p_{\text{см}}}=\sum_{i=1}^{n} g_i c_{p_i}=1{,}065\cdot 0{,}1608+1{,}014\cdot 0{,}0745+$$
$$+1{,}093\cdot 0{,}7647=1{,}0826\ \text{кДж/(кг·К)}.$$

Отводимая теплота

$$q=c_{p_{\text{см}}}\Delta t=1{,}0826\cdot(600-200)=433\ \text{кДж/кг}.$$

2-35. Определить расход теплоты для нагревания воздуха от —30 до 10°С в системе кондиционирования, если в калорифер поступает 5000 м³/ч воздуха при давлении 750 мм рт. ст. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры.

Ответ: $Q=290\,000$ кДж/ч.

2-36. Смешиваются два потока воздуха с различными температурами: $t_1=320$°С и $t_2=-20$°С. Определить температуру воздуха после смешения, если расход нагретого воздуха 0,1 кг/с и холодного 0,3 кг/с. Зависимость теплоемкости от температуры учитывать.

Ответ: $t=66{,}9$°С.

2-37. Отопительный радиатор отдает воздуху комнаты 2020 кДж теплоты в 1 ч. Определить, на сколько градусов повысится температура воздуха в течение 1 ч в комнате объемом 60 м³, если не будет потерь теплоты в окружающую среду. Начальная температура воздуха в комнате 18°С и барометрическое давление 0,1 МПа. Зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь.

Ответ: $t_2=46$°С; $\Delta t=28$°С.

2-38. Какое количество теплоты при постоянном давлении 0,1 МПа требуется для нагревания 4,5 м³ воздуха от 15 до 300°С? Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Ответ: $Q=1572$ кДж.

2-39. В воздухоподогревателе котельного агрегата дутьевой воздух нагревается дымовыми газами. Температура воздуха повышается от $t_{1\text{в}}=20$°С до $t_{2\text{в}}=200$°С, температура дымовых газов понижается от $t_{1\text{г}}=350$°С до $t_{2\text{г}}=150$°С. Объемный состав дымовых газов:

$$r_{\mathrm{CO_2}}=12\%;\ r_{\mathrm{H_2O}}=8\%;\ r_{\mathrm{O_2}}=6\%;\ r_{\mathrm{N_2}}=74\%.$$

Определить соотношение расходов воздуха и дымовых газов. Учесть зависимость теплоемкости газов и воздуха от температуры.

Решение. Принимаем, что вся теплота охлаждения дымовых газов идет на повышение температуры нагреваемого дутьевого воздуха. Запишем условие теплового баланса

$$c_{p_\text{г}}\Big|_{t_{1\text{г}}}^{t_{2\text{г}}}(t_{1\text{г}}-t_{2\text{г}})=m_\text{в}c_{p_\text{в}}\Big|_{t_{1\text{в}}}^{t_{2\text{в}}}(t_{2\text{в}}-t_{1\text{в}}),$$

где $m_\text{в}$ — соотношение расходов воздуха и газов, кг/кг.

Средняя теплоемкость воздуха

$$\mu c_{p_\text{в}}\Big|_{20}^{200}=28{,}827+0{,}002708\cdot(20+200);\ c_{p_\text{в}}=1{,}016\ \text{кДж/(кг·К)}.$$

Следовательно,

$$m_\text{в}=\frac{c_{p_\text{г}}\Big|_{t_{1\text{г}}}^{t_{2\text{г}}}(t_{1\text{г}}-t_{2\text{г}})}{c_{p_\text{в}}\Big|_{t_{1\text{в}}}^{t_{2\text{в}}}(t_{2\text{в}}-t_{1\text{в}})}=\frac{350-150}{(200-20)\cdot 1{,}016}\ c_{p_\text{г}}\Big|_{150}^{350}=$$
$$=1{,}092\ c_{p_\text{г}}\Big|_{150}^{350}.$$

Молекулярная масса дымовых газов

$$\mu_\text{г}=\sum_{i=1}^{n} r_i\mu_i=0{,}12\cdot 44+0{,}08\cdot 18+0{,}06\cdot 32+0{,}74\cdot 28=29{,}39.$$

Массовые доли компонентов

$$g_{\mathrm{CO_2}}=0{,}12\frac{44}{29{,}39}=0{,}18;\ g_{\mathrm{H_2O}}=0{,}08\ \frac{18}{29{,}39}=0{,}049;$$

$$g_{\mathrm{O_2}}=0{,}06\ \frac{32}{29{,}39}=0{,}065;\ g_{\mathrm{N_2}}=0{,}74\ \frac{28}{29{,}39}=0{,}705.$$

Средние теплоемкости отдельных компонентов

$$\mu c_{p\mathrm{CO_2}}\Big|_{150}^{350}=38{,}3955+0{,}010584\cdot 500=43{,}675;\ c_{p\mathrm{CO_2}}\Big|_{150}^{350}=0{,}993;$$

$$\mu c_{p\mathrm{H_2O}}\Big|_{150}^{350}=33{,}1494+0{,}005275\cdot 500=35{,}7844;\ c_{p\mathrm{H_2O}}\Big|_{150}^{350}=1{,}988;$$

$$\mu c_{p\mathrm{O_2}}\Big|_{150}^{350}=29{,}2080+0{,}004072\cdot 500=31{,}2440;\ c_{p\mathrm{O_2}}\Big|_{150}^{350}=0{,}976;$$

$$\mu c_{p\mathrm{N_2}}\Big|_{150}^{350}=28{,}7340+0{,}002349\cdot 500=29{,}9085;\ c_{p\mathrm{N_2}}\Big|_{150}^{350}=1{,}068.$$

Средняя теплоемкость дымовых газов

$$c_{p_\text{г}}\Big|_{150}^{350}=\sum_{i=1}^{n} g_i C_{p_\text{г}i}\Big|_{150}^{350}=0{,}18\cdot 0{,}993+0{,}049\cdot 1{,}988+$$
$$+0{,}065\cdot 0{,}976+0{,}705\cdot 1{,}068=1{,}092\ \text{кДж/(кг·К)}.$$

При этом $m_\text{в}=1{,}092\cdot 1{,}092=1{,}192$ кг/кг.

2-40. Истинную мольную теплоемкость μc_p воздуха при постоянном давлении можно определять по формуле $\mu c_p = 28{,}7558 + 0{,}0057208t$. Получить формулу для определения средней объемной теплоемкости при постоянном объеме C_{v_m}.

Решение. Истинная объемная теплоемкость C_p воздуха определяется по соотношению

$$C_p = \frac{\mu c_p}{22{,}4} = 1{,}284 + 0{,}000255t.$$

Средняя объемная теплоемкость при постоянном давлении

$$C_p|_0^t = a' + b'\frac{t}{2} = 1{,}284 + 0{,}000127t.$$

Средняя объемная теплоемкость при постоянном объеме

$$C_v|_0^t = C_p|_0^t - R\frac{\mu}{22{,}4} = 0{,}910 + 0{,}000127t,$$

так как для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К) и $\mu = 28{,}96$.

2-41. По формуле для определения средней мольной теплоемкости воздуха $\mu c_p = 28{,}8270 + 0{,}0027080$ кДж/(кмоль·К) получить формулу для определения истинной объемной теплоемкости воздуха при постоянном объеме.

Ответ: $C_v = 0{,}916 + 0{,}000242t$.

2-4. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Основные определения

Первый закон термодинамики является частным случаем общего закона сохранения и превращения энергии применительно к процессам взаимного превращения теплоты и работы. Закон утверждает, что сумма всех видов энергии изолированной системы при любых происходящих в системе процессах остается постоянной:

$$W = \text{const};\ dW = 0.$$

При осуществлении термодинамического процесса подводимая к телу теплота Q идет на изменение его внутренней энергии и совершение механической работы:

$$Q = \Delta U + L. \qquad (2\text{-}19)$$

Для 1 кг рабочего тела

$$q = \Delta u + l.$$

Задачи

2-42. В процессе расширения с подводом 120 кДж теплоты 1 кг воздуха совершает работу, равную 90 кДж. Определить изменение температуры воздуха в процессе, пренебрегая зависимостью теплоемкости от температуры.

Решение. В соответствии с первым законом термодинамики теплота, подводимая к телу, идет на совершение работы и изменение внутренней энергии тела:

$$q = \Delta u + l.$$

Так как $\Delta u = c_v \Delta t$, где $c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20{,}93}{28{,}96} = 0{,}722$ кДж/(кг·К),

то

$$\Delta t = \frac{q - l}{c_v} = \frac{120 - 90}{0{,}722} = 41{,}5°\text{C}.$$

2-43. В процессе расширения к 1 кг кислорода подводится 200 кДж теплоты. Какую работу совершит при этом газ, если в результате процесса температура его понизится на 95°С? Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Ответ: 262 кДж/кг.

2-44. Определить изменение температуры 10 кг нефтяного масла при его нагревании и перемешивании, если известно, что количество подводимой теплоты $Q = 200$ кДж и работа перемешивания $L = -36$ кДж. Теплоемкость масла 2 кДж/(кг·К).

Ответ: $\Delta t = 11{,}8°\text{C}$.

2-45. Определить расход воздуха в системе охлаждения дизеля мощностью $N = 38$ кВт, если отводимая теплота составляет 75% полезной мощности двигателя, а температура охлаждающего воздуха повышается на 15°С.

Решение. Теплота, отводимая в системе охлаждения,

$$Q = 0{,}75 \cdot 38 = 28{,}5 \text{ кДж/с}.$$

Из уравнения теплового баланса воздуха, охлаждающего двигатель, находим:

$$m = \frac{Q}{c_p \Delta t} = \frac{28{,}5}{1{,}012 \cdot 15} = 1{,}87 \text{ кг/с}.$$

2-46. Теплота сгорания дизельного топлива 42 000 кДж/кг. Определить работу, которую можно получить при использовании его в тепловом двигателе с к. п. д. 45%.

Ответ: $L = 5{,}25$ кВт·ч.

2-47. При расщеплении 1 кг урана в реакторе атомной электростанции количество выделяемой теплоты оценивается величиной $22{,}9 \cdot 10^6$ кВт·ч/кг. Определить, какое количество угля с теплотой сгорания 29 300 кДж/кг потребуется для получения такого же количества теплоты.

Ответ: 2813 т.

2-48. При испытании двигатель внутреннего сгорания мощностью 100 л. с. нагружается тормозом с водяным охлаждением. Определить расход охлаждающей воды, если температура ее при прохождении через тормоз повышается на 40°С, а 15% теплоты от тормоза отводится воздухом в окружающую среду.

Ответ: 0,373 кг/с.

2-49. Двигатель внутреннего сгорания мощностью 3000 л. с. работает с удельным расходом теплоты 8800 кДж/(кВт·ч). Опреде-

лить часовой расход топлива, если теплота сгорания топлива $Q^р_н = 42\,000$ кДж/кг.

Ответ: 462 кг.

2-50. Определить к. п. д. паротурбинной электростанции, если при мощности 500 МВт расходуется 145 000 м³/ч природного газа с теплотой сгорания $Q^р_н = 33{,}5$ МДж/м³.

Ответ: 37%.

2-5. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Основные определения

Изменение состояния тела при взаимодействии его с окружающей средой называется термодинамическим процессом. В общем случае в термодинамическом процессе могут изменяться все три параметра состояния. В технической термодинамике рассматриваются следующие основные термодинамические процессы:

1) изохорный — при постоянном объеме ($v = \text{const}$);
2) изобарный — при постоянном давлении ($p = \text{const}$);
3) изотермический — при постоянной температуре ($T = \text{const}$);
4) адиабатный — без внешнего теплообмена ($q = 0$);
5) политропный процесс, происходящий при постоянной теплоемкости рабочего тела.

В табл. 2-4 приведены основные расчетные соотношения для указанных термодинамических процессов.

Изменение внутренней энергии в термодинамических процессах с идеальным газом

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1), \qquad (2\text{-}20)$$

энтальпия

$$i = u + pv.$$

Изменение энтальпии в любом термодинамическом процессе с идеальным газом

$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1). \qquad (2\text{-}21)$$

Задачи

2-51. В закрытом резервуаре находится воздух при давлении 730 мм рт. ст. и температуре $t_1 = 30$°С. Определить, насколько понизится давление в резервуаре, если его охладить до $t_2 = -30$°С.

Ответ: $p_2 = 585$ мм рт. ст.; $\Delta p = 145$ мм рт. ст.

2-52. Определить, до какой температуры необходимо нагреть газ при постоянном объеме, чтобы его давление увеличилось в два раза, если начальная температура $t_1 = 15$°С.

Ответ: $t_2 = 303$°С.

2-53. В резервуаре емкостью 1 м³ находится воздух при давлении 0,5 МПа и температуре 20°С. Как изменится температура и давление воздуха, если к нему подвести 275 кДж теплоты?

Решение. Масса воздуха

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{0{,}5 \cdot 10^6 \cdot 1}{287 \cdot 293} = 5{,}94 \text{ кг}.$$

Таблица 2-4

Процесс	Уравнение процесса	Соотношения между параметрами состояния	Механическая работа	Теплота
Изохорный	$v = \text{const}$	$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$	$l = 0$	$q = c_v (T_2 - T_1)$
Изобарный	$p = \text{const}$	$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$	$l = p (v_2 - v_1) = R (T_2 - T_1)$	$q = c_p (T_2 - T_1)$
Изотермический	$T = \text{const}$ $pv = \text{const}$	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$q = l$
Адиабатный	$pv^k = \text{const}$	$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1} = \frac{R (T_1 - T_2)}{k-1}$	$q = 0$
Политропный	$pv^n = \text{const}$	$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ $T_1 v_1^{n-1} = T_2 v_2^{n-1}$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} = \frac{R (T_1 - T_2)}{n-1}$	$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$

Примечание. Здесь k и n — соответственно показатель адиабаты и политропы.

Если не учитывать зависимость теплоемкости от температуры, то

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20{,}93}{28{,}96} = 0{,}723 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Повышение температуры при подводе теплоты в изохорном процессе

$$\Delta t = \frac{Q}{mc_v} = \frac{275}{5{,}94 \cdot 0{,}723} = 64°\text{C}.$$

Следовательно,

$$t_2 = t_1 + \Delta t = 20 + 64 = 84°\text{C} = 357 \text{ К}.$$

Давление воздуха в конце изохорного нагревания

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 0{,}5 \frac{357}{293} = 0{,}61 \text{ МПа}.$$

2-54. Баллон емкостью 60 л заполнен кислородом. Абсолютное давление кислорода $p_1 = 10$ МПа при температуре $t_1 = 15°\text{C}$. Определить давление в баллоне и количество подведенной к кислороду теплоты, если температура в баллоне повысится до $t_2 = 40°\text{C}$.

Ответ: $Q = 131$ кДж и $p_2 = 10{,}87$ МПа.

2-55. Баллон емкостью 40 л заполнен кислородом с абсолютным давлением $p_1 = 12{,}5$ МПа при температуре $t_1 = 20°\text{C}$. Определить расход кислорода при понижении давления в баллоне до $p_2 = 10$ МПа и температуры до $t_2 = 10°\text{C}$.

Ответ: 1,11 кг.

2-56. Колба электрической лампочки накаливания заполнена инертным газом. При работе лампочки средняя температура газа в колбе 150°С и давление 760 мм рт. ст. Определить разрежение в лампочке при температуре 20°С и барометрическом давлении 745 мм рт. ст.

Ответ: 218,6 мм рт. ст.

2-57. В цилиндре двигателя внутреннего сгорания в конце сжатия абсолютное давление 1,6 МПа и температура 370°С. Сгорание горючей смеси происходит при постоянном объеме с выделением 400 кДж теплоты на 1 кг смеси. Определить p, v, T в цилиндре в конце сгорания без учета зависимости теплоемкости от температуры. Считать, что продукты сгорания обладают свойствами воздуха.

Решение. Удельный объем продуктов сгорания

$$v_2 = v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 643}{1{,}6 \cdot 10^6} = 0{,}115 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура после сгорания горючей смеси

$$t_2 = t_1 + \frac{q}{c_v} = 370 + \frac{400}{0{,}722} = 924°\text{C}.$$

Конечное давление в цилиндре

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = \frac{1{,}6 \cdot 1197}{643} = 2{,}98 \text{ МПа}.$$

2-58. Двигатель внутреннего сгорания работает с подводом теплоты при $v = \text{const}$. Параметры горючей смеси перед сгоранием $p_1 = 1{,}2$ МПа, $T_1 = 673$ К. Определить расход теплоты на 1 кг горючей смеси и давление в конце сгорания, если $T_2 = 2250$ К. Продукты сгорания считать обладающими свойствами воздуха. Учесть зависимость теплоемкости продуктов сгорания от температуры.

Ответ: $q = 1547$ кДж/кг; $p_2 = 4{,}012$ МПа.

2-59. Какую мощность должен иметь электрический калорифер, чтобы нагревать при постоянном давлении $p_б = 750$ мм рт. ст. поток воздуха от $t_1 = -20°\text{C}$ до $t_2 = 20°\text{C}$, если производительность вентилятора на холодном воздухе $V = 0{,}5$ м³/с? Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Решение. Массовая производительность вентилятора

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}5}{287 \cdot 253} = 0{,}688 \text{ кг/с}.$$

Мощность калорифера

$$Q = mc_p \Delta t = 0{,}688 \cdot 1{,}012 \cdot 40 = 27{,}9 \text{ кВт}.$$

2-60. В воздухоподогревателе котельной установки воздух нагревается от 20°С до 250°С при постоянном абсолютном давлении 0,1 МПа. Определить удельную работу расширения воздуха и расход теплоты на нагревание 1 кг воздуха, учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

Ответ: $q = 234{,}6$ кДж/кг; $l = 66{,}0$ кДж/кг.

2-61. В воздушном охладителе двухступенчатого компрессора температура воздуха понижается от 120 до 30°С при постоянном абсолютном давлении 0,35 МПа. Определить, в каком соотношении находятся объемы воздуха, нагнетаемого из первой ступени и поступающего во вторую ступень после охлаждения.

Ответ: $V_1/V_2 = 1{,}3$.

2-62. Какое количество теплоты необходимо подвести к 1 кг воздуха с температурой 20°С, чтобы его объем при постоянном давлении увеличился в 2 раза? Определить температуру воздуха в конце процесса. Теплоемкость воздуха считать постоянной.

Решение. Определяем температуру воздуха в конце процесса

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} = 2;\ T_2 = 2T_1 = 293 \cdot 2 = 586 \text{ К} = 313°\text{C}.$$

Изменение температуры при подводе теплоты

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 313 - 20 = 293°\text{C}.$$

Подводимая теплота

$$q = c_p \Delta t = 1{,}012 \cdot 293 = 296{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

2-63. В каком соотношении находятся объемы воздуха, подаваемого вентилятором при температуре $t_1 = -30°\text{C}$ через калорифер в помещение и вытесняемого из помещения, если в помещении поддерживается температура 25°С?

Ответ: $V_2/V_1 = 1{,}226$.

2-64. В процессе сгорания при постоянном давлении в цилиндре внутреннего сгорания температура газа повышается от $t_1 = 500°\text{C}$ до

$t_2=1500$°С. Определить работу расширения на 1 кг газа, считая, что газ обладает свойствами воздуха.

Ответ: 287 кДж.

2-65. Теплота, подводимая к газу при постоянном давлении, затрачивается на изменение его внутренней энергии и совершение работы. Определить количество подводимой теплоты и изменение температуры воздуха, если работа расширения при изобарном нагревании 1 кг воздуха составляет 20,5 кДж.

Ответ: $\Delta t=71{,}4$°С; $q=71{,}8$ кДж/кг.

2-66. Воздух, нагнетаемый первой ступенью двухступенчатого компрессора производительностью 0,1 м³/с, перед поступлением во вторую ступень сжатия охлаждается от $t_1=160$°С до $t_2=40$°С при постоянном давлении. Определить количество отводимой теплоты и работу уменьшения объема в результате охлаждения. Параметры окружающей среды: $p_б=750$ мм рт. ст.; $t=20$°С.

Решение. Массовая производительность компрессора

$$m=\frac{pV}{RT}=\frac{1\cdot10^5\cdot0{,}1}{287\cdot293}=0{,}119 \text{ кг/с}.$$

Отводимая теплота

$$Q=mc_p\Delta T=0{,}119\cdot1{,}012\cdot120=14{,}4 \text{ кДж/с}.$$

Работа уменьшения объема

$$L=mR\Delta T=0{,}119\cdot287\cdot10^{-3}\cdot120=4{,}1 \text{ кДж/с}.$$

2-67. В цилиндре с подвижным поршнем расширяется 0,3 м³ воздуха при постоянном давлении 0,6 МПа, совершая работу 100 кДж. Определить конечную температуру воздуха, если $t_1=10$°С.

Ответ: $t_2=167$°С.

2-68. В цилиндре двигателя внутреннего сгорания в конце процесса сжатия абсолютное давление 4 МПа и температура 550°С. Определить параметры в конце подвода теплоты в количестве $q=150$ кДж/кг, если 50% теплоты подводится при $v=$const и 50% при $p=$const. Считать, что рабочее тело (газ) обладает свойствами воздуха. Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Ответ: $t=728$°С; $p=4{,}5$ МПа; $v=0{,}059$ м³/кг.

2-69. Определить, какая часть подводимой при постоянном давлении к одноатомному газу теплоты идет на повышение его температуры.

Ответ: 60%.

2-70. Воздух, подаваемый для вентиляции помещения, проходит электрокалорифер и нагревается от $t_1=-20$°С до $t_2=15$°С при постоянном давлении 750 мм рт. ст. Определить производительность вентилятора, если мощность нагревателя калорифера 10 кВт. Теплоемкость воздуха принять постоянной.

Ответ: 0,282 кг/с.

2-71. Определить мощность нагревателя, если нагреватель подогревает воздух, подаваемый вентилятором от $t_1=-15$°С до $t_2=15$°С. Производительность вентилятора при абсолютном давлении 800 мм рт. ст. равна 3000 м³/ч.

Ответ: 36,45 кВт.

2-72. При температуре $t_1=20$°С 1 кг углекислоты сжимается изотермически до десятикратного уменьшения объема. Определить конечное давление, работу сжатия и отводимую теплоту, если начальное давление 0,1 МПа.

Решение. Конечное давление для изотермического процесса определяется в соответствии с табл. 2-4 по соотношению

$$p_2v_2=p_1v_1;\ p_2=p_1\frac{v_1}{v_2}=0{,}1\cdot10=1{,}0 \text{ МПа}.$$

Так как в изотермическом процессе нет изменения внутренней энергии, то работа газа равна теплоте

$$q=l=RT\ln\frac{v_2}{v_1}=189\cdot293\cdot2{,}3\lg0{,}1=-127{,}3 \text{ кДж/кг}.$$

2-73. Изотермическим сжатием 1 кг воздуха давление повышается от 0,1 МПа до 0,5 МПа. Определить уменьшение объема при 10°С и при 100°С.

Ответ: $\Delta v_{t=10°}=0{,}649$ м³; $\Delta v_{t=100°}=0{,}856$ м³.

2-74. Какое количество колб электрических ламп емкостью 100 см³ может быть заполнено азотом, содержащимся в баллоне емкостью 40 л при абсолютном давлении 10 МПа и $t=15$°С, если в колбе электрической лампочки при той же температуре азот должен иметь разрежение 200 мм рт. ст.?

Ответ: 54 500 колб.

2-75. В цилиндре под поршнем находится воздух при абсолютном давлении $p_1=0{,}12$ МПа. Определить перемещение поршня и давление p_2 в конце процесса изотермического сжатия, если на поршень дополнительно положить груз $G=5$ кг. Диаметр поршня $d=100$ мм, высота начального положения поршня $h_1=500$ мм.

Решение. Дополнительная сила, создаваемая грузом, $\Delta P=Gg=5\cdot9{,}81=49$ Н.

Дополнительное давление, создаваемое грузом,

$$\Delta p=\frac{\Delta P\cdot4}{\pi d^2}=\frac{49\cdot4}{\pi\cdot0{,}1^2}=6250 \text{ Па}=0{,}00625 \text{ МПа}.$$

Конечное давление

$$p_2=p_1+\Delta p=0{,}12+0{,}00625=0{,}12625 \text{ МПа}.$$

Объем цилиндра в начальном состоянии

$$V_1=\frac{\pi d^2}{4}h_1=0{,}00393 \text{ м}^3.$$

Объем после процесса изотермического сжатия

$$V_2=V_1\frac{p_1}{p_2}=0{,}00393\frac{0{,}12}{0{,}12625}=0{,}003735 \text{ м}^3.$$

Высота положения поршня после сжатия

$$h_2=\frac{V_2\cdot4}{\pi d^2}=0{,}475 \text{ м}.$$

Перемещение поршня

$$\Delta h=h_1-h_2=0{,}5-0{,}475=0{,}025 \text{ м}.$$

2-76. При изотермическом расширении 0,3 м³ кислорода давление понижается от 0,3 МПа до 0,1 МПа. Определить конечный объем и работу расширения, если $t=20$°С.

Ответ: $V_2=0{,}9$ м³; $L=102$ кДж.

2-77. При изотермическом процессе сжатия 5 м³ азота отводится 600 кДж теплоты. Определить работу сжатия, конечное давление p_2 и объем V_2 сжатого газа, если начальное давление $p_1=0{,}18$ МПа.

Решение. Если в изотермическом процессе работа равна теплоте процесса, то $p_1v_1\ln\frac{p_1}{p_2}=q$. Отсюда $\ln\frac{p_1}{p_2}=\frac{q}{p_1V_1}=$

$=\frac{-600}{180\cdot5}=-0{,}666.$

Находим давление p_2

$$p_2=p_1e^{0,666}=180\cdot1{,}95=350\text{ кПа}=0{,}35\text{ МПа}.$$

Объем сжатого азота

$$V_2=V_1\frac{p_1}{p_2}=5\cdot\frac{0{,}18}{0{,}35}=2{,}57\text{ м}^3.$$

2-78. При изотермическом расширении 1 кг двуокиси углерода до трехкратного увеличения объема совершается работа, равная 120 кДж. Определить температуру углекислоты в процессе.

Ответ: $t=305$°C.

2-79. Адиабатно расширяется 1 кг воздуха с температурой $t_1=20$°C и давлением $p_1=0{,}8$ МПа до давления $p_2=0{,}2$ МПа. Определить параметры состояния в конце процесса расширения, работу процесса и изменение внутренней энергии газа.

Решение. Температура в конце адиабатного расширения

$$T_2=T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}=293\left(\frac{2}{8}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}=198\text{ К}=-75\text{°C}.$$

Удельный объем воздуха в конце расширения

$$v_2=\frac{RT_2}{p_2}=\frac{287\cdot198}{0{,}2\cdot10^6}=0{,}284\text{ м}^3/\text{кг}.$$

Работа адиабатного процесса

$$l=\frac{R}{k-1}(T_1-T_2)=\frac{287}{1,4-1}(293-198)=68\,000\text{ Дж}.$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u=u_2-u_1=-l=-68\,000\text{ Дж}.$$

2-80. Адиабатно сжимается 1 м³ воздуха до трехкратного уменьшения объема. Определить работу сжатия, а также давление и температуру в конце процесса сжатия, если $p_1=0{,}1$ МПа и $t_1=10$°C.

Ответ: $T_2=440$ К$=167$°C; $p_2=0{,}465$ МПа; $L=139$ кДж/м³.

2-81. Адиабатным расширением температура воздуха понижается от 20°C до −10°C. При этом давление понижается до 740 мм рт. ст. Определить начальное давление воздуха.

Ответ: $p_1=1070$ мм рт. ст.

2-82. В цилиндре дизеля отношение объемов в начале и конце сжатия (степень сжатия) $\varepsilon=16$. Определить температуру t_2 в конце адиабатного сжатия, если в начале процесса температура $t_1=60$°C.

Ответ: 736°C.

2-83. В баллоне находится углекислота, давление которой по манометру $p_{1м}=2{,}9$ МПа и температура $t_1=20$°C. Определить понижение давления и температуры в баллоне, если из него выпустить половину углекислоты. Расширение остающейся в баллоне углекислоты считать адиабатным.

Решение. Выпуск половины углекислоты из баллона равнозначен адиабатному расширению в 2 раза остающейся в баллоне части углекислоты. Следовательно, температура в конце процесса

$$T_2=T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}=293\left(\frac{1}{2}\right)^{1,285-1}=239\text{ К}=-34\text{°C}.$$

Абсолютное давление в баллоне

$$p_2=p_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k}=3{,}0\left(\frac{1}{2}\right)^{1,285}=1{,}2\text{ МПа}.$$

Избыточное (манометрическое) давление

$$p_{2м}=1{,}1\text{ МПа}.$$

2-84. В результате адиабатного сжатия температура воздуха повышается от 15°C до 150°C. Определить конечное давление, если начальное давление 0,1 МПа.

Ответ: 0,383 МПа.

2-85. Адиабатно сжимается 1 кг азота, в результате чего давление повышается от 0,1 МПа до 1,0 МПа, при этом затрачивается работа 200 кДж. Определить начальную и конечную температуру азота.

Ответ: $t_1=15$°C; $t_2=283$°C.

2-86. При адиабатном расширении 2 кг кислорода получается работа, равна 26 кДж. Определить начальное давление и температуру, если конечные параметры соответствуют нормальным физическим условиям.

Ответ: $p_1=0{,}129$ МПа; $t_1=20$°C.

2-87. При политропном сжатии 0,5 кг воздуха давление меняется от 0,1 МПа до 1,0 МПа. При этом температура повышается от 18°C до 180°C. Определить показатель политропы, объем воздуха в начале и в конце сжатия и теплоту процесса.

Решение. Показатель политропы определяется по уравнению политропы

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

После преобразований получим:

$$n=\frac{\lg\frac{p_2}{p_1}}{\lg\frac{p_2}{p_1}-\lg\frac{T_2}{T_1}}=\frac{\lg10}{\lg10-\lg\frac{453}{291}}=1{,}24.$$

Объем воздуха в начале сжатия

$$V_1 = \frac{mRT_1}{p_1} = \frac{0{,}5 \cdot 287 \cdot 291}{10^5} = 0{,}4175 \text{ м}^3.$$

Объем воздуха в конце сжатия

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = 0{,}4175 \cdot \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{1}{1{,}24}} = 0{,}0652 \text{ м}^3.$$

Теплоемкость процесса

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1} = 0{,}722 \frac{1{,}24-1{,}4}{1{,}24-1} = -0{,}48 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

В процессе отводится теплота, так как теплоемкость процесса отрицательна. Отводимая теплота

$$Q = mc\Delta t = 0{,}5 \cdot 0{,}48 \cdot 162 = 38{,}9 \text{ кДж}.$$

2-88. При политропном сжатии 3 м³ воздуха с начальными параметрами состояния $p_1 = 0{,}11$ МПа и $t_1 = -10$°С объем уменьшается до 1,1 м³ и давление повышается до 0,45 МПа. Определить показатель политропы сжатия, теплоту процесса, работу и конечную температуру воздуха.

Ответ: $n = 1{,}4$; $Q = 0$; $L = -412$ кДж; $t_2 = 121$°С.

2-89. При политропном сжатии 1 кг азота отводится 100 кДж теплоты и затрачивается работа 150 кДж. Определить конечную температуру газа, если начальная 15°С.

Ответ: $t_2 = 81{,}8$°С.

2-90. Воздух в цилиндре поршневого компрессора сжимается политропно при $n = 1{,}25$ с повышением давления от 0,3 МПа до 0,9 МПа. Определить работу сжатия 1 кг воздуха и конечную температуру воздуха, если в начале сжатия температура была 60°С.

Ответ: $l = 94$ кДж/кг; $t_2 = 142$°С.

2-91. Сравнить работу сжатия и конечную температуру 1 кг воздуха для изотермического, адиабатного и политропного сжатия с показателем политропы $n = 1{,}25$ от начальных параметров $p_1 = 0{,}09$ МПа и $t_1 = 20$°С до $p_2 = 1{,}0$ МПа.

Ответ: $l_{из} = -202{,}2$ кДж/кг; $T_{2из} = T_1 = 293$ К = 20°С; $l_{ад} = -208{,}0$ кДж/кг; $T_{2ад} = 583$ К = 310°С; $l_{пол} = -207{,}8$ кДж/кг; $T_{2пол} = 474$ К = 201°С.

2-92. В цилиндре газового двигателя внутреннего сгорания рабочая смесь сжимается с повышением температуры от 85°С до 450°С. Определить показатель политропы сжатия, если степень сжатия в двигателе $V_1/V_2 = \varepsilon = 8$.

Ответ: $n = 1{,}34$.

2-93. В процессе политропного сжатия 2,5 м³ воздуха давление повышается от $p_1 = 0{,}125$ МПа до $p_2 = 0{,}6$ МПа. При этом температура повышается от $t_1 = 30$°С до $t_2 = 180$°С. Определить работу сжатия, теплоту и изменение внутренней энергии в процессе.

Ответ: $L = -152$ кДж; $Q = -62$ кДж; $\Delta U = 390$ кДж.

2-6. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Основные определения

Второй закон термодинамики устанавливает направление протекания самопроизвольных тепловых процессов в природе и определяет условия превращения теплоты в работу. Закон утверждает, что теплота в природе самопроизвольно переходит только от тел более нагретых к менее нагретым.

В соответствии со вторым законом термодинамики для превращения теплоты в работу в любом тепловом двигателе необходимо иметь два тела с различными температурами. Более нагретое тело будет источником теплоты для получения работы, менее нагретое — теплоприемником. При этом к. п. д. теплового двигателя всегда будет меньше единицы.

Термический к. п. д. теплового двигателя

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \tag{2-22}$$

где Q_1 и Q_2 — соответственно теплота, подведенная в цикле и отданная теплоприемнику.

Для идеального цикла теплового двигателя, т. е. для прямого обратимого цикла Карно,

$$\eta_{t\,к} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_{мин}}{T_{макс}}, \tag{2-23}$$

где $T_1 = T_{макс}$ — температура горячего источника теплоты;
$T_2 = T_{мин}$ — температура холодного источника теплоты или теплоприемника.

Термический к. п. д. любого реального цикла теплового двигателя всегда меньше термического к. п. д. цикла Карно для того же интервала температур.

Важнейшим параметром состояния вещества является энтропия S. Изменение энтропии в обратимом термодинамическом процессе определяется уравнением, являющимся аналитическим выражением второго закона термодинамики:

$$dS = \frac{dQ}{T}. \tag{2-24}$$

Для 1 кг вещества

$$ds = \frac{dq}{T},$$

где dq — бесконечно малое количество теплоты, подводимой или отводимой в элементарном процессе при температуре T, кДж/кг.

Энтропия является функцией состояния, поэтому ее изменение в термодинамическом процессе определяется только начальными и

конечными значениями параметров состояния. Изменение энтропии в основных термодинамических процессах:

в изохорном

$$\Delta s_v = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}; \qquad (2\text{-}25)$$

в изобарном

$$\Delta s_p = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}; \qquad (2\text{-}26)$$

в изотермическом

$$\Delta s_T = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}; \qquad (2\text{-}27)$$

в адиабатном

$$\Delta s_{ад} = 0; \qquad (2\text{-}28)$$

в политропном

$$\Delta s = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \qquad (2\text{-}29)$$

Задачи

2-94. При изохорном нагреве 1 кг воздуха температура меняется от $t_1 = 20°C$ до $t_2 = 120°C$. Определить изменение энтропии и подводимую теплоту.

Ответ: $\Delta s = 0{,}211$ кДж/(кг·К).

2-95. При постоянном давлении (равном 760 мм рт. ст) к 1 кг азота, имеющему температуру 25°С, подводится 100 кДж теплоты. Определить начальное значение энтропии и ее изменение в процессе.

Решение. Изменение температуры в изобарном процессе

$$\Delta t = \frac{q}{c_p} = \frac{100{,}000}{1{,}045} = 95{,}7°C.$$

Изменение энтропии в изобарном процессе

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 1{,}045 \cdot 2{,}3 \lg \frac{393{,}7}{298} = 290{,}9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Начальное значение энтропии определяется по формуле изменения энтропии в процессе. За уровень отсчета принимаются нормальные физические условия, т. е. $s_{н.ф.у} = s_0 = 0$,

$$\Delta s_{0-1} = s_1 - s_0 = s_1;$$

$$s = c_p \ln \frac{T_1}{273} - R \ln \frac{p_1}{p_н} = 1{,}045 \cdot 2{,}3 \lg \frac{298}{273} = 91{,}9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

2-96. Политропно сжимаются 3 кг углекислоты с температурой 20°С с показателем политропы 1,25. Определить изменение давления в процессе, если убыль энтропии составляет 0,128 кДж/К.

Ответ: $p_2/p_1 = 10$.

2-97. При температуре 10°С 3 кг воды смешиваются с 2 кг воды при температуре 80°С. Определить возрастание энтропии из-за необратимости процесса смешения, при котором теплота переходит самопроизвольно от более нагретого тела к менее нагретому.

Решение. Температура воды после смешения определяется из теплового баланса

$$m_1 c_1 t_1 + m_2 c_2 t_2 = (m_1 + m_2) ct.$$

Теплоемкость воды в рассматриваемом интервале изменения температуры можно принять постоянной. Следовательно,

$$t = \frac{m_1 t_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2} = \frac{3 \cdot 10 + 2 \cdot 80}{5} = 38°C.$$

Тогда изменение энтропии отдельных масс воды

$$\Delta S_1 = 3 \cdot c \cdot 2{,}3 \lg \frac{T}{T_1} = 3 \cdot 4{,}19 \cdot 2{,}3 \lg \frac{311}{283} = 1{,}185 \text{ кДж/К};$$

$$\Delta S_2 = 2 \cdot 4{,}19 \cdot 2{,}3 \lg \frac{311}{353} = -1{,}060 \text{ кДж/К}.$$

Общее изменение энтропии

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = 1{,}185 - 1{,}060 = 0{,}125 \text{ кДж/К}.$$

2-98. При дросселировании 1 кг воздуха давление понижается от 0,2 МПа до 0,1 МПа. Определить возрастание энтропии и потерю работоспособности воздуха, если температура окружающей среды 15°С.

Ответ: $\Delta s = 198{,}9$ Дж/(кг·К); $l = 57{,}3$ кДж/кг.

2-99. Термический к. п. д. цикла теплового двигателя $\eta_t = 0{,}4$ и отводимая теплота $Q_2 = 120$ кДж. Определить подводимую в цикле теплоту и полезную работу.

Ответ: $Q_1 = 200$ кДж; $L = 80$ кДж.

2-100. Цикл Карно совершается с 1 кг воздуха в пределах температур 927 и 27°С. Подводимая в цикле теплота 30 кДж. Определить максимальное давление в цикле, термический к. п. д. и полезную работу, если минимальное давление в цикле 0,1 МПа.

Ответ: $p_{макс} = 12{,}8$ МПа; $\eta_t = 0{,}75$; $l = 22{,}5$ кДж/кг.

2-101. В цикле Карно подвод теплоты происходит при максимальной температуре $T_1 = 1200°C$. Полезная работа, получаемая в цикле, 265 кДж. Определить термический к. п. д., подводимую и отводимую теплоту, а также минимальную температуру T_2, если рабочее тело — 1 кг воздуха, а относительное изменение объема в изотермических процессах равно 3.

Решение. Для процесса изотермического расширения с подводом теплоты

$$q_1 = 2{,}3 R T_1 \lg \frac{v_2}{v_1} = 287 \cdot 1473 \cdot 2{,}3 \cdot \lg 3 = 465 \text{ кДж/кг}.$$

Термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{265}{465} = 0{,}57.$$

Отводимая теплота

$$q_2 = q_1(1-\eta_t) = 465 \cdot 0{,}43 = 200 \text{ кДж/кг}.$$

Низшая температура в цикле

$$T_{мин} = T_{макс}(1-\eta_t) = 1473(1-0{,}57) = 633{,}4 \text{ К}.$$

2-102. Для цикла Карно, совершающегося в интервале температур 900° и 50°С и давлений 1,0 МПа и 0,1 МПа, определить термический к. п. д., подводимую и отводимую теплоту на 1 кг рабочего тела, в качестве которого принят азот.

Ответ: $q_1 = 510{,}4$ кДж/кг; $q_2 = 140{,}6$ кДж/кг; $\eta_t = 0{,}725$.

2-7. ВОДЯНОЙ ПАР

Основные определения

Пар может быть влажным, сухим насыщенным и перегретым. Удельный объем влажного пара

$$v_x = xv'' + (1-x)v', \qquad (2\text{-}30)$$

где v' и v'' — соответственно удельный объем воды и пара на линии насыщения, м³/кг; x — степень сухости пара.

Теплота, энтальпия, энтропия:

а) сухого насыщенного пара

$$\lambda'' = \lambda' + r; \quad i'' = \lambda'' + pv_0;$$

$$s'' = c'_m \ln\frac{T_н}{273} + \frac{r}{T_н}, \qquad (2\text{-}31)$$

где $\lambda' = c'_m t_н$ — теплота кипящей жидкости, кДж/кг;
r — теплота парообразования, кДж/кг;
v_0 — удельный объем воды при $t = 0$°С;
$T_н$ — температура кипения (насыщения), К;
c'_m — средняя теплоемкость воды в интервале температур от 0 до $t_н$ °С, кДж/(кг·К);

б) влажного пара

$$\lambda_x = \lambda' + rx, \quad i_x = \lambda_x + pv_0;$$

$$s_x = c'_m \ln\frac{T_н}{273} + \frac{rx}{T_н}; \qquad (2\text{-}32)$$

в) перегретого пара

$$\lambda = \lambda' + r + q_{пер}, \quad i = \lambda + pv_0;$$

$$s = c'_m \ln\frac{T_н}{273} + \frac{r}{T_н} + c_{pm}\ln\frac{T}{T_н}, \qquad (2\text{-}33)$$

где $q_{пер} = c_{pm}(T - T_н)$ — теплота перегрева пара, кДж/кг;
T — температура перегретого пара, К;
c_{pm} — средняя изобарная теплоемкость перегретого пара в интервале температур от $T_н$ до T, кДж/(кг·К).

Расчеты термодинамических процессов с водяным паром производятся с помощью термодинамических таблиц и диаграмм состояний водяного пара. Особое значение для расчетов процессов с водяным паром имеет *is*-диаграмма, каждая точка на которой соответствует определенным значениям параметров состояния p, v, T, i, s. На *is*-диаграмме нанесены изобары, изотермы и изохоры. Адиабатный обратимый процесс изображается отрезком вертикальной прямой ($s = \text{const}$).

Изменение внутренней энергии Δu и работа l в любом процессе

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - i_1) - (p_2v_2 - p_1v_1); \qquad (2\text{-}34)$$

$$l = q - \Delta u = q - (i_2 - i_1) + (p_2v_2 - p_1v_1). \qquad (2\text{-}35)$$

Подведенная или отведенная теплота:

в изохорном процессе

$$q_v = \Delta u = (i_2 - i_1) - v(p_2 - p_1); \qquad (2\text{-}36)$$

в изобарном процессе

$$q_p = \Delta i = i_2 - i_1; \qquad (2\text{-}37)$$

в изотермическом процессе

$$q_T = T\Delta s = T(s_2 - s_1). \qquad (2\text{-}38)$$

В этих формулах индексы 1 и 2 относятся соответственно к начальному и конечному состояниям водяного пара.

Задачи

2-103. Определить по таблице давление, плотность, энтальпию и энтропию сухого насыщенного пара, имеющего температуру 200°С.

Ответ: $p = 1{,}555$ МПа; $\rho'' = 7{,}862$ кг/м³; $i'' = 2793$ кДж/кг; $s'' = 6{,}4318$ кДж/(кг·К).

2-104. На сколько градусов перегрет водяной пар, если при давлении 1,5 МПа его температура 300°С? Определить теплоту перегрева, если энтальпия пара 3033 кДж/кг.

Решение. При давлении 1,5 МПа температура насыщения 198,28°С, следовательно, перегрев $\Delta t = 300 - 198{,}28 = 101{,}72$.

Энтальпия перегретого пара

$$i = i'' + q_{пер},$$

где i'' — энтальпия сухого насыщенного пара.

При давлении 1,5 МПа $i'' = 2792$ кДж/кг, тогда $q_{пер} = 3033 - 2792 = 341$ кДж/кг.

2-105. Определить температуру, удельный объем и энтальпию кипящей воды при давлении 10 МПа.

Ответ: $t_н = 310{,}96$°С; $v' = 0{,}00145$ м³/кг; $i' = 1407{,}7$ кДж/кг.

2-106. В каком состоянии находится водяной пар, если его давление 1 МПа и энтальпия 2700 кДж/кг?

Ответ: Пар влажный, $x = 0{,}92$.

2-107. Определить массу 2 м³ водяного пара при давлении 4 МПа и температуре 460°С.

Ответ: 24,6 кг.

2-108. Температура воды, поступающей в котел, $t_в = 250$°С, абсолютное давление в котле $p = 10$ МПа. Определить теплоту, подводимую в котле для получения 1 кг пара с температурой $t = 500$°С.

Р е ш е н и е. Эту задачу можно решить, не пользуясь таблицами. Полная теплота пара отличается от энтальпии на величину работы нагнетания в котел воды при 0°С. Эта работа равна:

$$pv_0 = 10 \cdot 10^6 \cdot 0{,}001 = 10\,000 \text{ Дж} = 10 \text{ кДж},$$

где $v_0 = 0{,}001$ м³/кг — удельный объем воды при $t = 0$°С.

Энтальпия пара i при давлении 10 МПа и температуре 500°С определяется по is-диаграмме и равна 3390 кДж/кг. При этом теплота пара

$$\lambda = i - pv_0 = 3390 - 10 = 3380 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, затрачиваемая в котле на получение 1 кг пара,

$$\lambda_к = \lambda - i_в = \lambda - c'_p t_в,$$

где $i_в$ и $t_в$ — энтальпия, кДж/кг, и температура воды, °С, поступающей в котел;

c'_p — изобарная теплоемкость воды при температуре $t_в$, кДж/(кг·К);

$$\lambda_к = 3380 - 4{,}866 \cdot 250 = 2163{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

2-109. Определить теплоту, необходимую для перегрева водяного пара, имеющего параметры $p = 1{,}6$ МПа и степень сухости $x = 0{,}98$, если температура перегрева 450°С.

О т в е т: 607 кДж/кг.

2-110. В конденсаторе паровой турбины конденсируется влажный пар при давлении 4 кПа и степени сухости 0,88. Определить расход охлаждающей воды на конденсацию 1 кг пара, если температура охлаждающей воды в трубках конденсатора повышается на 10°, а конденсат отводится при температуре конденсации.

О т в е т: 51,3 кг.

2-111. Известно, что в паровом котле с объемом 10 м³ находится 5000 кг воды и сухой насыщенный пар при абсолютном давлении 3,5 МПа. Определить массу пара в котле.

Р е ш е н и е. Удельный объем воды на линии насыщения при давлении 3,5 МПа $v' = 0{,}001234$ м³/кг, следовательно, 5000 кг воды будут занимать объем $V_в = 5000 \cdot 0{,}001234 = 6{,}17$ м³.

Объем, занятый паром,

$$V_п = 10 - 6{,}17 = 3{,}83 \text{ м}^3.$$

Удельный объем сухого насыщенного пара при 3,5 МПа $v'' = 0{,}05815$ м³/кг.

Масса пара в котле

$$m_п = V_п / v'' = 3{,}83 / 0{,}05815 = 66 \text{ кг}.$$

2-112. Адиабатно расширяется 1 кг водяного пара, в результате чего давление понижается от 10,0 до 1,0 МПа. Начальная температура 470°С. Определить полезную внешнюю работу процесса (теплоперепад) и конечное состояние пара.

О т в е т: $\Delta i = 565$ кДж/кг; пар влажный, $x = 0{,}98$.

2-113. При постоянном давлении 1,1 МПа к 1 кг сухого насыщенного пара подводится теплота в количестве 100 кДж. Определить конечное состояние, изменение внутренней энергии и работу, совершенную паром.

О т в е т: $t = 223$°С; $v_2 = 0{,}20$ м³/кг; $\Delta u = 78$ кДж/кг; $l = 22$ кДж/кг; $i_2 = 2880$ кДж/кг; $s_2 = 6{,}76$ кДж/(кг·К).

2-114. Пар с начальным давлением 40 кПа и температурой 100°С расширяется адиабатно до давления 4,0 кПа. Определить конечное состояние пара и внешнюю полезную работу расширения пара.

О т в е т: $x = 0{,}915$; $l_{тех} = i_1 - i_2 = 335$ кДж/кг; $i_2 = 2350$ кДж/кг; $s_2 = 7{,}78$ кДж/(кг·К); $v_2 = 35$ м³/кг.

2-8. ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

Основные определения

Истечение газов и паров рассчитывается на основе первого закона термодинамики для движущегося газа, учитывающего работу проталкивания газа и изменение его кинетической энергии в потоке.

Для идеального газа теплоту процесса можно записать в виде

$$q = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где i_1; c_1 и i_2; c_2 — энтальпия и скорость в рассматриваемых сечениях потока.

При адиабатном течении $q = 0$.

Теоретическая скорость в выходном сечении сопла

$$c_t = 44{,}8 \sqrt{(i_1 - i_2) + \left(\frac{c_1}{44{,}8}\right)^2}, \qquad (2\text{-}39)$$

где i_1 и i_2 — энтальпия пара или газа соответственно на входе и выходе из сопла, кДж/кг;

c_1 — скорость на входе в сопло, м/с.

Теоретический расход газа через сопло при установившемся движении

$$m_t = \frac{c_t f}{v}, \qquad (2\text{-}40)$$

где c_t, f и v — теоретическая скорость, площадь сечения и удельный объем пара или газа в рассматриваемом сечении сопла.

Для выходного сечения сопла

$$m_t = \frac{c_t f_1}{v_1}; \qquad (2\text{-}41)$$

для минимального сечения сопла Лаваля

$$m_t = \frac{c_{t_{кр}} f_г}{v_{кр}}. \qquad (2\text{-}42)$$

Критическое соотношение давлений для сопла

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \qquad (2\text{-}43)$$

где $k = c_p/c_v$ — для газов.

Значения $\beta_{кр}$:

Двухатомный газ	0,528
Перегретый водяной пар	0,546
Насыщенный пар	0,577

Давление в горловине сопла Лаваля

$$p_г = p_{кр} = p_0\beta_{кр}. \qquad (2\text{-}44)$$

При расчете истечения идеальных газов можно также пользоваться формулами:

$$c_t = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_0\left(1-\beta^{\frac{k-1}{k}}\right)+c_1^2}, \qquad (2\text{-}45)$$

где $\beta = p_1/p_0$ — отношение давлений для сопла;

$$m_t = f_1\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{v_0}\left(\beta^{\frac{2}{k}}-\beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \qquad (2\text{-}46)$$

Если $\beta = \beta_{кр}$, то при течении газов скорость и расход газа можно определить по формулам:

$$c_t = \sqrt{\frac{2}{k+1}kp_0v_0}; \qquad (2\text{-}47)$$

$$m_t = f\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\frac{p_0}{v_0}}. \qquad (2\text{-}48)$$

Дросселированием или мятием называется необратимый процесс понижения давления в потоке при прохождении им местного сужения канала. При адиабатном дросселировании газа или пара справедливо равенство

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}. \qquad (2\text{-}49)$$

Если $c_1 \approx c_2$, что практически всегда может быть обеспечено, получим основное соотношение для процесса дросселирования

$$i_2 = i_1.$$

Идеальный газ дросселируется без изменения температуры. При дросселировании реального газа с начальной температурой, равной температуре инверсии $T_и$, процесс также будет изотермическим. Если начальная температура $T_1 < T_и$, то дросселирование реального газа происходит с понижением температуры, если $T_1 > T_и$ — с повышением. Значение $T_и$ определяется природой газа и его давлением.

Возрастание энтропии при адиабатном дросселировании идеального газа

$$\Delta s = R\ln\frac{p}{p-\Delta p}, \qquad (2\text{-}50)$$

где p — начальное давление; Δp — понижение давления при дросселировании.

Потеря работоспособности рабочим телом при дросселировании

$$l = T_0\Delta s = RT_0\ln\frac{p}{p-\Delta p}, \qquad (2\text{-}51)$$

где T_0 — низшая температура в рассматриваемой системе тел (например, температура окружающей среды), К.

Задачи

2-115. Определить критическое отношение давлений для гелия, водорода и углекислого газа, а также значение критической (звуковой) скорости истечения этих газов при температуре перед соплом 15°С.

Ответ:

	$\beta_{кр}$	$c_{кр}$, м/с
Гелий	0,488	1000
Водород	0,528	1290
Углекислота	0,546	264

2-116. Определить теоретические значения скорости истечения и расхода воздуха, вытекающего из воздухопровода через отверстие с диаметром 6 мм в атмосферу. Избыточное давление в воздухопроводе 20 кПа и температура 20°С. Барометрическое давление 758 мм рт. ст.

Решение. Абсолютное давление воздуха в воздухопроводе

$$p_0 = p_б + p_м = \left(\frac{758}{750}+0{,}2\right)\cdot 10^5 = 1{,}21\cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Отношение давлений при истечении

$$\beta = \frac{758}{750\cdot 1{,}21\cdot 10^5} = 0{,}835.$$

Так как $\beta > \beta_{кр}$, режим истечения докритический.

Теоретическая скорость истечения

$$c = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_0\left(1-\beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} =$$

$$= \sqrt{2\frac{1{,}4}{1{,}4-1}287\cdot 293\left(1-0{,}835^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right)} = 172 \text{ м/с}.$$

Площадь отверстия

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14\cdot 6^2}{4} = 28{,}3 \text{ мм}^2 = 28{,}3\cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Удельный объем воздуха в воздухопроводе

$$v_0 = \frac{RT_0}{p_0} = \frac{287\cdot 293}{1{,}21\cdot 10^5} = 0{,}695 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Расход воздуха

$$m_t = f_1 \sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{v_0}\left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}}\right)} =$$

$$= 28{,}3\cdot 10^{-6}\sqrt{2\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\cdot\frac{1{,}21\cdot 10^5}{0{,}695}\left(0{,}835^{\frac{2}{1{,}4}} - 0{,}835^{\frac{1{,}4+1}{1{,}4}}\right)} =$$

$$= 7\cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

2-117. Определить давление и температуру воздуха в резервуаре, если известно, что скорость истечения воздуха из резервуара в атмосферу 303 м/с и равна критической. Барометрическое давление $p_б = 0{,}101$ МПа. Принять $k = 1{,}4$.

Ответ: $p_0 = 0{,}191$ МПа; $t_0 = 1°C$.

2-118. Перегретый водяной пар при абсолютном давлении $p_0 = 0{,}45$ МПа и температуре $t_0 = 320°C$ расширяется адиабатно в сопле Лаваля до давления 0,1 МПа. Определить площадь минимального и выходного сечений сопла, если расход пара 4 кг/с.

Решение. Выходное сечение сопла определяется по формуле

$$f_1 = \frac{mv_1}{c_1} = \frac{mv_1}{44{,}8\sqrt{i_0 - i_1}},$$

где m — расход пара, кг/с;

c_1 и v_1 — скорость, м/с, и удельный объем пара в м³/кг на выходе из сопла.

Минимальное сечение сопла определяется по параметрам критического течения

$$f_{мин} = \frac{mv_{кр}}{c_{кр}} = \frac{mv_{кр}}{44{,}8\sqrt{i_0 - i_{кр}}}.$$

Для перегретого пара $\beta_{кр} = 0{,}546$, поэтому давление пара в минимальном сечении сопла

$$p_{кр} = p_0\beta_{кр} = 0{,}45\cdot 0{,}546 = 0{,}246 \text{ МПа}.$$

По *is*-диаграмме для процесса адиабатного расширения пара от начальных параметров p_0 и t_0 определяем $i_0 = 3108$ кДж/кг; $i_{кр} = 2950$ кДж/кг; $i_1 = 2758$ кДж/кг; $v_{кр} = 0{,}95$ м³/кг; $v_1 = 1{,}9$ м³/кг. При этом получим:

$$f = \frac{4\cdot 1{,}9}{44{,}8\sqrt{3108 - 2758}} = 0{,}00907 \text{ м}^2;$$

$$f_{кр} = \frac{4\cdot 0{,}95}{44{,}8\sqrt{3108 - 2950}} = 0{,}00675 \text{ м}^2.$$

2-119. Параметры насыщенного пара в паровом котле $p_0 = 1{,}6$ МПа и $x_0 = 0{,}98$. Определить диаметр отверстия, через которое пар может выходить из котла в атмосферу в количестве 10 т/ч. Отверстие считать соплом, позволяющим получать критическое истечение. Критическое отношение давлений для влажного пара принять равным 0,577.

Ответ: $d = 39{,}6$ мм.

2-120. Определить давление воздуха, при котором может быть получена скорость истечения 400 м/с, если температура сжатого воздуха 20°C и истечение будет происходить в окружающую среду с давлением 0,1 МПа.

Ответ: $p = 0{,}304$ МПа.

2-121. До какого давления должно быть произведено дросселирование пара с начальными параметрами 10 МПа и 500°C, чтобы удельный объем пара увеличился в 1,5 раза? Определить понижение температуры пара при дросселировании и потерю работоспособности 1 кг пара, приняв низшую температуру в рассматриваемой системе 303 К.

Решение. По *is*-диаграмме для начального состояния пара определяем $i_1 = 3372$ кДж/кг; $v_1 = 0{,}0328$ м³/кг и $s_1 = 6{,}596$ кДж/(кг·К). Так как при дросселировании $i_2 = i_1$, то на пересечении изоэнтальпы i_1 с изохорой $v_2 = 1{,}5v_1 = 0{,}0492$ м³/кг найдем параметры конечного состояния: $p_2 = 7{,}0$ МПа; $t_2 = 485°C$ и $s_2 = 6{,}77$ кДж/(кг·К).

При дросселировании температура пара понижается на $\Delta t = 500 - 485 = 15°C$. Энтропия возрастает на величину

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 6{,}77 - 6{,}596 = 0{,}174 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Потеря работоспособности 1 кг пара при дросселировании.

$$\Delta l = T_0\Delta s = 303\cdot 0{,}174 = 52{,}7 \text{ кДж/кг}.$$

2-122. Дросселированием давление влажного пара понижается от 1,0 МПа до 0,12 МПа, при этом пар становится перегретым с температурой 120°C. Определить начальную степень сухости пара.

Ответ: $x = 0{,}97$.

2-123. Определить, до какого давления нужно дросселировать влажный пар с давлением 0,5 МПа и степенью сухости 0,97, чтобы пар стал сухим насыщенным.

Ответ: До 0,5 МПа.

2-124. Давление при движении воздуха по трубопроводу от резервуара до пневматического инструмента в результате дросселирования понижается от $p_1 = 0{,}8$ МПа до $p_2 = 0{,}75$ МПа. Определить потерю работоспособности 1 кг воздуха. Температура окружающей среды 15°C.

Ответ: $\Delta l = 5{,}3$ кДж/кг.

2-9. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Основные определения

Термический к. п. д. цикла паросиловой установки (рис. 2-1, 2-2)

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) - (i'_3 - i'_2)}{(i_1 - i'_2) - (i'_3 - i'_2)} \approx \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}, \qquad (2\text{-}52)$$

где i_1 и i_2 — энтальпия пара до и после адиабатного расширения;

i'_2 и i'_3 — энтальпия конденсата до и после сжатия в насосе;

Удельный расход пара в цикле паросиловой установки, кг/(кВт·ч),

$$d = \frac{3600}{l_1 - l_2}. \qquad (2\text{-}53)$$

Для цикла паросиловой установки с вторичным перегревом пара, схема которого приведена на рис. 2-3, термический к. п. д.

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_m) + (i_n - i_2) - (i'_3 - i'_2)}{(i_1 - i'_2) + (i_n - i_m) - (i'_3 - i'_2)} \approx \frac{(i_1 - i_m) + (i_n - i_2)}{(i_1 - i'_2) + (i_n - i_m)}. \quad (2\text{-}54)$$

В регенеративном цикле с тремя отборами пара (рис.2-4) полезная работа 1 кг пара

$$l_p = (i_1 - i_2) - \alpha_1(i_1 - i_2) - \alpha_2(i_{II} - i_2) - \alpha_3(i_{III} - i_2), \quad (2\text{-}55)$$

где α_1, α_2, α_3 — доли отбираемого пара на регенерацию.

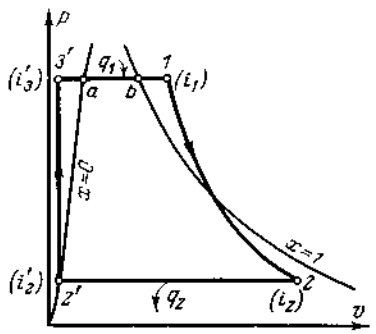


Рис. 2-1.

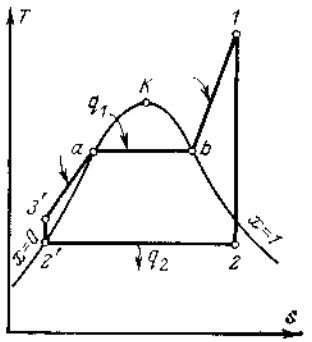


Рис. 2-2.

Значения энтальпий определяются по *is*-диаграмме для заданных параметров цикла в соответствии с рис. 2-5.

Подводимая в цикле теплота (без учета работы насоса, подающего конденсат в котел)

$$q_{1p} = i_1 - i'_1,$$

где i'_1 — энтальпия конденсата, поступающего в котел.

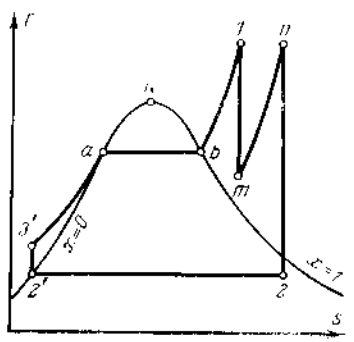


Рис. 2-3.

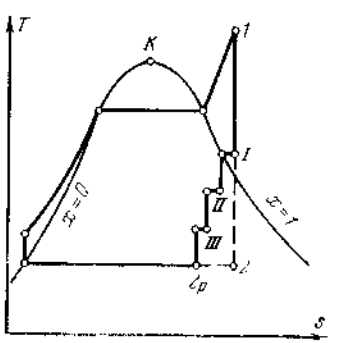


Рис. 2-4.

Термический к. п. д. цикла с регенерацией (при трех регенеративных отборах)

$$\eta_{t_p} = \frac{l_p}{q_{1p}} = \frac{(i_1 - i_2) - \alpha_1(i_I - i_2) - \alpha_2(i_{II} - i_2) - \alpha_3(i_{III} - i_2)}{i_1 - i'_1}. \quad (2\text{-}56)$$

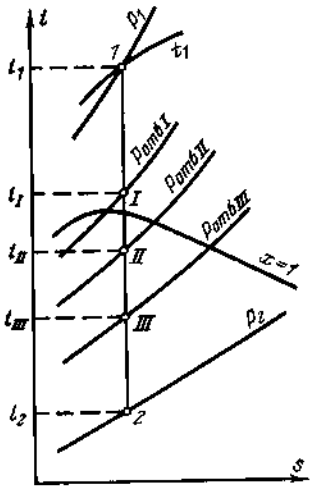


Рис. 2-5.

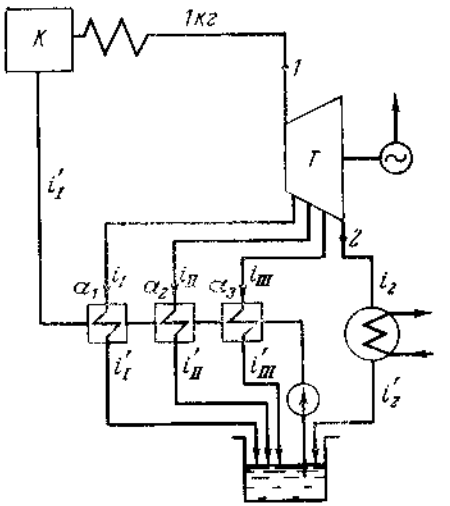


Рис. 2-6.

При осуществлении регенеративного цикла по схеме, приведенной на рис. 2-6, доли отбираемого пара определяются по соотношениям:

$$\alpha_1 = \frac{i'_I - i'_{II}}{i_I - i'_I}; \quad \alpha_2 = \frac{i'_{II} - i'_{III}}{i_{II} - i'_{II}}; \quad \alpha_3 = \frac{i'_{III} - i_6}{i_{III} - i'_{III}}, \quad (2\text{-}57)$$

где i_6 — энтальпия конденсата перед поступлением в систему регенеративного подогрева, кДж/кг:

$$i_6 = i'_2 + \alpha_1(i'_1 - i'_2) + \alpha_2(i'_{II} - i'_2) + \alpha_3(i'_{III} - i'_2), \quad (2\text{-}58)$$

i'_2 — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора.

Следует учитывать, что в регенеративном цикле паросиловой установки в конденсатор поступает доля пара, равная:

$$\alpha_к = 1 - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3). \quad (2\text{-}59)$$

Задачи

2-125. В цикле паросиловой установки с турбиной Р-25-90/18 начальные параметры пара 8,82 МПа и 535°С. Давление в конце процесса расширения 1,76 МПа. Определить термический к. п. д. и работу 1 кг пара.

Решение. Если не учитывать работу насоса, подающего конденсат в котел, термический к. п. д. паросиловой установки определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}.$$

По заданным параметрам пара с помощью *is*-диаграммы определяем

$$i_1 = 3480 \text{ кДж/кг}; \; i_2 = 3000 \text{ кДж/кг}; \; i'_2 = 860 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{3480 - 3000}{3480 - 860} = 0{,}183.$$

Полезная работа в цикле 1 кг пара

$$l = i_1 - i_2 = 3480 - 3000 = 480 \text{ кДж/кг}.$$

2-126. Начальные параметры пара в цикле паросиловой установки $p_1 = 9{,}0$ МПа, $t_1 = 530°$ С и в конце расширения $p_2 = 3{,}5$ кПа. Определить термический к. п. д. Как изменится термический к. п. д. цикла, если расширение в турбине будет происходить до давления $p_2 = 0{,}2$ МПа?

Ответ: $\eta_{t1} = 0{,}433$ и $\eta_{t2} = 0{,}31$.

2-127. Определить увеличение термического к. п. д. паросиловой установки при переходе от начальных параметров пара 3,5 МПа и 435°С к параметрам 13,0 МПа и 565°С. Давление p_2 в конденсаторе принять одинаковым и равным 4,0 кПа.

Ответ: $\eta_{t1} = 0{,}376$; $\eta_{t2} = 0{,}446$.

2-128. Сравнить термический к. п. д. локомотивной и стационарной паросиловых установок при одинаковых начальных параметрах пара $p_1 = 1{,}6$ МПа и $t_1 = 380°$С, если давление конца расширения в локомотивной паровой машине 0,115 МПа, а в стационарной — 0,01 МПа.

Ответ: $\eta^л_t = 0{,}212$; $\eta^с_t = 0{,}311$.

2-129. Определить изменение термического к. п. д. и полезной работы 1 кг пара в цикле паросиловой установки с введением вторичного перегрева пара. Начальные параметры пара в цикле: $p_1 = 3{,}5$ МПа; $t_1 = 450°$С и $p_2 = 4{,}0$ кПа. Вторичный перегрев пара производится при давлении 0,5 МПа до температуры 430°С. Работу насоса не учитывать.

Решение. Для цикла без вторичного перегрева пара по *is*-диаграмме определяем

$i_1 = 3340$ кДж/кг; $i_2 = 2110$ кДж/кг; $i'_2 = 121{,}4$ кДж/кг.

При этом получим:

$$l = i_1 - i_2 = 3340 - 2110 = 1230 \text{ кДж/кг}.$$

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{3340 - 2110}{3340 - 121{,}4} = 0{,}383.$$

Для цикла со вторичным перегревом (рис. 2-3) по *is*-диаграмме определяем

$$i_1 = 3340 \text{ кДж/кг}; \; i_m = 2830 \text{ кДж/кг};$$

$$i_n = 3340 \text{ кДж/кг}; \; i_2 = 2375 \text{ кДж/кг};$$

$$i'_2 = 121{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда $l = (i_1 - i_m) + (i_n - i_2) = (3340 - 2830) + (3340 - 2375) = 1475$ кДж/кг.

$$\eta_t = \frac{l}{(i_1 - i'_2) + (i_n - i_m)} = \frac{1475}{(3340 - 121{,}4) + (3340 - 2830)} = 0{,}395.$$

2-130. В цикле паросиловой установки со вторичным перегревом пара начальные параметры $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 500°$С. Давление в конденсаторе $p_2 = 3{,}0$ кПа. Вторичный перегрев пара производится при давлении 1,0 МПа до начальной температуры. Определить термический к. п. д. и полезную работу цикла.

Ответ: $\eta_t = 0{,}446$; $l = 1770$ кДж/кг.

2-131. Сравнить термические к. п. д. циклов паросиловой установки с двумя регенеративными подогревателями и без регенерации, если начальные параметры цикла $p_1 = 3{,}5$ МПа и $t = 435°$С, конечное давление $p_2 = 3{,}5$ кПа. Давления отборов $p_I = 1{,}0$ МПа и $p_{II} = 0{,}12$ МПа.

Решение. Для цикла без регенерации по *is*-диаграмме определяем $i_1 = 3310$ кДж/кг, $i_2 = 2080$ кДж/кг; $i'_2 = 112$ кДж/кг.

Термический к. п. д. цикла без регенерации

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2} = \frac{3310 - 2080}{3310 - 112} = 0{,}385.$$

Для цикла с двумя регенеративными подогревателями

$$\eta_{t_р} = \frac{(i_1 - i_2) - \alpha_1 (i_I - i_2) - \alpha_2 (i_{II} - i_2)}{i_1 - i'_I}.$$

По заданным давлениям отборов в соответствии с рис. 2-5 с помощью *is*-диаграммы определяем i_I и i_{II} и по таблицам насыщенного пара i'_I и i'_{II}:

$$i_I = 2960 \text{ кДж/кг}; \; i'_I = 762{,}7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{II} = 2550 \text{ кДж/кг}; \; i'_{II} = 439 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем доли пара, отбираемого для регенерации:

$$\alpha_1 = \frac{i'_I - i'_{II}}{i_I - i'_I} = \frac{762{,}7 - 439}{2960 - 762{,}7} = 0{,}147;$$

$$\alpha_2 = \frac{i'_{II} - i_б}{i_{II} - i'_{II}} = \frac{(i'_{II} - i'_2) - \alpha_1 (i'_{II} - i'_2) - \alpha_2 (i'_{II} - i'_2)}{i_{II} - i'_{II}} =$$

$$= \frac{(439 - 112) - 0{,}147 (762{,}7 - 112) - \alpha_2 (439 - 112)}{2550 - 439}.$$

Отсюда $\alpha_2 = 0{,}095$.

Термический к. п. д. цикла с двумя регенеративными подогревателями

$$\eta_{t_p} = \frac{(3310 - 2080) - 0{,}147\,(2960 - 2080) - 0{,}095\,(2550 - 2080)}{3310 - 762{,}7} = 0{,}415.$$

2-132. По условиям предыдущей задачи определить, как изменится полезная работа цикла с регенерацией по сравнению с работой цикла без регенерации.

Ответ: $l_p = 1056$ кДж/кг; $l_{б.р} = 1230$ кДж/кг; $\Delta l = 174$ кДж/кг.

2-133. Для цикла паросиловой установки с параметрами $p_1 = 3{,}0$ МПа; $t_1 = 400$°С и $p_2 = 5{,}0$ кПа определить повышение термического к. п. д. от применения одного регенеративного подогревателя. Отбор пара на регенерацию при $p_1 = 0{,}5$ МПа.

Ответ: $\eta_{t_p} = 0{,}383$; $\eta_t = 0{,}363$.

2-10. ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Основные определения

Термический к. п. д. цикла двигателя внутреннего сгорания (рис. 2-7)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda\,(\rho - 1)}. \qquad (2\text{-}60)$$

Здесь $\varepsilon = v_1/v_2$ — степень сжатия;

v_1 и v_2 — соответственно объемы в начале и конце сжатия;

$\lambda = p_3/p_2$ — степень повышения давления в процессе изохорного подвода теплоты;

$\rho = v_4/v_3$ — степень предварительного расширения;

k — показатель адиабаты.

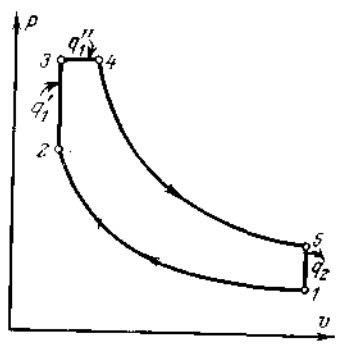


Рис. 2-7.

При $\rho = 1$ — только изохорный подвод теплоты:

$$\eta_{t_v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (2\text{-}61)$$

При $\lambda = 1$ только изобарный подвод теплоты:

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k\,(\rho - 1)}. \qquad (2\text{-}62)$$

Термический к. п. д. цикла газотурбинной установки (ГТУ) с адиабатным сжатием и изобарным подводом теплоты (рис. 2-8)

$$\eta_t' = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}, \qquad (2\text{-}63)$$

где $\beta = p_2/p_1$ — степень повышения давления в компрессоре.

При условии предельной регенерации в цикле (рис. 2-9)

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}, \qquad (2\text{-}64)$$

где $\rho = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$ — степень повышения температуры в процессе подвода теплоты.

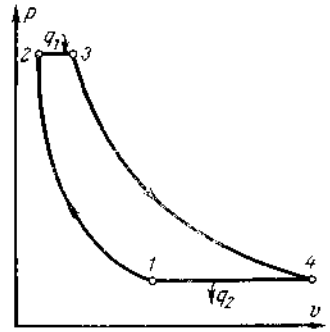


Рис. 2-8.

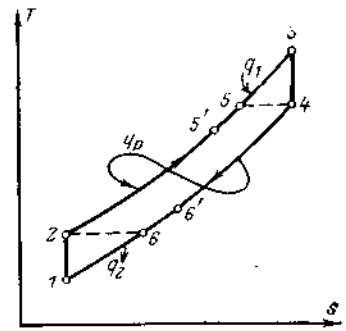


Рис. 2-9.

Теплота, передаваемая в регенераторе,

$$q_p = \sigma c_p (T_4 - T_2), \qquad (2\text{-}65)$$

где σ — степень регенерации ($\sigma < 1$),

$$\sigma = \frac{T_4 - T_6'}{T_4 - T_2} = \frac{T_5' - T_2}{T_4 - T_2}. \qquad (2\text{-}66)$$

Задачи

2-134. Цикл двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты совершается со степенью сжатия, равной 8. Определить подводимую в цикле теплоту q_1 и получаемую полезную работу l, если отводимая теплота $q_2 = 490$ кДж/кг. Рабочее тело — воздух.

Решение. Термический к. п. д. цикла с изохорным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0{,}565.$$

Так как

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

то

$$q_1 = \frac{q_2}{1 - \eta_t} = \frac{490}{1 - 0{,}565} = 1126 \text{ кДж/кг}.$$

Полезная работа в цикле

$$l = q_1 - q_2 = 636 \text{ кДж/кг}.$$

2-135. В цикле двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты параметры в начале сжатия 0,1 МПа и 80°С. Степень сжатия $\varepsilon = 16$ и подводимая теплота $q_1 = 850$ кДж/кг. Определить параметры в характерных точках цикла, полезную работу и термический к. п. д. Рабочее тело — воздух.

Ответ: $p_2 = p_3 = 4{,}85$ МПа; $p_4 = 0{,}227$ МПа; $T_2 = 1070$ К; $T_3 = 1920$ К; $T_4 = 797$ К; $l = 529$ кДж/кг; $\eta_t = 0{,}623$.

2-136. В цикле двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты $q_1 = 1034$ кДж/кг степень сжатия $\varepsilon = 13$ и степень повышения давления в процессе изохорного подвода теплоты $\lambda = 1{,}5$. Определить термический к. п. д. и температуру в характерных точках цикла, если параметры начальной точки 0,09 МПа и 70°С. Рабочее тело — воздух.

Ответ: $\eta_t = 0{,}621$; $T_2 = 957$ К; $T_3 = 1435$ К; $T_4 = 2125$ К; $T_5 = 890$ К.

2-137. Параметры начального состояния 1 кг воздуха в цикле двигателя внутреннего сгорания 0,095 МПа и 65°С. Степень сжатия 11. Сравнить значения термического к. п. д. для случаев изобарного и изохорного подвода теплоты в количестве 800 кДж. Принять $k = 1{,}4$.

Решение. В цикле с изохорным подводом теплоты термический к. п. д. не зависит от количества подводимой теплоты и определяется только степенью сжатия и свойствами рабочего тела (k):

$$\eta_{t_v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{11^{1{,}4-1}} = 0{,}617.$$

В цикле изобарным подводом теплоты

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)},$$

где $\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$ — степень повышения температуры в процессе подвода теплоты;

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 338 \cdot 11^{1{,}4-1} = 882 \text{ К};$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q}{c_p} = 882 + \frac{800}{1{,}013} = 1672;$$

$$\rho = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1672}{882} = 1{,}9;$$

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{11^{1{,}4-1}} \cdot \frac{1{,}9^{1{,}4} - 1}{1{,}4(1{,}9 - 1)} = 0{,}56.$$

Следовательно, при одинаковой степени сжатия цикл с изохорным подводом теплоты имеет бо́льший к. п. д., чем цикл с изобарным подводом теплоты.

2-138. Определить термический к. п. д. цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты, если низшая температура в цикле 85°С, а высшая 1700 К. Степень сжатия 15 и степень повышения давления в процессе подвода теплоты 1,3. Рабочее тело — воздух.

Ответ: $\eta_t = 0{,}65$.

2-139. В цикле двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты степень повышения давления в процессе сжатия равна 18. Определить степень сжатия, подводимую и отводимую теплоту, работу и к. п. д., если в процессе отвода теплоты температура понижается с 600°С до 100°С. Рабочее тело — воздух.

Ответ: $\varepsilon = 7{,}87$; $\eta_t = 0{,}557$; $q_1 = 810$ кДж/кг; $q_2 = 357$ кДж/кг; $l = 453$ кДж/кг.

2-140. Для цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении определить параметры в характерных точках и термический к. п. д. цикла, если параметры начальной точки $p_1 = 0{,}095$ МПа и $t_1 = 20$°С и высшая температура в цикле 900°С. Степень повышения давления при сжатии 10. Рабочее тело — двухатомный газ ($k = 1{,}4$).

Ответ: $p_2 = p_3 = 0{,}95$ МПа; $T_2 = 565$ К; $T_4 = 607$ К; $\eta_t = 0{,}482$.

2-141. В цикле ГТУ при $p = \text{const}$ отводится $q_2 = 600$ кДж/кг теплоты. Полезная работа равна $l = 360$ кДж/кг. Определить термический к. п. д. и степень повышения давления в компрессоре, если рабочее тело обладает свойствами воздуха.

Ответ: $\eta_t = 0{,}375$; $\beta = 5{,}16$.

2-142. Для цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении определить термический к. п. д., подводимую и отводимую теплоту, если температура начала сжатия $t_1 = 15$°С. Температура в конце адиабатного расширения $t_4 = 440$°С. Максимальное отношение температур в цикле $T_3/T_1 = 4$. Рабочее тело — воздух.

Ответ: $\eta_t = 0{,}38$; $q_1 = 694$ кДж/кг; $q_2 = 430$ кДж/кг.

2-143. Начальные параметры воздуха в цикле ГТУ с изохорным подводом теплоты 0,09 МПа и 20°С. Степень повышения давления в компрессоре 5. Максимальная температура в цикле 1000°С. Определить давления и температуры в характерных точках цикла, подводимую и отводимую теплоту, термический к. п. д. Определить, как изменится термический к. п. д., если изохорный подвод теплоты заменить изобарным.

Решение. Давление и температура в конце процесса адиабатного сжатия

$$p_2 = p_1 \beta = 0{,}09 \cdot 5 = 0{,}45 \text{ МПа};$$

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 5^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 464 \text{ К}.$$

По условию максимальная температура в цикле

$$T_3 = 1000 + 273 = 1273 \text{ К}.$$

Давление в конце процесса изохорного подвода теплоты

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = 0{,}45 \cdot \frac{1273}{464} = 1{,}235 \text{ МПа}.$$

Температура в конце процесса адиабатного расширения

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1273 \left(\frac{0{,}09}{1{,}235}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 603 \text{ К}.$$

Подводимая теплота

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) = 0{,}722(1273 - 464) = 584 \text{ кДж/кг}.$$

Отводимая теплота

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1) = 1{,}013(603 - 293) = 314 \text{ кДж/кг}.$$

Термический к. п. д.

$$\eta_{t_v} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{584 - 314}{585} = 0{,}46.$$

Для цикла с изобарным подводом теплоты

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{5^{\frac{1{,}4-1}{k}}} = 0{,}37.$$

2-144. Определить для условий задачи 2-140 термический к. п. д. при полной регенерации и количество теплоты, передаваемой в регенераторе.

Ответ: $\eta_{t_p} = 0{,}52$; $q_p = 43{,}5$ кДж/кг.

2-11. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Основные определения

Холодильный коэффициент идеальной холодильной машины, работающей по обратному циклу Карно

$$\varepsilon_к = \frac{T_{мин}}{T_{макс} - T_{мин}}, \qquad (2\text{-}67)$$

где $T_{мин}$ и $T_{макс}$ — соответственно низшая и высшая температуры в цикле.

Холодильный коэффициент воздушной холодильной машины (рис. 2-10)

$$\varepsilon_в = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}, \qquad (2\text{-}68)$$

где T_1 и T_2 — соответственно температуры начала и конца адиабатного сжатия;

T_3 и T_4 — температуры начала и конца адиабатного расширения в детандере.

Работа сжатия в компрессоре воздушной холодильной машины

$$l_к = c_p(T_2 - T_1) = i_2 - i_1. \qquad (2\text{-}69)$$

Работа расширения в детандере

$$l_д = c_p(T_3 - T_4) = i_3 - i_4. \qquad (2\text{-}70)$$

Холодопроизводительность

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4) = i_1 - i_4. \qquad (2\text{-}71)$$

Отводимая в цикле теплота

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3) = i_2 - i_3. \qquad (2\text{-}72)$$

Холодильный коэффициент парокомпрессионной холодильной машины (рис. 2-11)

$$\varepsilon_п = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}, \qquad (2\text{-}73)$$

где i_1 и i_2 — энтальпия хладагента в начале и конце процесса сжатия в компрессоре;

i_3 — энтальпия жидкого хладагента после конденсации.

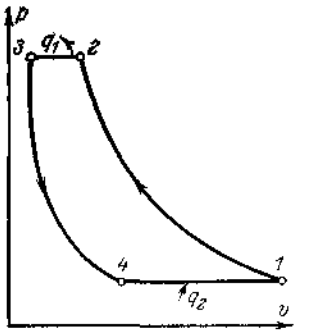


Рис. 2-10.

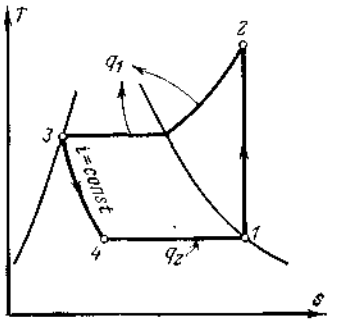


Рис. 2-11.

Задачи

2-145. Идеальный цикл холодильной машины (обратный цикл Карно) совершается в интервале температур —20° и +30°С. Определить холодильный коэффициент и теплоту, передаваемую окружающей среде, если в цикле подводится 1000 кДж.

Ответ: $\varepsilon = 5{,}06$; $q_1 = 1197$.

2-146. В цикле воздушной холодильной машины параметры перед компрессором $p_1 = 0{,}1$ МПа и $t_1 = -10$°С. Параметры перед детандером $p_3 = 0{,}5$ МПа и $t_3 = 15$°С. Определить холодильный коэффициент, холодопроизводительность (q_2), отводимую от рабочего тела (хладагента) теплоту (q_1), и работу, затраченную на совершение цикла с 1 кг воздуха.

Решение. Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 263\left(\frac{0{,}5}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 416 \text{ К} = 143°\text{С}.$$

Температура в конце адиабатного расширения в детандере

$$T_4 = T_3\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 288\left(\frac{0{,}1}{0{,}5}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 182 \text{ К} = -91°\text{С}.$$

Теплота, подводимая к рабочему телу,

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4) = 1{,}013(263 - 182) = 82 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, отводимая в окружающую среду,

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3) = 1{,}013(416-288) = 129{,}6 \text{ кДж/кг.}$$

Работа, затрачиваемая на совершение цикла,

$$l = q_1 - q_2 = 129{,}5 - 82 = 47{,}6 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{82}{47{,}6} = 1{,}72.$$

2-147. В компрессоре воздушной холодильной машины воздух адиабатно сжимается от параметров $p_1 = 0{,}098$ МПа и $t_1 = 18°C$ до давления 0,5 МПа. В охладителе температура воздуха понижается до 10°С. Определить температуру воздуха на выходе из детандера, **холодопроизводительность** в расчете на 1 кг рабочего тела и холодильный коэффициент.

Ответ: $\varepsilon = 1{,}7$; $q_2 = 78$ кДж/кг; $T_4 = 178$ К.

2-148. В цикле аммиачной компрессионной холодильной машины компрессор всасывает из испарителя сухой насыщенный пар при температуре $t_1 = -15°C$ и сжимает его адиабатно до температуры $t_2 = 80°C$. Определить холодильный коэффициент и работу сжатия в компрессоре на 1 кг хладагента.

Решение. По таблице термодинамических свойств аммиака на линии насыщения энтальпия сухого насыщенного пара при $t_1 = -15°C$ равна $i_1 = 1662{,}6$ кДж/кг.

Пользуясь Ts-диаграммой для аммиака, определяем состояние пара аммиака в конце адиабатного сжатия до $t_2 = 80°C$,

$$p_2 = 0{,}857 \text{ МПа}; \quad i_2 = 1840{,}6 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия конденсата аммиака при давлении конденсации

$$p_2 = p_3 = 0{,}857 \text{ МПа}; \quad i_3 = 512{,}5 \text{ кДж/кг.}$$

Работа сжатия в компрессоре

$$l = i_2 - i_1 = 1840{,}6 - 1662{,}6 = 178 \text{ кДж/кг.}$$

Холодопроизводительность холодильной машины

$$q_2 = i_1 - i_3 = 1662{,}6 - 512{,}5 = 1150{,}1 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{1150{,}1}{178} = 6{,}46.$$

2-149. Компрессор аммиачной холодильной машины всасывает влажный аммиачный пар при температуре $t_1 = -20°C$. Степень сухости всасываемого пара $x = 0{,}9$. Пар сжимается адиабатно до температуры $t_2 = 90°C$. Определить холодопроизводительность, отводимую в конденсаторе теплоту и работу в компрессоре на 1 кг хладагента, а также холодильный коэффициент.

Ответ: $q_2 = 873{,}6$ кДж/кг; $q_1 = 1159{,}6$ кДж/кг; $l = 286$ кДж/кг; $\varepsilon = 3{,}05$.

2-12. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Основные определения

По закону Дальтона давление влажного воздуха p равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_в$ и пара $p_п$, находящегося в объеме влажного воздуха.

Плотность пара в объеме влажного воздуха $\rho_п$, кг/м³, называют абсолютной влажностью воздуха. Каждому состоянию влажного воздуха соответствует вполне определенное максимальное возможное значение плотности пара $\rho_{п.м}$. Если температура влажного воздуха t меньше или равна температуре насыщения водяного пара $t_п$ при давлении смеси p, то величина $\rho_{п.м}$ определяется по температуре t с помощью таблиц насыщенного водяного пара. Если температура смеси t больше $t_п$, то $\rho_{п.м}$ определяется по таблицам перегретого водяного пара для значений t и p.

Величину $\varphi = \rho_п / \rho_{п.м}$ называют относительной влажностью воздуха. Величина φ приближенно определяется отношением парциальных давлений пара во влажном воздухе $p_п$ к максимально возможному значению $p_{п.м}$, соответствующему полному насыщению воздуха без изменения его температуры.

Значение $p_{п.м}$ при $t < t_п$ (для давления p) определяется по таблицам насыщенного водяного пара. Если температура воздуха $t > t_п$, то $p_{п.м}$ принимается равным давлению влажного воздуха. При нагревании влажного воздуха выше температуры насыщения водяного пара при давлении смеси относительная влажность воздуха не изменяется.

Температура, при которой вследствие охлаждения ненасыщенный влажный воздух становится насыщенным ($\varphi = 100\%$), называется температурой точки росы.

Отношение массы пара $m_п$, находящегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха $m_в$ называют влагосодержанием и выражают в граммах влаги на 1 кг сухого воздуха.

Значение d можно определить по приближенному соотношению

$$d = 622 \frac{p_п}{p - p_п} = 622 \frac{\varphi p_{п.м}}{p - \varphi p_{п.м}}. \qquad (2\text{-}74)$$

Энтальпия влажного воздуха

$$i = i_в + d i_п \cdot 10^{-3}, \qquad (2\text{-}75)$$

где $i_в$ и $i_п$ — соответственно энтальпия 1 кг сухого воздуха и водяного пара.

Расчетная формула для определения энтальпии влажного воздуха

$$i = t + d(2500 + 1{,}93t) \cdot 10^{-3}. \qquad (2\text{-}76)$$

Технические расчеты процессов с влажным воздухом производятся чаще всего по id-диаграмме влажного воздуха, которая строится для определенного давления, например $p_б = 745$ мм рт. ст. (рис. 2-12).

В id-диаграмме угол между осями координат i и d равен 135°. На id-диаграмме наносят линии: изотермы $t = \text{const}$ (по температуре сухого термометра), изоэнтальпы $i = \text{const}$, постоянной относительной влажности $\varphi = \text{const}$, постоянных значений температуры мокрого термометра $t_м = \text{const}$. На линии $\varphi = 100\%$ значения t и $t_м$ со-

впадают. Под линией $\varphi=100\%$ нанесена линия $p_п=f(d)$ — линия парциальных давлений пара.

На рис. 2-12 показаны основные процессы, которые могут быть определены по *id*-диаграмме. Если температура воздуха по сухому термометру t_A и температура мокрого термометра $t_{мA}$, то состояние воздуха определится на *id*-диаграмме точкой *A*.

Точка росы определяется охлаждением воздуха при $d=\text{const}$ Это состояние воздуха характеризуется точкой *B*. Охлаждение воз-

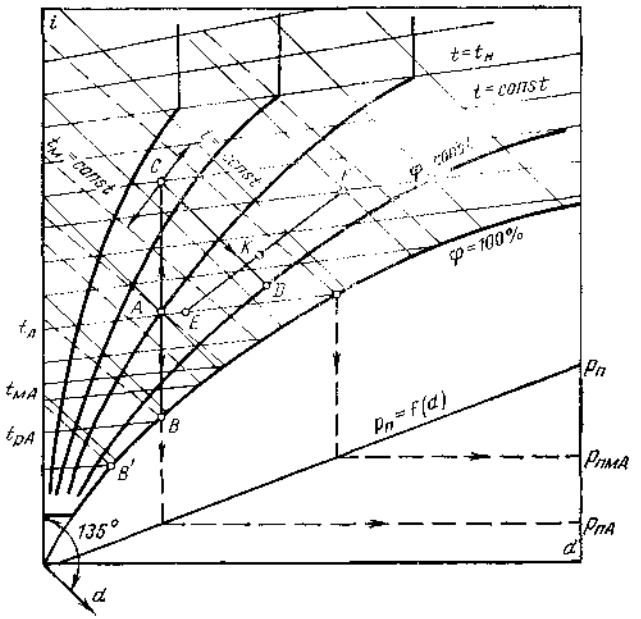


Рис. 2-12.

духа ниже точки росы изображается линией, идущей по $\varphi=100\%$. Этот процесс $B—B'$ сопровождается уменьшением *d*, так как из воздуха выпадает влага при частичной конденсации пара.

Нагревание воздуха от состояния, соответствующего точке *A*, изображается линией *AC*. Количество влаги в воздухе при этом не изменяется.

Процессу насыщения воздуха влагой при $i=\text{const}$ от состояния в точке *C* соответствует линия *CD*. При увлажнении воздуха впуском в него пара новое состояние воздуха (i_2; d_2) определяется по начальному (i_1; d_1) из теплового и материального баланса процесса смешивания:

$$i_2=i_1+d_п i_п\cdot 10^{-3}; \qquad (2\text{-}77)$$

$$d_2=d_1+d_п, \qquad (2\text{-}78)$$

где $i_п$ и $d_п$ — энтальпия, кДж/кг, и количество подаваемого пара, г на 1 кг сухого воздуха.

На рис. 2-12 показано определение парциального давления пара для состояния *A* влажного воздуха и $p_{пмA}$ для той же температуры воздуха.

При смешивании двух объемов влажного воздуха с массами m_1 и m_2 состояние смеси соответствует точке *K*, лежащей в *id*-диаграмме на прямой *EF*, конечные точки которой соответствуют состояниям смешиваемых масс воздуха $m_1(E)$ и $m_2(F)$.

Положение точки *K* определяется по соотношениям:

$$EK=EF\frac{m_2}{m_1+m_2};$$

$$KF=EF\frac{m_1}{m_1+m_2}. \qquad (2\text{-}79)$$

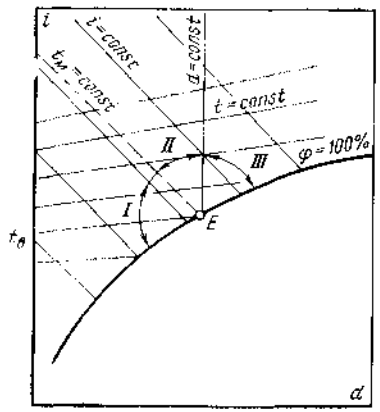


Рис. 2-13.

Если влажный воздух будет соприкасаться с открытой поверхностью воды, имеющей температуру $t_в$, то между влажным воздухом и водой в общем случае будет происходить массообмен и теплообмен.

Если из точки *E* (рис. 2-13), соответствующей состоянию насыщенного воздуха, имеющего температуру $t_в$, провести линию $d=\text{const}$ и $t_м=\text{const}$, то диаграмма *id* разделится на 3 части:

I — вода испаряется и охлаждается, следовательно, воздух насыщается влагой и нагревается от поверхности воды;

II — вода испаряется и нагревается, следовательно, воздух насыщается и охлаждается;

III — пар из воздуха конденсируется на поверхности воды и воздух охлаждается.

Задачи

2-150. Определить относительную и абсолютную влажность, влагосодержание и энтальпию влажного воздуха, если парциальное давление водяного пара 21 мм рт. ст. Температура и давление влажного воздуха $t=35°C$ и $p=745$ мм рт. ст.

Решение. По таблицам насыщенного пара при $t=35°C$ определяем $p_{п.м}=5{,}6$ кПа $=42$ мм рт. ст.; $\rho_{п.м}=0{,}0396$ кг/м³.

Относительная влажность

$$\varphi=\frac{p_п}{p_{п.м}}=\frac{21}{42}=0{,}5=50\ \%.$$

Абсолютная влажность

$$\rho_п=\varphi\rho_{п.м}=0{,}5\cdot 0{,}0396=0{,}0198\ \text{кг/м}^3.$$

Влагосодержание

$$d=622\frac{p_п}{p-p_п}=622\frac{21}{745-21}=18\ \text{г/кг}=0{,}018\ \text{кг/кг}.$$

Энтальпия

$$i = t + d(2500 + 1{,}93t) = 35 + 0{,}018(2500 + 1{,}93 \cdot 35) = 81{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

2-151. При температуре 35°С влагосодержание воздуха 14 г/кг сухого воздуха. Определить парциальное давление, энтальпию, относительную и абсолютную влажность воздуха. Давление влажного воздуха 750 мм рт. ст.

Ответ: $p_п = 16{,}5$ мм рт. ст.; $i = 75{,}6$ кДж/кг; $\varphi = 40\%$; $\rho_п = 0{,}0232$ кг/м³.

2-152. Определить температуру точки росы для влажного воздуха, имеющего температуру 30°С и относительную влажность 45%.

Ответ: $t_р = 17$°С.

2-153. Определить парциальное давление пара в насыщенном влажном воздухе при температуре 25°С. До какой температуры должен быть нагрет воздух, чтобы его относительная влажность уменьшилась в 5 раз?

Ответ: $p_п = p_{п.м} = 0{,}03166$ кгс/см²; $t = 55$°С.

2-154. Пользуясь *id*-диаграммой, определить параметры влажного воздуха, если показания сухого и мокрого термометров соответственно равны 30°С и 18°С.

Ответ: $\varphi = 30\%$; $d = 8$ г/кг; $i = 12$ ккал/кг $= 50{,}25$ кДж/кг.

2-155. Определить по *id*-диаграмме температуру, до которой необходимо нагреть атмосферный воздух с температурой 20°С и относительной влажностью 60%, чтобы, насыщаясь до $\varphi = 100\%$, 1 кг воздуха мог испарить 15 г воды.

Ответ: $t = 62{,}5$°С.

2-156. Определить характер тепло- и массообмена влажного воздуха с водой, имеющей температуру 20°С, если параметры воздуха: $t = 30$°С и $\varphi = 30\%$.

Ответ: Вода испаряется и отдает теплоту воздуху.

2-157. Смешиваются два потока влажного воздуха с расходами соответственно $m_1 = 0{,}5$ кг/с и $m_2 = 0{,}166$ кг/с. Параметры первого потока $t_1 = 20$°С; $\varphi_1 = 60\%$ и второго потока — $t_2 = 80$°С и $\varphi_2 = 10\%$.

Ответ: $t = 35$°С; $d = 14$ г/кг; $\varphi = 40\%$.

Глава третья

ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

3-1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Основные определения

Количество теплоты, проходящей через плоскую однородную стенку в единицу времени,

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2)F, \qquad (3\text{-}1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);
t_1 и t_2 — температуры поверхностей стенки, °С;
F — площадь стенки, м²;
δ — толщина стенки, м.

Для многослойной стенки

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} F = \frac{\lambda_{эк}}{\Delta}(t_1 - t_{n+1})F; \qquad (3\text{-}2)$$

$$\lambda_{эк} = \frac{\Delta}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \ldots + \delta_n}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}},$$

где $\lambda_{эк}$ — эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки;
n — число слоев;
$\delta_1, \delta_2, \ldots, \delta_n$ — толщины слоев стенки;
$\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_n$ — коэффициенты теплопроводности отдельных слоев.

Температура на поверхности слоев многослойной стенки

$$t_2 = t_1 - q\frac{\delta_1}{\lambda_1}; \quad t_3 = t_2 - q\frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_1 - q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}\right);$$

$$t_{n+1} = t_1 - q\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

Линейная плотность теплового потока, Вт/м,

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}}, \qquad (3\text{-}3)$$

где l — длина трубы, м;
d_1 и d_2 — соответственно внутренний и наружный диаметры трубы, м.

Для многослойной цилиндрической стенки линейная плотность теплового потока

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \ldots + \frac{1}{\lambda_n}\ln\frac{d_{n+1}}{d}}. \qquad (3\text{-}4)$$

Температура на поверхности слоев многослойной цилиндрической стенки

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1};$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} = t_1 - \frac{q_l}{2\pi}\left(\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}\right);$$

$$t_{n+1} = t_1 - \frac{q_l}{2\pi}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}.$$

Задачи

3-1. Определить коэффициент теплопроводности кирпичной стенки печи толщиной 380 мм, если температура на внутренней поверхности стенки 300°С и на наружной 60°С. Потери теплоты через стенку $q=190$ Вт/м².

Ответ: $\lambda=0{,}3$ Вт/(м·К).

3-2. Через плоскую металлическую стенку топки котла толщиной $\delta=14$ мм от газов к кипящей воде проходит удельный тепловой поток $q=25\,000$ Вт/м². Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст}=50$ Вт/(м·К). Определить перепад температуры на поверхностях стенки.

Ответ: $\Delta t=7$°С.

3-3. Определить удельный тепловой поток через бетонную стенку толщиной 300 мм, если температуры на внутренней и наружной поверхностях соответственно равны $t_1=15$°С и $t_2=-15$°С. Коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_б=1{,}0$ Вт/(м·К).

Ответ: $q=300$ Вт/м².

3-4. Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности стальной стенки парового котла, если стенка покроется слоем накипи 2 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_н=1{,}35$ Вт/(м·К). Толщина стального листа $\delta=16$ мм и $\lambda=50$ Вт/(м·К). Сравнить его с коэффициентом теплопроводности стали.

Ответ: $\lambda_{эк}=10$ Вт/(м·К), т. е. в 5 раз меньше.

3-5. Слой льда на поверхности воды имеет толщину 250 мм, температуры на нижней и верхней поверхностях соответственно $t_1=0$°С и $t_2=-15$°С. Определить тепловой поток через 1 м² поверхности льда, если его коэффициент теплопроводности $\lambda_л=2{,}25$ Вт/(м·К). Как изменится тепловой поток, если лед покроется слоем снега толщиной 155 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_с=0{,}465$ Вт/(м·К) и температура на поверхности снега будет $t_{2с}=-20$°С?

Решение. Удельный тепловой поток вследствие теплопроводности через слой льда

$$q=\frac{\lambda}{\delta}(t_1-t_2)=\frac{2{,}25}{0{,}25}(0+15)=135\ \text{Вт/м}^2.$$

Удельный тепловой поток через слой льда, покрытый снегом,

$$q'=\frac{t_1-t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_л}+\frac{\delta_2}{\lambda_с}}=\frac{0+20}{\frac{0{,}25}{2{,}25}+\frac{0{,}155}{0{,}465}}=45\ \text{Вт/м}^2,$$

т. е. меньше в 3 раза.

3-6. Стенка нагревательной печи изготовлена из двух слоев кирпича. Внутренний слой выполнен из огнеупорного кирпича толщиной $\delta_1=350$ мм, а наружный из красного кирпича $\delta_2=250$ мм. Определить температуру на внутренней поверхности стенки t_1 и на внутренней стороне красного кирпича t_2, если на наружной стороне температура стенки $t_3=90$°С, а потеря теплоты через 1 м² стенки равна 1 кВт. Коэффициенты теплопроводности огнеупорного и красного кирпича соответственно $\lambda_{о.к}=1{,}4$ Вт/(м·К) и $\lambda_{к.к}=0{,}58$ Вт/(м·К).

Ответ: $t_1=770$°С; $t_2=520$°С.

3-7. Определить тепловой поток через 1 м² поверхности кирпичной стенки и глубину ее промерзания до температуры $t\leqslant 0$°С. Толщина стенки 250 мм, температура на ее внутренней поверхности $t_1=20$°С, а наружной $t_2=-30$°С. Принять коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda=0{,}55$ Вт/(м·К).

Ответ: $q=110$ Вт/м²; $\delta'=150$ мм.

3-8. Определить тепловой поток через поверхность 1 м паропровода с внутренним диаметром 140 мм и толщиной стенки $\delta_1=5$ мм, изолированного двумя слоями тепловой изоляции $\delta_2=20$ мм и $\delta_3=40$ мм. Коэффициенты теплопроводности трубы и изоляции соответственно $\lambda_1=55$ Вт/(м·К), $\lambda_2=0{,}037$ Вт/(м·К) и $\lambda_3=0{,}14$ Вт/(м·К). Температура на внутренней поверхности трубопровода $t_1=300$°С и наружной поверхности изоляции $t_4=55$°С.

Решение. Тепловые потери с поверхности 1 м паропровода

$$q_l=\frac{2\pi(t_1-t_4)}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}+\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}}=$$

$$=\frac{2\cdot 3{,}14\,(300-55)}{\frac{2{,}3}{55}\lg\frac{150}{140}+\frac{2{,}3}{0{,}037}\lg\frac{190}{150}+\frac{2{,}3}{0{,}14}\lg\frac{270}{190}}=174\ \text{Вт/м}.$$

3-8а. Как изменится потеря теплоты через изолированную стенку паропровода по условиям задачи 2-165, если изоляционные слои поменять местами?

Ответ: $q_l=208$ Вт/м; $\Delta q_l=19{,}5\%$.

3-9. Определить температуру на границах слоев трехслойной изоляции трубы. Наружный диаметр трубы $d=245$ мм, толщина слоев $\delta_1=80$ мм, $\delta_2=50$ мм и $\delta_3=30$ мм. Коэффициенты теплопроводности изоляционных материалов $\lambda_1=0{,}03$, $\lambda_2=0{,}06$ и $\lambda_3=0{,}12$ Вт/(м·К). Температура на поверхности трубы 250°С и на наружной поверхности изоляции 65°С.

Ответ: $t_2=118{,}5$°С; $t_3=77{,}4$°С.

3-10. Определить необходимую толщину изоляции, если допустимые температуры ее поверхностей $t_1=350$°С и $t_2=50$°С, а удельный тепловой поток через изоляцию не должен превосходить 450 Вт/м². Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda=0{,}12$ Вт/(м·К). Решить задачу для плоской стенки и трубы с наружным диаметром 102 мм.

Ответ: Для плоской стенки $\delta=80$ мм; для трубы $\delta=143$ мм.

3-2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Основные определения

Тепловой поток при конвективном теплообмене между теплоносителем и стенкой определяется по закону Ньютона — Рихмана:

$$Q=\alpha(t_ж-t_с)F, \qquad (3\text{-}5)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $t_с$ и $t_ж$ — температура стенки и теплоносителя (жидкости).

Для свободной конвекции, т. е. при относительном движении теплоносителя только за счет разности плотностей нагретых и холодных его частей,

$$\mathrm{Nu} = A\,(\mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж})^{m}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{c}}\right)^{0,25} \qquad (3\text{-}6)$$

В табл. 3-1 приведены значения величин A и m для различных условий теплообмена.

Таблица 3-1

Вид поверхности	A	m	$\mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж}$
Горизонтальные трубы:			
ламинарный режим	0,5	0,25	$10^{3} < \mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж} < 10^{8}$
Вертикальные трубы и плоские вертикальные поверхности:			
ламинарный режим	0,76	0,25	$10^{3} < \mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж} < 10^{9}$
турбулентный режим	0,15	0,33	$\mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж} > 10^{9}$

Для вынужденной конвекции, т. е. при движении теплоносителя за счет внешних сил,

$$\mathrm{Nu} = B\,\mathrm{Re}^{n}_{ж}\mathrm{Pr}^{l}_{ж}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{c}}\right)^{0,25}. \qquad (3\text{-}7)$$

При ламинарном движении в трубах критериальное уравнение дополняется множителем $\mathrm{Gr}_{ж}^{0,1}$.

В табл. 3-2 приведены значения коэффициентов B, n, l.

Таблица 3-2

Вид движения теплоносителя	B	n	l
Турбулентное движение около горизонтальной пластины	0,037	0,8	0,43
Ламинарное движение около горизонтальной пластины	0,66	0,5	0,43
Турбулентное движение в трубе	0,021	0,8	0,43
Ламинарное движение в трубе	0,15	0,33	0,43
Поперечное обтекание трубы ($10 < \mathrm{Re}_{ж} < 10^{3}$)	0,5	0,5	0,38
Поперечное обтекание трубы ($10^{3} < \mathrm{Re}_{ж} < 10^{5}$)	0,25	0,6	0,38
Поперечное обтекание коридорных пучков труб	0,23	0,65	0,33
Поперечное обтекание шахматных пучков труб	0,41	0,6	0,33

Критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{ж} = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}},$$

где α — коэффициент теплоотдачи;

l — определяющий геометрический размер (для трубы — диаметр, для горизонтальной пластины — длина, для вертикальной пластины — высота);

$\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности теплоносителя.

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{wl}{\nu_{ж}},$$

где w — линейная скорость;

$\nu_{ж}$ — кинематическая вязкость.

Критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}},$$

где $a_{ж} = \dfrac{\lambda_{ж}}{\rho_{ж} c_{p_{ж}}}$ — температуропроводность теплоносителя.

Критерий Грасгофа

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\beta\Delta t l^{3}}{\nu^{2}_{ж}},$$

где g — ускорение свободного падения;

β — термический коэффициент объемного расширения для газов

$$\beta = \frac{1}{t_{ж} + 273}$$

Δt — температурный напор между средой и поверхностью теплообмена.

Задачи

3-11. Температура поверхности вертикальной стенки высотой 3 м равна 10°С. Температура воздуха в помещении 20°С. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке.

Решение. Теплообмен осуществляется при свободной конвекции.

Определяем значение критериев $\mathrm{Gr}_{ж}$ и $\mathrm{Pr}_{ж}$

$$\mathrm{Gr}_{ж} = \frac{g\beta\Delta t l^{3}}{\nu^{2}_{ж}} = \frac{9{,}81 \cdot 10 \cdot 3^{3}}{293(15{,}06 \cdot 10^{-6})^{2}} = 3{,}98 \cdot 10^{10},$$

$$\mathrm{Pr}_{ж} = 0{,}701; \quad \mathrm{Gr}_{ж}\mathrm{Pr}_{ж} = 2{,}79 \cdot 10^{10}.$$

Как следует из табл. 3-1, режим движения воздуха турбулентный.

Определяем коэффициент теплоотдачи

$$Nu_ж = 0,15\,(Gr_ж Pr_ж)^{0,33}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25} = 0,15\,(2,79\cdot10^{10})^{0,33}\cdot1 = 423;$$

$$\alpha = \frac{Nu_ж \lambda_ж}{h} = \frac{423\cdot0,02593}{3} = 3,66\ Вт/(м^2\cdot К).$$

3-12. Вертикальный неизолированный трубопровод диаметром 76 мм и высотой 4 м омывается воздухом, средняя температура которого $t_ж = 20°С$. Температура поверхности трубопровода $t_c = 60°С$. Определить потерю теплоты трубопроводом.

Ответ: $Q = 251$ Вт.

3-13. Отопление помещения производится горизонтальным трубопроводом с наружным диаметром 25 мм, обогреваемым конденсирующимся паром. Температура наружной поверхности трубопровода $t_c = 104°С$, температура в помещении $t_ж = 22°С$. Определить необходимую длину трубопровода, если расчетная мощность отопительной системы 1,5 кВт.

Решение. Теплоотдача горизонтальной трубы при свободной конвекции определяется зависимостью

$$Nu = 0,5\,(Gr_ж Pr_ж)^{0,25}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25}.$$

Для воздуха, когда критерий Прандтля изменяется незначительно, расчет теплообмена можно производить по более простой формуле

$$Nu_ж = 0,47 Gr_ж^{0,25}.$$

Критерий Грасгофа определяется по температуре омывающей жидкости вдали от стенки трубы

$$Gr = \frac{g\beta h^3 \Delta t}{\nu^2_ж} = \frac{9,81\cdot0,025^3\cdot82}{295\cdot(15,15\cdot10^{-6})^2} = 1,86\cdot10^5;$$

$$Gr_ж^{0,25} = (1,86\cdot10^5)^{0,25} = 20,7;$$

$$Nu_ж = 0,47\cdot20,7 = 9,74;$$

$$\alpha = 9,74\,\frac{2,61\cdot10^{-2}}{0,025} = 10,17\ Вт/(м^2\cdot К).$$

Требуемая поверхность теплообмена определяется из уравнения

$$F = \frac{Q}{\alpha\Delta t} = \frac{1500}{10,17\cdot82} = 1,8\ м^2.$$

Поверхность 1 м трубы

$$f = 3,14\cdot0,025\cdot1 = 0,0785\ м^2.$$

Необходимая длина отопительного трубопровода

$$L = \frac{F}{f} = \frac{11,8}{0,0785} = 22,9\ м.$$

3-14. Определить потерю теплоты в окружающую среду конвективным теплообменом от горизонтального неизолированного паропровода диаметром 100 мм и длиной 25 м с температурой наружной поверхности $t_{c_1} = 115°С$, если температура воздуха $t_ж = 15°С$. Как изменится потеря теплоты трубопроводом, если его температуру снизить до $t_{c_2} = 80°С$, заменив греющий пар горячей водой?

Ответ: 5,92 и 3,85 кВт.

3-15. Определить коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубы диаметром 17 мм, если температура стенки $t_c = 30°С$, а температура воды в трубе $t_ж = 60°С$. Скорость воды в трубе $w = 0,5$ м/с.

Решение. При теплообмене в трубах определяющим критерием, характеризующим режим течения, является критерий Рейнольдса

$$Re_ж = \frac{wl}{\nu} = \frac{0,5\cdot0,017}{0,478\cdot10^{-6}} = 17\,800.$$

Так как режим движения турбулентный, то расчет теплообмена производится по формуле

$$Nu = 0,021 Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,43}\left(\frac{Pr_ж}{Pr_c}\right)^{0,25}.$$

При температуре жидкости $t_ж = 60°С$ $Pr_ж = 2,98$, при температуре стенки $t_c = 30°С$ $Pr_c = 5,42$ (см. приложение 8).

$$Nu_ж = 0,021\cdot17800^{0,8}\,(2,98)^{0,43}\cdot\left(\frac{2,98}{5,42}\right)^{0,25} = 72,6.$$

Так как $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_ж}$, то при $\lambda_ж = 65,9\cdot10^{-2}$ (см. приложение 8)

$$\alpha = \frac{72,6\cdot0,659}{0,017} = 2810\ Вт/(м^2\cdot К).$$

3-16. По трубопроводу с внутренним диаметром $d = 70$ мм проходит воздух, нагретый до температуры $t_ж = 100°С$. Определить значение коэффициента теплоотдачи, если скорость воздуха в трубопроводе $w = 4,5$ м/с. При $t_ж = 100°С$ $\lambda_ж = 0,0321$ Вт/(м·К) $\nu_ж = 23,13\cdot10^{-6}$ м^2/с.

Ответ: $\alpha = 16,65$ Вт/(м^2·К).

3-17. По трубопроводу с внутренним диаметром $d_1 = 50$ мм протекает вода со скоростью $w = 0,8$ м/с при средней температуре $t_ж = 50°С$. Температура стенки трубы $t_c = 65°С$. Определить потерю теплоты с поверхности 1 м трубы.

Ответ: 9,6 кВт/м.

3-18. Определить коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании воздухом трубы, диаметр которой 25 мм, если температура воздуха $t_ж = 20°С$ и скорость $w = 5$ м/с.

Ответ: $\alpha = 50,8$ Вт/(м^2·К).

3-19. Змеевик из труб диаметром 10 мм омывается поперечным потоком воды со скоростью $w=0{,}75$ м/с. Температура воды $t_ж=80$°С. Температура стенки трубы $t_c=70$°С. Определить коэффициент теплоотдачи.

Ответ: $\alpha=8870$ Вт/(м²·К).

3-3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ И КОНДЕНСАЦИИ

Основные определения

При кипении воды коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле

$$\alpha=143{,}2\Delta t_s^{2{,}33}p^{0{,}5}, \qquad (3\text{-}8)$$

где Δt_s — температурный напор между жидкостью и поверхностью нагрева, °С;

p — давление пара, МПа.

Тепловая нагрузка при кипении

$$q=\alpha\Delta t_s. \qquad (3\text{-}9)$$

Теплоотдача при конденсации

$$\mathrm{Nu}=A(\mathrm{Ga}_s\mathrm{Pr}_s\mathrm{K}_s)^n, \qquad (3\text{-}10)$$

где $\mathrm{Ga}=\frac{gl^3}{\nu_s^2}$; $\mathrm{Pr}_s=\frac{\nu_s}{a_s}$; $\mathrm{K}_s=\frac{r}{c_m(t_s-t_c)}$; $\mathrm{Nu}=\frac{\alpha l}{\lambda_s}$ — безразмерные критерии

Определяющим размером l для горизонтальных труб является диаметр, для вертикальных поверхностей — высота. Определяющей температурой — температура конденсации t_s.

	A	n
Для горизонтальных труб	0,72	0,25
Для вертикальных поверхностей	0,42	0,28

Задачи

3-20. Определить количество сухого насыщенного пара, получаемого с 1 м² поверхности нагрева парового котла при манометрическом давлении $p_м=0{,}9$ МПа, если температура стенки котла на 5°С выше температуры кипения. Температуру воды, поступающей в котел, принять равной температуре кипения.

Решение. Коэффициент теплоотдачи при кипении определяется по формуле

$$\alpha=143{,}2\Delta t_s^{2{,}33}p^{0{,}5}.$$

При манометрическом давлении 0,9 МПа абсолютное давление 1 МПа. По условию задачи температурный напор $\Delta t_s=5$°С.

$$\alpha=143{,}2\cdot5^{2{,}33}\cdot1{,}0^{0{,}5}=6{,}1\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Количество теплоты, получаемое с 1 м² нагрева,

$$q=\alpha\Delta t_s=6{,}1\cdot5=30{,}5\ \text{кВт/м}^2,$$

Теплота парообразования при давлении 1,0 МПа составляет 2015,3 кДж/кг.

Часовая паропроизводительность 1 м² поверхности нагрева

$$d=\frac{30{,}5\cdot3600}{2015{,}3}=54{,}5\ \text{кг/(м}^2\cdot\text{ч)}.$$

3-21. Определить поверхность нагрева котла, необходимую для получения из кипящей воды 500 кг/ч сухого насыщенного пара при абсолютном давлении 0,3 МПа, если температура поверхности нагрева 141°С.

Ответ: $F=4{,}73$ м².

3-22. Плотность теплового потока поверхности нагрева котла $q=\alpha\Delta t_s=3{,}88\cdot10^5$ Вт/м², а температура стенки 210°С. Определить давление пара и температуру кипения.

Ответ: $p=1{,}6$ МПа; $t_s=200$°С.

3-23. Определить количество теплоты, передаваемой конденсирующимся водяным паром при давлении 4 кПа горизонтальной трубе диаметром 22 мм и длиной 2 м при температуре поверхности трубы 20°С. Как изменился бы коэффициент теплоотдачи, если бы труба была вертикальная?

Решение. Теплообмен при пленочной конденсации на наружной поверхности горизонтальной трубы определяется по эмпирической формуле

$$\mathrm{Nu}=0{,}72(\mathrm{GaPrK})^{0{,}25}.$$

При $p=4$ кПа физические параметры пара и конденсата следующие:

Критерий Прандтля	5,8
Температура конденсации	28,98°С
Теплота парообразования или конденсации	2432,6 кДж/кг
Кинематическая вязкость	$0{,}8\cdot10^{-6}$ м²/с
Коэффициент теплопроводности конденсата	0,615 Вт/(м·К)
Теплоемкость конденсата	4,18 кДж/кг

По условию задачи температурный напор 8,98°С.

Для горизонтальной трубы

$$\mathrm{Nu}_d=0{,}72\left[\frac{gd^3}{\nu^2}\mathrm{Pr}\frac{r}{c\Delta t}\right]^{0{,}25}=$$

$$=0{,}72\left[\frac{9{,}81\cdot0{,}022^3}{(0{,}8\cdot10^{-6})^2}\cdot5{,}8\cdot\frac{2432{,}6}{4{,}18\cdot8{,}98}\right]^{0{,}25}=357.$$

При этом коэффициент теплоотдачи

$$\alpha=\frac{\mathrm{Nu}\lambda}{d}=\frac{357\cdot0{,}615}{0{,}022}=10000\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Теплота, передаваемая горизонтальной трубе конденсирующимся паром,

$$Q=\alpha F\Delta t=10\,000\pi\cdot0{,}022\cdot2\cdot8{,}98=12\,430\ \text{Вт}.$$

Для вертикальной трубы

$$Nu_h = 0{,}42\,[Ga\,Pr\,K]^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}42\left[\frac{9{,}81\cdot 0{,}022^3}{(0{,}8\cdot 10^{-6})^2}\cdot 5{,}8\,\frac{2432{,}6}{4{,}18\cdot 8{,}98}\right]^{0{,}25} = 19\,200.$$

Коэффициент теплоотдачи вертикальной трубы

$$\alpha = \frac{Nu_h\lambda}{h} = \frac{19\,200\cdot 0{,}615}{2} = 5900\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

3-24. Определить требуемое число труб с наружным диаметром 20 мм и длиной 1,5 м в горизонтальном конденсаторе, если 800 кг/ч пара конденсируется на наружной поверхности труб при атмосферном давлении и температуре стенок труб 15°С.

Ответ: Число труб — 8.

3-25. Определить, какое количество фреона-12 конденсируется в течение 1 ч на наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром 102 мм и длиной 1 м, если давление фреона 0,75 МПа, а температура наружной поверхности трубы 25°С.

Принять физические параметры пара и конденсата следующими: критерий Прандтля для конденсата 3,66; температура конденсации 30°С; теплота конденсации 144,5 кДж/кг; кинематическая вязкость пленки конденсата $0{,}194\cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент теплопроводности конденсата 0,0685 Вт/(м·К); теплоемкость конденсата 0,985 кДж/(кг·К).

Ответ: 45 кг/ч.

3-4. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Основные определения

Энергия, излучаемая поверхностью тела, имеющего температуру, T

$$E = c\left(\frac{T}{100}\right)^4 = \varepsilon c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (3\text{-}11)$$

где $c_0 = 5{,}670$ Вт/(м²·К⁴) — коэффициент излучения абсолютно черного тела;

ε — степень черноты тела;

c — коэффициент излучения серого тела.

Теплообмен излучением между двумя параллельными поверхностями

$$Q = c_0\varepsilon_{пр}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]F, \qquad (3\text{-}12)$$

где $\varepsilon_{пр} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ — приведенная степень черноты системы тел;

ε_1 и ε_2 — степени черноты, соответствующие поверхностям теплообмена;

T_1 и T_2 — абсолютная температура поверхностей, К.

Теплообмен излучением между поверхностями F_1 и F_2, когда поверхность F_2 окружает поверхность F_1, может рассчитываться по формулам для плоских параллельных поверхностей, но приведенная степень черноты будет равна:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{F_1}{F_2}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}.$$

Если F_1 значительно меньше F_2, то $\varepsilon_{пр} = \varepsilon_1$.

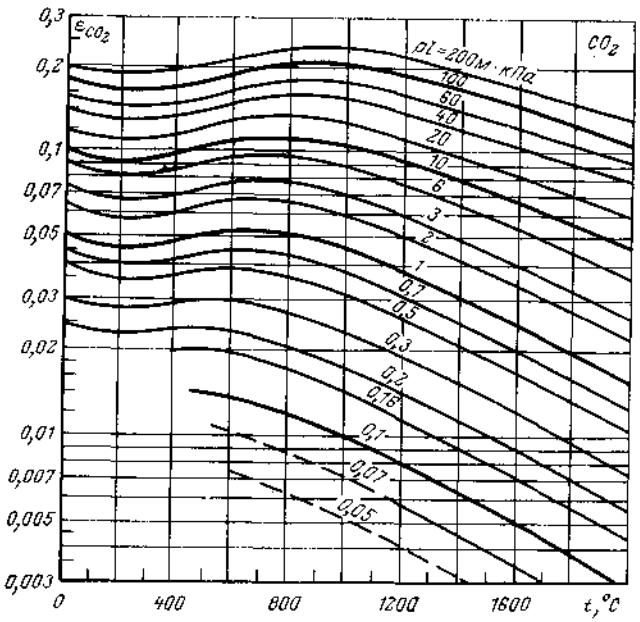


Рис. 3-1.

Теплообмен излучением между излучающим газом и окружающей его оболочкой описывается уравнениями

$$q = \varepsilon'_c\varepsilon_г c_0\left[\left(\frac{T_г}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right], \qquad (3\text{-}13)$$

где $\varepsilon'_c \approx 0{,}5(1+\varepsilon_c)$ — эффективная степень черноты оболочки;

$\varepsilon_г$ — степень черноты газа.

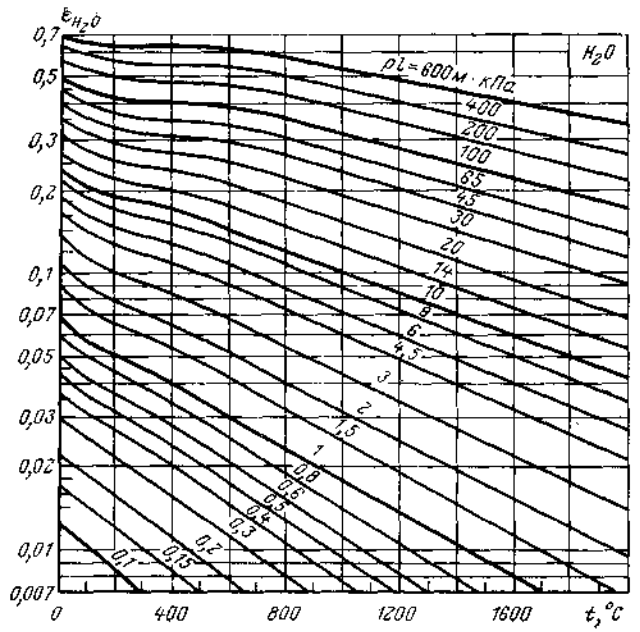


Рис. 3-2.

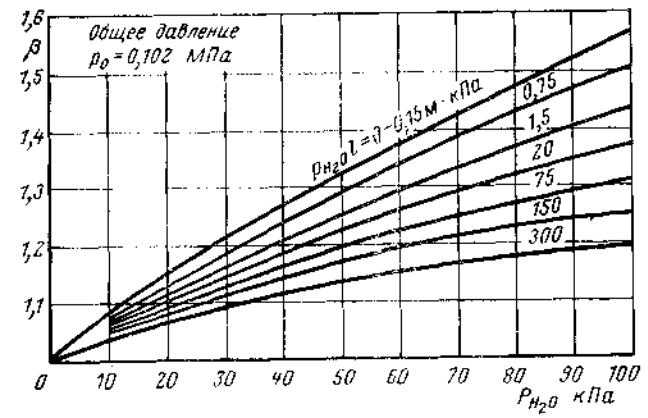


Рис. 3-3.

Степень черноты газа определяется по номограммам (рис. 3-1, 3-2, 3-3) с учетом парциального давления излучающего газа и средней длины l пути луча, которая определяется по формуле

$$l = 3{,}6\frac{V}{F}, \qquad (3\text{-}14)$$

где V — объем излучающего газа, м³;
F — поверхность оболочки, м².

Задачи

3-26. Определить теплоту излучения 1 м неизолированного трубопровода диаметром 25 мм, если температура его поверхности 110°С, а температура стен в помещении $t_0=16$°С.

Решение. Так как F_1 значительно меньше F_2, то $\varepsilon_{пр}=\varepsilon_1$. Для материала трубопровода $\varepsilon_1=0{,}78\div0{,}82$. Принимаем $\varepsilon_1=0{,}8$. Тогда для $F_1=\pi d=3{,}14\cdot0{,}025=0{,}0785$ м²

$$Q=\varepsilon_1 c_0 F_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]=$$

$$=0{,}8\cdot5{,}67\cdot0{,}0785\left[\left(\frac{383}{100}\right)^4-\left(\frac{289}{100}\right)^4\right]=52\ \text{Вт/м}^2.$$

3-26а. Определить, какую долю составляет тепловой поток излучения от общей теплоотдачи отопительного трубопровода с температурой поверхности 85°С, если общий тепловой поток 560 Вт/м². Степень черноты теплоотдающей поверхности $\varepsilon=0{,}85$. Температуру стен помещения принять равной 20°С.

Ответ: 78%.

3-27. Трубопровод диаметром 120 мм проложен в канале размером 400×400 мм². Определить потерю теплоты излучением 1 м трубопровода, если температура поверхности его изоляции 127°С, а внутренней поверхности кирпичной кладки канала 27°С. Степени черноты поверхностей принять одинаковыми и равными 0,93.

Решение. Определяем приведенный коэффициент черноты системы

$$\varepsilon_{пр}=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)}=\frac{1}{\frac{1}{0{,}93}+0{,}236\left(\frac{1}{0{,}93}-1\right)}=0{,}915.$$

Потеря теплоты излучением 1 м трубопровода

$$Q=\varepsilon_{пр}c_0F_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]=$$

$$=0{,}915\cdot5{,}67\cdot0{,}377\left[\left(\frac{400}{100}\right)^4-\left(\frac{300}{100}\right)^4\right]=343\ \text{Вт}.$$

3-28. Определить теплообмен излучением между двумя параллельными кирпичными поверхностями, если температура поверхностей 200°С и 50°С. Степени черноты поверхностей соответственно

0,8 и 0,9. Как изменится теплообмен, если более нагретую поверхность покрыть алюминиевым листом. Степень черноты алюминия принять 0,06.

Ответ: $Q_1 = 1640$ Вт; $Q_2 = 133$, т. е. в 12,3 раза меньше.

3-29. Определить температуру провода электронагревателя, если его диаметр и длина соответственно равны $d = 0{,}5$ мм и $l = 2{,}5$ м. Степень черноты поверхности провода $\varepsilon = 0{,}9$, а температура ограждающей арматуры 15°С. Мощность, потребляемая нагревателем, равна 0,4 кВт. Конвективным теплообменом пренебречь.

Решение. Площадь поверхности провода

$$F = \pi d l = \pi \cdot 0{,}0005 \cdot 2{,}5 = 0{,}00393 \text{ м}^2.$$

Температура провода

$$T_1 = 100 \sqrt[4]{\frac{Q}{\varepsilon c_0 F_1} - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4} = 1183 \text{ К} = 910°\text{С}.$$

3-30. По прямоугольному газоходу размером 600×600 мм² проходят дымовые газы при атмосферном давлении, содержащие 15% CO_2 и 5,5% H_2O. Парциальное давление CO_2 — 15 кПа и H_2O — 7,5 кПа. Средняя температура газов в газоходе 600°С. Степень черноты поверхности 0,95. Какое количество теплоты излучением передается от газов к стенкам газохода на 1 м его длины при атмосферном давлении в газоходе.

Решение. Средняя длина пути луча на 1 м длины газохода

$$l = 3{,}6 \frac{V}{F} = 3{,}6 \frac{0{,}36}{2{,}4} = 0{,}54 \text{ м}.$$

Тогда $p_{CO_2} l = 15 \cdot 0{,}54 = 8{,}1$ м·кПа;

$$p_{H_2O} l = 5{,}5 \cdot 0{,}54 = 2{,}97 \text{ м·кПа}.$$

По графикам рис. 3-1 — 3-3 находим:

$$\varepsilon_{CO_2} = 0{,}105; \ \varepsilon_{H_2O} = 0{,}065; \ \beta = 1{,}05.$$

Степень черноты дымовых газов

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} = 0{,}173.$$

Степень черноты поверхности

$$\varepsilon'_c = 0{,}5(1 + \varepsilon_c) = 0{,}5(0{,}95 + 1) = 0{,}975.$$

Излучением передается количество теплоты

$$Q_l = \varepsilon'_c \varepsilon_г c_0 \left[\left(\frac{T_г}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4\right] F =$$

$$= 0{,}975 \cdot 0{,}173 \cdot 5{,}67 \left[\left(\frac{1073}{100}\right)^4 - \left(\frac{873}{100}\right)^4\right] \cdot 2{,}4 = 17\,130 \text{ Вт/м}.$$

3-31. Определить теплоотдачу излучением дымового газа, протекающего в трубе диаметром 850 мм жаротрубного котла, если степень черноты стенки трубы 0,91 и ее температура 200°С. Температура газа 1000°С. Состав газа $r_{CO_2} = 14\%$; $r_{H_2O} = 4{,}0\%$.

Ответ: $q = 7{,}28$ кВт/м².

3-32. Средняя температура дымовых газов в газоходе нагревательной печи 900°С. Эффективная степень черноты обмуровки газохода 0,8. Определить температуру внутренней поверхности газохода, если теплота излучения составляет 3400 Вт/м² при степени черноты газа $\varepsilon_г = 0{,}16$.

Ответ: 657°С.

3-5. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Основные определения

Количество теплоты, передаваемой от одного теплоносителя к другому через разделяющую стенку в единицу времени, определяется уравнением

$$Q = k (t_{ж_1} - t_{ж_2}) F, \tag{3-15}$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

$t_{ж_1}$ и $t_{ж_2}$ — температуры теплоносителей.

При теплопередаче через плоскую однородную стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{3-16}$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенки;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки;

δ — толщина стенки.

Для многослойной стенки коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{3-17}$$

где δ_i и λ_i — толщины и теплопроводности слоев стенки.

Температура поверхностей стенки

$$t_{c_1} = t_{ж_1} - q \frac{1}{\alpha_1}; \ t_{c_2} = t_{ж_2} + q \frac{1}{\alpha_2}.$$

При теплопередаче через цилиндрическую стенку

$$Q = \pi k_l (t_{ж_1} - t_{ж_2}) l; \tag{3-18}$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \tag{3-19}$$

где k_l — коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице длины трубы;

l — длина трубы.

Температура на внутренней и наружной поверхностях трубы

$$t_{c_1} = t_{ж_1} - \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_1 d_1};$$

$$t_{c_2} = t_{ж_2} + \frac{q_l}{\pi}\frac{1}{\alpha_2 d_2}.$$

Теплопередача через ребристую стенку

$$Q = k_1 (t_{ж_1} - t_{ж_2}) F_1 = k_2 (t_{ж_1} - t_{ж_2}) F_2, \qquad (3\text{-}20)$$

где F_1 и F_2 — площади соответственно неоребренной и оребренной поверхностей;

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F_1}{F_2}\frac{1}{\alpha_2}}; \quad k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Задачи

3-33. Определить плотность теплового потока через плоскую стенку металлического водонагревателя и температуру на поверхностях стенки, если заданы: температура греющих газов 1200°С, температура воды в баке 200°С, коэффициенты теплоотдачи соответственно 45 Вт/(м²·К) и 6000 Вт/(м²·К), толщина стенки 14 мм и коэффициент теплопроводности материала стенки 58 Вт/(м·К).

Р е ш е н и е. Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{45} + \frac{0{,}014}{58} + \frac{1}{6000}} = 44{,}25 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Плотность теплового потока через стенку

$$q = k\Delta t = 44{,}25(1200-200) = 44\,250 \text{ Вт/м}^2.$$

Температуры соответственно на внешней и внутренней поверхностях стенки

$$t_{c_1} = t_{ж_1} - \frac{q}{\alpha_1} = 1200 - \frac{44\,250}{45} = 215°\text{С};$$

$$t_{c_2} = t_{ж_2} + \frac{q}{\alpha_2} = 200 + \frac{44\,250}{6000} = 207{,}38°\text{С}.$$

3-34. Плотность теплового потока через плоскую стенку бака при температуре газов 1100°С и температуре воды 180°С составляет 50 000 Вт/м². Коэффициент теплоотдачи со стороны воды 5700 Вт/(м²·К). Определить коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоотдачи со стороны газов и температуры поверхностей стенки бака, если ее толщина 12 мм и коэффициент теплопроводности металла 56 Вт/(м·К).

О т в е т: $k = 54{,}4$ Вт/(м²·К); $\alpha_1 = 55{,}5$ Вт/(м²·К); $t_{c_1} = 200°\text{С}$; $t_{c_2} = 188{,}8°\text{С}$.

3-35. Определить тепловой поток через кирпичную стенку толщиной 250 мм, покрытую слоем штукатурки толщиной 50 мм. Теплопроводность кирпича 0,93 Вт/(м·К), а штукатурки 0,093 Вт/(м·К). Температура воздуха внутри помещения 18°С, снаружи — 25°С. Коэффициенты теплоотдачи равны соответственно 8 Вт/(м²·К) и 17,5 Вт/(м²·К). Определить также температуру стенки с внутренней стороны.

О т в е т: $q = 43{,}5$ Вт/м²; $t_{c_1} = 12{,}57°\text{С}$.

3-36. Определить потерю теплоты с поверхности 1 м неизолированного трубопровода горячего водоснабжения, если его внутренний диаметр 76 мм, толщина стенки 3 мм и коэффициент ее теплопроводности 50 Вт/(м·К). Температура воды 95°С, наружная температура 15°С. Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы 5000 Вт/(м²·К) и от трубы к воздуху 15 Вт/(м²·К).

О т в е т: $q_l = 308$ Вт.

3-37. Определить по условию предыдущей задачи, во сколько раз уменьшатся потери теплоты, если трубопровод изолировать слоем совелита толщиной 15 мм. Коэффициент теплопроводности совелита 0,0975 Вт/(м·К).

Р е ш е н и е. Потеря теплоты с поверхности 1 м трубопровода после покрытия его тепловой изоляцией

$$q_l = \frac{\pi (t_{ж_1} - t_{ж_2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2{,}3}{2\lambda_1}\lg\frac{d_2}{d_1} + \frac{2{,}3}{2\lambda_2}\lg\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}} =$$

$$= \frac{3{,}14(95-15)}{\frac{1}{5000\cdot 0{,}076} + \frac{2{,}3}{2\cdot 50}\lg\frac{0{,}082}{0{,}076} + \frac{2{,}3}{2\cdot 0{,}0975}\lg\frac{0{,}112}{0{,}082} + \frac{1}{15\cdot 0{,}112}} =$$

$$= 115{,}0 \text{ Вт/м}$$

Тепловые потери уменьшаются в отношении

$$\frac{q_{l_1}}{q_{l_2}} = \frac{308}{115} = 2{,}68.$$

3-38. Определить температуру на внутренней поверхности паропровода $d_1 = 200$ мм, изолированного слоем изоляции толщиной 100 мм с коэффициентом теплопроводности 0,11 Вт/(м·К). Толщина стенки паропровода $\delta = 16$ мм. Температура пара $t_{ж_1} = 250°\text{С}$ и наружного воздуха $t_{ж_2} = 30°\text{С}$. Принять коэффициенты теплоотдачи со стороны пара 100 Вт/(м²·К) и со стороны воздуха 9,5 Вт/(м²·К). Определить также линейную плотность теплового потока. Термическим сопротивлением стенки трубы пренебречь.

Решение. Тепловой поток через поверхность 1 м трубы

$$q_l = \frac{\pi (t_{ж_1} - t_{ж_2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2{,}3}{2\lambda} \lg \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}} =$$

$$= \frac{3{,}14\ (250 - 30)}{\frac{1}{100 \cdot 0{,}2} + \frac{2{,}3}{2 \cdot 0{,}11} \lg \frac{0{,}416}{0{,}232} + \frac{1}{9{,}5 \cdot 0{,}416}} = 211 \text{ Вт/м};$$

$$t_{c_1} = t_{ж_1} - \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 d_1} = 250 - \frac{211}{3{,}14 \cdot 100 \cdot 0{,}2} = 246{,}65°\text{C}.$$

3-39. По стальному трубопроводу с внутренним диаметром 60 мм и толщиной стенки $\delta = 3$ мм протекает рассол с температурой $t_{ж_1} = -22°$C. Коэффициент теплоотдачи от рассола к трубе 1750 Вт/(м²·К) и от трубы к воздуху 17,5 Вт/(м²·К). Определить температуру в помещении и потерю холода через поверхность 1 м трубопровода, если температура его наружной поверхности $t_{c_2} = -21{,}5°$C. Коэффициент теплопроводности стали 48 Вт/(м·К).

Ответ: $t_{ж_2} = 30°$C; $q_l = 187$ Вт/м.

3-40. Алюминиевый провод диаметром 3 мм покрыт слоем резиновой изоляции толщиной 1,5 мм. Определить силу постоянного тока, идущего по проводу, если температура провода 40°C. Температура окружающего воздуха 15°C. Коэффициент теплоотдачи к воздуху 12 Вт/(м²·К), коэффициент теплопроводности изоляции 0,165 Вт/(м·К), удельное электрическое сопротивление провода принять равным 0,029 Ом·мм²/м.

Решение. Теплота, выделяющаяся при протекании электрического тока по проводу, на единицу длины провода

$$q_l = I^2 \frac{\rho}{s},$$

выделяющаяся в проводнике теплота отводится через его поверхность в окружающую среду

$$q_l = \frac{\pi (t_{c_1} - t_{ж})}{\frac{2{,}3}{2\lambda_{из}} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} =$$

$$= \frac{3{,}14\ (40 - 15)}{\frac{2{,}3}{2 \cdot 0{,}165} \lg \frac{0{,}006}{0{,}003} + \frac{1}{12 \cdot 0{,}006}} = 4{,}92 \text{ Вт/м}.$$

Сечение провода $s = \pi \frac{d^2}{4} = 3{,}14 \frac{3^2}{4} = 7{,}05$ мм².

Сила тока

$$I = \sqrt{\frac{q_l s}{\rho}} = \sqrt{\frac{4{,}92 \cdot 7{,}05}{0{,}029}} = 34{,}5 \text{ А}.$$

3-41. Для условий предыдущей задачи определить температуру неизолированного провода, при которой от него отводилось бы то же самое количество теплоты. Принять коэффициент теплоотдачи от провода в окружающую среду в 1,3 раза большим.

Ответ: 48,4°C.

3-42. Плоская металлическая стенка толщиной 5 мм, коэффициент теплопроводности которой 50 Вт/(м·К), омывается с одной стороны водой (коэффициент теплоотдачи 300 Вт/(м²·К)) и с другой стороны воздухом (коэффициент теплоотдачи 8 Вт/(м²·К)). Температура воды $t_{ж_1} = 85°$C и воздуха $t_{ж_2} = 18°$C. Определить, как изменится плотность теплового потока, если со стороны воздуха стенку оребрить с коэффициентом $F_2/F_1 = 1{,}6$.

Ответ: $q_1 = 523$ Вт/м²; $q_2 = 823$ Вт/м².

3-43. Определить по условиям предыдущей задачи, какой коэффициент оребрения необходимо иметь, чтобы за счет оребрения можно было увеличить плотность теплового потока через стенку в 3 раза.

Ответ: 3,25.

Глава четвертая

КОМПРЕССОРЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

4-1. КОМПРЕССОРЫ

Основные определения

Теоретический рабочий процесс ступени поршневого компрессора приведен на рис. 4-1. Отношение объема всасывания $V_{вс}$ к рабочему объему цилиндра V_h представляет объемный коэффициент ступени:

$$\lambda_0 = \frac{V_{вс}}{V_h} = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right), \qquad (4\text{-}1)$$

где $\sigma = V_0/V_h$ — коэффициент вредного объема;

V_0 и V_h — соответственно вредный и рабочий объемы цилиндра;

$\beta = p_2/p_1$ — отношение давлений в ступени;

n_2 — показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме.

Действительный рабочий процесс компрессора, изображаемый его индикаторной диаграммой (рис. 4-2), отличается от теоретического прежде всего дополнительной работой вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов (заштрихованная площадь).

Отношение поданного компрессором газа V, приведенного к параметрам всасываемой среды, к теоретической производительности компрессора $V_т$ называется коэффициентом подачи:

$$\lambda = \frac{V}{V_т}.$$

Теоретическая производительность цилиндра компрессора, м³/ч

$$V_т = 60\frac{\pi D^2}{4} Sn, \qquad (4\text{-}2)$$

где D и S — диаметр цилиндра и ход поршня, м;
n — частота вращения вала в минуту;

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_т \lambda_{ут},$$

где λ_p — коэффициент, учитывающий понижение давления при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания;
$\lambda_т$ — коэффициент, учитывающий повышение температуры (понижение плотности газа) от нагревания газа при контакте со стенками системы всасывания и стенками цилиндра;
$\lambda_{ут}$ — коэффициент, учитывающий утечки через неплотности во всасывающих клапанах и поршневых кольцах.

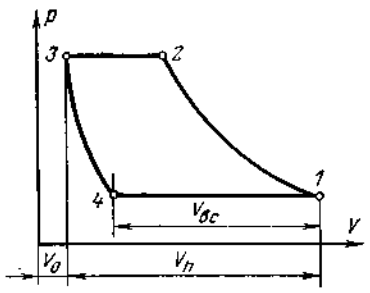


Рис. 4-1.

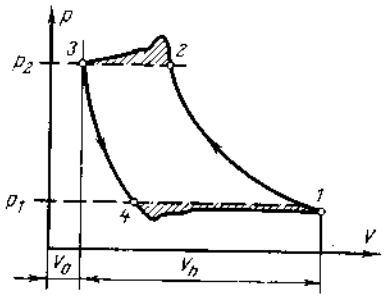


Рис. 4-2.

Если параметры всасываемого газа p_0 и T_0, а в конце всасывания (начале сжатия) в цилиндре p_1 и T_1, то

$$\lambda_p = \frac{p_1}{p_0}; \quad \lambda_т = \frac{T_0}{T_1};$$

$$\lambda_{ут} = 1 - \frac{G_{ут}}{G_{вс}},$$

где $G_{вс}$ и $G_{ут}$ — соответственно масса всасываемого газа и утечек в процессе сжатия и нагнетания.

Теоретическая работа сжатия 1 кг газа в компрессоре:

а) изотермическое сжатие

$$l_{из} = RT_1 \ln \beta, \qquad (4\text{-}3)$$

б) адиабатное сжатие

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right), \qquad (4\text{-}4)$$

в) политропное сжатие с показателем политропы n

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1\right). \qquad (4\text{-}5)$$

Производительность компрессора $V_н$ при нормальных физических условиях

$$V_н = V\frac{p_0 \cdot 273}{p_н (t_0 + 273)}, \qquad (4\text{-}6)$$

где V — производительность компрессора при параметрах окружающей среды;
p_0 и t_0 — абсолютное давление и температура окружающей среды;
$p_н$ — давление при нормальных физических условиях.

Если при давлении всасывания p_1 производительность цилиндра компрессора V_1, м³/с, то теоретическая работа сжатия в секунду или теоретическая мощность определяется по формулам:

$$N_{из} = p_1 V_1 \ln \beta; \qquad (4\text{-}7)$$

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right); \qquad (4\text{-}8)$$

$$N_{пол} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1\right). \qquad (4\text{-}9)$$

Действительная эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{из}\eta_м} = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}\eta_м} = \frac{N_{пол}}{\eta_{пол}\eta_м} = \frac{N_{из}}{\eta_{e_{из}}} = \frac{N_{ад}}{\eta_{e_{ад}}} = \frac{N_{пол}}{\eta_{e_{пол}}}, \qquad (4\text{-}10)$$

где $\eta_{из}$; $\eta_{ад}$; $\eta_{пол}$ — соответственно изотермический, адиабатный и политропный индикаторные к. п. д. компрессора;

$\eta_{e_{из}}$; $\eta_{e_{ад}}$; $\eta_{e_{пол}}$ — соответственно эффективные к. п. д.;

$\eta_м$ — механический к. п. д. компрессора ($\eta_м = 0{,}8 \div 0{,}95$);

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_м}, \qquad (4\text{-}11)$$

где N_i — индикаторная или внутренняя мощность компрессора, кВт,

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{60}, \qquad (4\text{-}12)$$

p_i — среднее индикаторное давление, МПа;
n — частота вращения вала, об/мин;
V_h — рабочий объем цилиндра, л.

Общая степень повышения давления в многоступенчатом компрессоре

$$\beta = \beta_I \beta_{II} \ldots \beta_z,$$

где β_I, β_{II}, ..., β_z — степени повышения давления в отдельных ступенях.

Если $\beta_I = \beta_{II} = \ldots = \beta_z$, то $\beta = \beta_{ст}^z$, где $\beta_{ст}$ — для одной ступени.

Тогда число ступеней компрессора

$$z = \frac{\lg \beta}{\lg \beta_{ст}}. \qquad (4\text{-}13)$$

Задачи

4-1. Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает 360 м³/ч воздуха при давлении 0,1 МПа и температуре 17°С и сжимает его до 0,7 МПа. Определить теоретическую мощность привода компрессора и температуру воздуха в конце сжатия. Расчет произвести для изотермического адиабатного и политропного сжатия с показателем политропы 1,25.

Решение.

а) Изотермическое сжатие

Работа сжатия

$$L_{из} = p_1 V_1 \ln \beta = 0{,}1 \cdot 360 \cdot 2{,}3 \lg 7 = 70 \text{ МДж/ч} = 70\,000 \text{ кДж/ч},$$

где $\beta = p_2/p_1$ — степень повышения давления в компрессоре.

Теоретическая мощность

$$N_{из} = \frac{L_{из}}{3600} = \frac{70\,000}{3600} = 19{,}45 \text{ кВт}.$$

Температура при изотермическом сжатии остается постоянной.

б) Адиабатное сжатие

Теоретическая мощность [см. формулу (4-8)]

$$N_{ад} = \frac{1{,}4 \cdot 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 360}{3600 \cdot 10^3 (1{,}4 - 1)} \left(7^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right) = 26{,}1 \text{ кВт}.$$

Температура в конце сжатия

$$T = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 290 \cdot 7^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 506 \text{ К}; \; t_2 = 233°\text{С}.$$

в) Политропное сжатие

Теоретическая мощность [см. формулу (4-9)]

$$N_{пол} = \frac{1{,}25 \cdot 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 360}{3600 \cdot 10^3 \cdot (1{,}25 - 1)} \left(7^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}} - 1\right) = 23{,}9 \text{ кВт}.$$

Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{n-1}{n}} = 290 \cdot 7^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}} = 428 \text{ К}; \; t_2 = 155°\text{С}.$$

4-2. Компрессор всасывает воздух при давлении 0,1 МПа и сжимает его до давления 0,6 МПа. Определить производительность компрессора, если при адиабатном сжатии теоретическая мощность 55 кВт.

Ответ: $V = 845$ м³/ч.

4-3. При адиабатном сжатии 1 м³ воздуха теоретическая работа сжатия 234,5 кДж. Определить конечное давление, если начальное 0,1 МПа.

Ответ: 0,6 МПа.

4-4. Определить предельное значение давления, до которого можно сжимать воздух в одноступенчатом поршневом компрессоре с вредным объемом, если давление начала сжатия 0,1 МПа. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, принять равным 1,2. Расчет произвести для вредного объема 3; 5 и 10%.

Решение. Предельным является то давление нагнетания, при котором объемный коэффициент становится равным нулю

$$\lambda_\sigma = 1 - \sigma\left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1\right) = 0,$$

где σ — коэффициент вредного объема;

β — степень повышения давления в компрессоре.

Следовательно,

$$\beta^{\frac{1}{n_2}} = \frac{\sigma + 1}{\sigma},$$

тогда

$$\lg \beta_{пр} = n_2 \lg \frac{\sigma + 1}{\sigma}.$$

Если $n_2 = 1{,}2$ и $\sigma = 0{,}03$, то $\beta_{пр} = 68{,}2$; при $\sigma = 0{,}05$ $\beta^2_{пр} = 38{,}5$; при $\sigma = 0{,}1$ $\beta_{пр} = 17{,}8$.

Так как $p_1 = 0{,}1$ МПа, то значение предельного давления в МПа будет численно равно $\beta_{пр} \cdot 0{,}1$.

4-5. Определить объемный коэффициент одноступенчатого поршневого компрессора, работающего со степенью повышения давления, равной 10, и с показателем политропы расширения 1,3. Расчеты произвести для коэффициента вредного объема 5; 10; 15%.

Ответ: $\lambda_{5\%} = 0{,}755$; $\lambda_{10\%} = 0{,}51$; $\lambda_{15\%} = 0{,}27$.

4-6. При показателе политропы сжатия, равном 1,2, 1 м³ кислорода сжимается со степенью повышения давления, равной 5. Определить количество теплоты, отводимой в процессе сжатия и охлаждения сжатого воздуха до начальной температуры. Начальные параметры воздуха соответствуют нормальному состоянию.

Решение. При нормальных условиях масса 1 м³ кислорода равна 1,43 кг. При политропном сжатии температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 273 \cdot 5^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} = 358 \text{ К}; \; t_2 = 85°\text{С}.$$

Теплота, отводимая в политропном процессе сжатия,

$$Q = mc_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1) = 1{,}43 \cdot 0{,}722 \cdot \frac{1{,}2-1{,}4}{1{,}2-1}(358-273) =$$

$$= -87{,}8 \text{ кДж}.$$

Знак минус указывает на то, что теплота от воздуха в процессе сжатия отводится.

Теплота, отводимая при изобарном охлаждении воздуха,

$$Q = mc_p(T_2 - T_1) = 1{,}43 \cdot 1{,}013 \cdot 85 = 123 \text{ кДж}.$$

4-7. В процессе политропного сжатия воздуха в компрессоре от каждого нормального кубометра отводится 8,95 кДж теплоты. Температура воздуха в процессе сжатия увеличивается на 120°С. Определить показатель политропы сжатия.

Ответ: $n = 1{,}3$.

4-8. Одноступенчатый компрессор производительностью 0,75 м³/мин сжимает воздух от 0,1 МПа до 0,6 МПа. Определить эффективную мощность привода компрессора, если эффективный изотермический к. п. д. компрессора 0,6.

Решение. Теоретическая мощность изотермического сжатия воздуха

$$N_{из} = p_1 V_1 \ln\beta = 0{,}1 \cdot 10^3 \frac{0{,}75}{60} \cdot 2{,}3 \cdot \lg 6 = 2{,}24 \text{ кВт}.$$

Мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{e_{из}}} = \frac{2{,}24}{0{,}6} = 3{,}73 \text{ кВт}.$$

4-9. Определить механический к. п. д. одноступенчатого компрессора производительностью 5 м³/мин, сжимающего воздух от 0,098 МПа до 0,5 МПа. Эффективная мощность привода компрессора 21,5 кВт при индикаторном изотермическом к. п. д. 0,73.

Ответ: 0,845.

4-10. Компрессор сжимает воздух от 0,097 МПа до 0,8 МПа при температуре начала сжатия 30°С. Определить производительность компрессора в минуту, если эффективный изотермический к. п. д. 0,65 и эффективная мощность привода компрессора 26 кВт.

Ответ: 4,96 м³/мин (5,53 кг/мин).

4-11. Определить коэффициент подачи компрессора, если у него коэффициент вредного объема 3,5% и степень повышения давления в ступени 3,5. Принять параметры начала сжатия 0,098 МПа и 38°С. Параметры всасываемого воздуха 0,1 МПа и 25°С. Коэффициент, учитывающий утечки, принять равным 0,98. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, равен 1,1.

Решение. Объемный коэффициент компрессора

$$\lambda_0 = 1 - \sigma\left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1\right) = 1 - 0{,}035\left(3{,}5^{\frac{1}{1{,}1}} - 1\right) = 0{,}926.$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_0\lambda_p\lambda_\tau\lambda_{ут} = 0{,}926 \cdot \frac{0{,}098}{0{,}1} \cdot \frac{298}{311} \cdot 0{,}98 = 0{,}852.$$

4-12. Определить потери на трение (механические потери) в ступени сжатия воздушного компрессора производительностью 5 м³/мин, сжимающего воздух от 0,098 МПа до 0,35 МПа. Принять адиабатный индикаторный к. п. д. равным 0,72 и механический к. п. д. 0,88.

Ответ: 2,3 кВт.

4-13. Вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора имеет большую площадь по сравнению с диаграммой, ограниченной сверху и снизу изобарами давлений всасываемого и нагнетаемого газа. Определить потерю мощности вследствие сопротивления клапанов, если отношение сравниваемых индикаторных диаграмм составляет 0,85. Эффективная мощность компрессора 30 кВт, механический к. п. д. 0,87.

Ответ: 3,91 кВт.

4-14. Двухступенчатый компрессор сжимает воздух до 0,8 МПа по манометру, при этом температура воздуха в начале сжатия в первой ступени 25°С и во второй 49°С. Рассчитать разделение общей степени повышения давления по ступеням для получения одинаковой температуры конца сжатия в ступенях и определить величину этой температуры. Сжатие считать политропным с показателем 1,25.

Ответ: $\beta_I = 3{,}64$; $\beta_{II} = 2{,}47$.

4-15. Определить эффективную мощность трехцилиндрового двухступенчатого воздушного компрессора с диаметром двух цилиндров первой ступени сжатия 198 мм и диаметром цилиндра второй ступени сжатия 155 мм при ходе поршней 145 мм, если частота вращения вала 850 об/мин. Среднее индикаторное давление для первой ступени 0,17 МПа и второй — 0,31 МПа. Механический к. п. д. компрессора 0,77.

Решение. Индикаторная мощность цилиндра первой ступени сжатия

$$N_{iI} = \frac{p_i V_h n}{60} = \frac{0{,}17\pi \cdot 1{,}98^2 \cdot 1{,}45 \cdot 850}{4 \cdot 60} = 10{,}77 \text{ кВт}.$$

Индикаторная мощность цилиндра второй ступени сжатия

$$N_{iII} = \frac{0{,}31\pi \cdot 1{,}55^2 \cdot 1{,}45 \cdot 850}{4 \cdot 60} = 12{,}03 \text{ кВт}.$$

Общая индикаторная мощность

$$N_i = 2N_{iI} + N_{iII} = 2 \cdot 10{,}77 + 12{,}03 = 33{,}57 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_м} = \frac{33{,}57}{0{,}77} = 43{,}6 \text{ кВт}.$$

4-16. Для двухступенчатого двухцилиндрового компрессора с диаметрами цилиндров 350 и 200 мм и ходом поршней 200 мм определить среднее индикаторное давление в ступенях, если частота вращения вала 730 об/мин. Считать работу сжатия в ступенях одинаковой и общую индикаторную мощность равной 17,5 кВт.

Ответ: $p_{i\,I}=0{,}1175$ МПа; $p_{i\,II}=0{,}359$ МПа.

4-17. Трехступенчатый компрессор производительностью 500 м³/ч сжимает азот от 0,086 МПа до 5,5 МПа. За счет охлаждения газа после первой и второй ступеней сжатия температура начала сжатия во всех трех ступенях поддерживается одинаковой. Определить уменьшение мощности привода компрессора за счет охлаждения воздуха в промежуточных холодильниках, считая степень повышения давления в ступенях одинаковой и адиабатный эффективный к. п. д. равным 0,72.

Ответ: 47,8 кВт.

4-2. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Основные определения

По конструкции и способу перемещения газа вентиляторы делятся на центробежные и осевые. Полное давление, развиваемое вентилятором, равно разности полных давлений на нагнетающей $H^{н}_{п}$ и всасывающей $H^{вс}_{п}$ сторонах воздушного тракта

$$H_{п}=H^{н}_{п}-H^{вс}_{п}. \qquad (4\text{-}14)$$

Статическое давление вентилятора определяется как разность полного давления $H_{п}$ и динамического давления $H^{н}_{д}$ в нагнетательном патрубке вентилятора.

Динамическое давление вентилятора

$$H^{н}_{д}=\rho\frac{v^2}{2}, \qquad (4\text{-}15)$$

где ρ — плотность подаваемого вентилятором воздуха, кг/м³;

v — скорость воздуха в нагнетательном патрубке, м/с.

Давление, развиваемое вентилятором, зависит от гидравлического сопротивления воздушной сети. Чем больше сопротивление сети, тем меньше производительность вентилятора. Зависимость между производительностью вентилятора и развиваемым им давлением приводится в виде графиков или таблиц в справочниках по вентиляторам и представляет собой характеристику вентилятора.

Мощность привода вентилятора, Вт,

$$N_{в}=\frac{VH_{п}}{\eta_{в}}, \qquad (4\text{-}16)$$

где V — производительность вентилятора, м³/с;

$H_{п}$ — полное давление, создаваемое вентилятором, Н/м²;

$\eta_{в}$ — к. п. д. вентилятора, равный 0,5—0,85 в зависимости от типа и производительности.

Мощность электродвигателя, приводящего в движение вентилятор,

$$N_{э.д}=\frac{N_{в}}{\eta_{пер}\eta_{э.д}}, \qquad (4\text{-}17)$$

где $\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи, равный 0,85—0,95 при ременной передаче;

$\eta_{э.д}$ — к. п. д. электродвигателя.

Для геометрически подобных вентиляторов, отличающихся только геометрическими размерами, наблюдается подобие производительностей, создаваемых давлений и потребляемых мощностей.

Если известна производительность V_1, создаваемый напор H_1 и потребляемая мощность N_1 для одного из вентиляторов группы геометрически подобных машин, то для любого другого вентилятора этой же группы при условии равенства их к. п. д. соответствующие V_2, H_2 и N_2 будут определяться соотношениями:

$$V_2=V_1\frac{n_2}{n_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3; \qquad (4\text{-}18)$$

$$H_2=H_1\frac{\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \qquad (4\text{-}19)$$

$$N_2=N_1\frac{\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5, \qquad (4\text{-}20)$$

где n, D, ρ — соответственно сравниваемые значения чисел оборотов, диаметры колес и плотности нагнетаемого воздуха.

Задачи

4-18. Определить полное давление, развиваемое вентилятором, если его производительность 3000 м³/ч, а потребляемая вентилятором мощность при к. п. д. $\eta_{в}=0{,}52$ равна 1,8 кВт.

Ответ: $H_{п}=1120$ Н/м²=114 мм вод. ст.

4-19. Определить мощность привода вала вентилятора ЭВР № 6, подающего 7000 м³/ч воздуха плотностью $\rho=1{,}2$ кг/м³ при статическом давлении $H_{ст}=1100$ Н/м², если к. п. д. вентилятора $\eta_{в}=0{,}56$. Нагнетательное отверстие вентилятора имеет квадратное сечение площадью 0,1764 м².

Решение. Скорость воздуха в нагнетательном отверстии вентилятора

$$v=\frac{V}{3600f}=\frac{7000}{3600\cdot 0{,}1764}=11\ \text{м/с}.$$

Динамическое давление, создаваемое вентилятором,

$$H_{д}=\rho\frac{v^2}{2}=1{,}2\frac{11^2}{2}=72{,}6\ \text{Н/м}^2.$$

Полное давление вентилятора

$$H_{п}=H_{ст}+H_{д}=1100+72{,}6=1172{,}6\ \text{Н/м}^2.$$

Мощность привода вала вентилятора

$$N_в = \frac{Vp}{\eta_в} = \frac{7000 \cdot 1172{,}6}{3600 \cdot 0{,}56} = 4070 \text{ Вт}.$$

4-20. Как изменится производительность и развиваемое давление вентилятора Ц4-70 № 7, если повысить частоту вращения вала от 430 об/мин до 670 об/мин. При $n = 430$ об/мин производительность вентилятора $V_1 = 2000$ м³/ч и развиваемое давление $H_{п_1} = 150$ Н/м².

Ответ: $V_2 = 0{,}866$ м³/с; $H_{п_2} = 364{,}17$ Н/м².

4-21. Вентилятор ЭВР № 3 при частоте вращения вала $n = 1000$ об/м имеет производительность $V_1 = 2000$ м³/ч. При этом полное давление $H_{п_1} = 255$ Н/м². Диаметр колеса вентилятора $D_1 = 0{,}24$ м. Потребляемая мощность на валу $N_1 = 0{,}22$ кВт. Определить, какой диаметр колеса должен быть у вентилятора этой серии, чтобы его производительность удвоилась. Каково при этом будет развиваемое вентилятором давление и потребляемая мощность, если при увеличении диаметра скорость вращения вала понизить до 750 об/мин?

Ответ: $D_2 = 0{,}333$ м; $H_{п_2} = 276{,}14$ Н/м²; $N_2 = 0{,}477$ кВт.

4-22. Определить к. п. д. вентилятора, если его производительность 6650 м³/ч и полное давление $H_п = 1300$ Н/м². Мощность электродвигателя 5 кВт при к. п. д. $\eta_{э.д} = 0{,}9$. Электродвигатель приводит в движение вал вентилятора через клиноременную передачу с к. п. д. $\eta_{пер} = 0{,}89$.

Ответ: $\eta_в = 0{,}6$.

Глава пятая

ТОПЛИВО И ЕГО СЖИГАНИЕ

5-1. СОСТАВ ТОПЛИВА

Основные определения

В настоящее время главным источником получения энергии для бытовых и технологических целей является органическое топливо. Топливом называются углеродистые соединения, при сгорании которых выделяется количество тепла, достаточное для промышленного использования.

В состав топлива входят горючие и негорючие элементы. Характеристики топлива могут быть отнесены:

к рабочей массе составляющих элементов

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р + A^р + W^р = 100\%; \quad (5\text{-}1)$$

к сухой массе

$$C^с + H^с + O^с + N^с + S^с + A^с = 100\%; \quad (5\text{-}2)$$

к горючей массе

$$C^г + H^г + O^г + N^г + S^г = 100\%; \quad (5\text{-}3)$$

к органической массе

$$C^о + H^о + O^о + N^о + S^о_{ор} = 100\%. \quad (5\text{-}4)$$

В вышеприведенных формулах элементы топлива: C — углерод, H — водород, O — кислород, N — азот, S — сера, A — зола, W — влага заданы в процентах на 1 кг массы топлива.

Влага W и минеральные примеси, переходящие при горении в золу A, составляют балласт топлива $W+A$.

Пересчет элементарного состава топлива с одной массы на другую осуществляется по формулам типа

$$C^р = C^с K;\ H^р = H^г K \text{ и т. д.}, \quad (5\text{-}5)$$

где K — переводной коэффициент. Переводные коэффициенты для пересчета элементарного состава топлива с одной массы на другую приведены в табл. 5-1.

Теплотой сгорания топлива называется количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива. Для газообразного топлива теплоту сгорания относят к 1 м³ при нормальных физических условиях.

Различают теплоту сгорания топлива высшую $Q^р_в$ и низшую $Q^р_н$, кДж/кг:

$$Q^р_в - Q^р_н = 224H^р + 25W^р. \quad (5\text{-}6)$$

В практических расчетах чаще пользуются низшей теплотой сгорания топлива $Q^р_н$.

Низшую теплоту сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива, кДж/кг, определяют по формуле

$$Q^р_н = 338C^р + 1025H^р + 108{,}5(O^р - S^р) - 25W^р. \quad (5\text{-}7)$$

Для газообразного топлива, МДж/м³,

$$Q^с_н = 0{,}108H_2 + 0{,}126CO + 0{,}234H_2S + 0{,}358CH_4 + 0{,}638C_2H_6 + 0{,}913C_3H_8 + 1{,}187C_4H_{10} + 1{,}461C_5H_{12} + 0{,}591C_2H_4 + 0{,}86C_3H_6 + 1{,}135C_4H_8. \quad (5\text{-}8)$$

Для составления норм расхода, сравнения тепловой ценности различных видов топлива пользуются понятием условное топливо.

Теплота сгорания условного топлива принимается равной 7000 ккал/кг или 29,3 МДж/кг. Пересчет расходов натурального топлива на условное производится с помощью теплового эквивалента топлива

$$B_у = B_р Э, \quad (5\text{-}9)$$

где $B_у$ и $B_р$ — расходы соответственно условного и рабочего топлива, кг;

$Э$ — тепловой эквивалент топлива, определяемый как частное от деления теплоты сгорания натурального топлива на теплоту сгорания условного топлива,

$$Э = \frac{Q^р_н}{7000}, \text{ если } Q^р_н \text{ — в ккал/кг}; \quad (5\text{-}10)$$

так как $7000 \cdot 4{,}19 = 29{,}3$ МДж/кг,

то

$$Э = \frac{Q^{р}_{н}}{29{,}3}, \text{ если } Q^{р}_{н} \text{ — в МДж/кг.} \qquad (5\text{-}11)$$

Задачи

5-1. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива следующего элементарного состава:

$$C^{г}=93{,}5\%;\ H^{г}=1{,}8\%;\ N^{г}=1{,}0\%;\ O^{г}=1{,}7\%;\ S^{г}=2\%;$$
$$A^{р}=13{,}3\%;\ W^{р}=5\%.$$

Решение. Для пересчета состава топлива с горючей массы на рабочую определим коэффициент пересчета (см. табл. 5-1).

$$K = \frac{100-(A^{р}+W^{р})}{100} = \frac{100-(13{,}3+5)}{100} = 0{,}817.$$

Тогда $C^{р}=93{,}5\cdot 0{,}817=76{,}4\%$;
$H^{р}=1{,}8\cdot 0{,}817=1{,}47\%$;
$N^{р}=1\cdot 0{,}817=0{,}817\%$;
$O^{р}=1{,}7\cdot 0{,}817=1{,}39\%$;
$S^{р}_{л}=2\cdot 0{,}817=1{,}634\%$.

Для проверки точности вычислений определим сумму

$$C^{р}+H^{р}+N^{р}+O^{р}+S^{р}+A^{р}+W^{р}=100\%;$$
$$76{,}4+1{,}47+0{,}817+1{,}39+1{,}634+13{,}3+5=100\%.$$

Теплота сгорания топлива на рабочую массу [см. формулу (5-7)]

$$Q^{р}_{н}=338\cdot 76{,}4+1025\cdot 1{,}47-108{,}5(1{,}39-1{,}634)-25\cdot 5=$$
$$=27211{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

5-2. Топливо задано элементарным составом горючей массы. Определить коэффициент пересчета на рабочую массу, если известны следующие величины: $A^{р}=18{,}2\%$; $W^{р}=32\%$.

Ответ: $K=0{,}502$.

5-3. Определить коэффициент пересчета зольности с сухой массы на рабочую, если заданы следующие величины: $A^{с}=13{,}5\%$; $W^{р}=9{,}2\%$.

Ответ: $K=0{,}908$.

5-4. Определить рабочий состав топлива по заданному составу горючей массы

$$C^{г}=80{,}0\%;\ H^{г}=5{,}6\%;\ O^{г}=5{,}1\%;\ N^{г}=1{,}2\%;$$
$$S^{г}=8{,}1\%;\ A^{с}=27{,}5\%;\ W^{р}=4\%.$$

Ответ: $A^{р}=26{,}4\%$; $C^{р}=55{,}8\%$; $H^{р}=3{,}9\%$; $N^{р}=0{,}8\%$; $S^{р}=5{,}6\%$; $O^{р}=3{,}5\%$.

5-5. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива по заданному элементарному составу топлива

$$C^{р}=45{,}5\%;\ H^{р}=3{,}1\%;\ N^{р}=0{,}8\%;\ S^{р}_{л}=3{,}7\%;$$
$$O^{р}=8{,}4\%;\ A^{р}=13{,}5\%;\ W^{р}=25\%.$$

Таблица 5-1

Заданная масса топлива	Масса топлива, на которую делается пересчет			
	рабочая	сухая	горючая	органическая
Рабочая	1	$\frac{100}{110-W^{р}}$	$\frac{100}{100-(A^{р}+W^{р})}$	$\frac{100}{100-(S^{р}_{л}+A^{р}+W^{р})}$
Сухая	$\frac{100-W^{р}}{100}$	1	$\frac{100}{100-A^{с}}$	$\frac{100}{100-(S^{с}_{л}+A^{с})}$
Горючая	$\frac{100-(A^{р}+W^{р})}{100}$	$\frac{100-A^{с}}{100}$	1	$\frac{100}{100-S^{г}_{л}}$
Органическая	$\frac{100-(S^{р}_{л}+A^{р}+W^{р})}{100}$	$\frac{100-(S^{с}_{л}+A^{с})}{100}$	$\frac{100-S^{г}_{л}}{100}$	1

Решение. Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (5-7)

$$Q^{р}_{н} = 338C^{р} + 1025H^{р} - 108{,}5(O^{р} - S^{р}_{л}) - 25W^{р},$$

$$Q^{р}_{н} = 338 \cdot 45{,}5 + 1025 \cdot 3{,}1 - 108{,}5(8{,}4 - 3{,}7) - 25 \cdot 25 = 17\,400 \text{ кДж/кг}.$$

5-6. Определить теплоту сгорания хвойной древесины, если при влажности $W^{р} = 45\%$ и зольности $A^{с} = 1\%$ элементарный состав горючей массы характеризуется следующими величинами:

$$C^{г} = 51\%;\ H^{г} = 6{,}15\%;\ O^{г} = 42{,}25\%;\ N^{г} = 0{,}6\%.$$

Ответ: $Q^{р}_{н} = 9135$ кДж/кг.

5-7. Определить низшую и высшую теплоту сгорания рабочей массы, если задан следующий элементарный состав топлива:

$$C^{р} = 60{,}8\%;\ H^{р} = 4{,}3\%;\ N^{р} = 0{,}9\%;\ O^{р} = 11{,}5\%;\ S^{р}_{л} = 0{,}5\%;$$

$$A^{р} = 10\%;\ W^{р} = 12\%.$$

Ответ: $Q^{р}_{н} = 23{,}4$ МДж/кг; $Q^{р}_{в} = 24{,}66$ МДж/кг.

5-8. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы мазута следующего элементарного состава:

$$W^{р} = 3\%;\ A^{р} = 0{,}3\%;\ S^{р}_{л} = 0{,}5\%;\ C^{р} = 85{,}3\%;$$

$$H^{р} = 10{,}2\%;\ (N^{р} + O^{р}) = 0{,}7\%;\ O^{р} = 0{,}5\%.$$

Ответ: $Q^{р}_{н} = 39\,000$ кДж/кг.

5-9. Определить теплоту сгорания сухого природного газа следующего элементарного состава:

$$H_2S = 1{,}0\%;\ CO_2 = 0{,}2\%;\ CH_4 = 76{,}7\%;\ C_2H_6 = 4{,}5\%;$$

$$C_3H_8 = 1{,}7\%;\ C_4H_{10} = 0{,}8\%;\ C_5H_{12} = 0{,}6\%;\ N_2 = 14{,}5\%.$$

Ответ: $Q^{с}_{н} = 33\,980$ кДж/м³.

5-10. Определить теплоту сгорания сухого генераторного газа, получаемого из донецкого антрацита. Состав газа характеризуется следующими данными: $H_2S = 0{,}2\%$; $CO_2 = 5{,}5\%$; $O_2 = 0{,}2\%$; $CO = 27{,}5\%$; $H_2 = 13{,}5\%$; $CH_4 = 0{,}5\%$; $N_2 = 52{,}6\%$.

Ответ: $Q^{с}_{н} = 5170$ кДж/м³.

5-11. Определить теплоту сгорания сухого газообразного топлива следующего объемного состава: $CO = 0{,}1\%$; $CH_4 = 97{,}9\%$; $C_2H_6 = 0{,}5\%$; $C_3H_8 = 0{,}2\%$; $C_4H_{10} = 0{,}1\%$; $N_2 = 1{,}3\%$.

Решение. Теплота сгорания газообразного топлива определяется по формуле (5-8)

$$Q^{с}_{н} = 0{,}358 \cdot 97{,}9 + 0{,}638 + 0{,}5 + 0{,}913 \cdot 0{,}2 + 1{,}187 \cdot 0{,}1 =$$

$$= 35 + 0{,}319 + 0{,}1826 + 0{,}1187 = 35{,}72 \text{ МДж/м}^3.$$

5-12. На электростанции за год израсходовано $2{,}0 \cdot 10^9$ кг натурального топлива с низшей теплотой сгорания рабочей массы $Q^{р}_{н} = 16\,750$ кДж/кг. Определить годовой расход условного топлива на электростанции.

Решение. Для пересчета расхода натурального топлива на условное воспользуемся формулой (5-11)

$$Э = \frac{Q^{р}_{н}}{29{,}3} = \frac{16\,750}{29{,}3 \cdot 10^3} = 0{,}572.$$

Тогда

$$B_{у} = 2{,}0 \cdot 10^3 \cdot 0{,}572 = 1{,}144 \text{ кг}.$$

5-13. Определить тепловой эквивалент природного газа, имеющего теплоту сгорания $Q^{с}_{н} = 34\,000$ кДж/м³.

Ответ: $Э = 1{,}16$.

5-14. Определить тепловой эквивалент генераторного газа с теплотой сгорания $Q^{р}_{н} = 5500$ кДж/кг.

Ответ: $Э = 0{,}187$.

5-15. На складе электростанции создан запас бурого угля в количестве 25 000 т и антрацитового штыба в количестве 1500 т. Элементарный состав бурого угля

$$C^{р} = 34{,}8\%;\ H^{р} = 2{,}4\%;\ O^{р} = 9{,}4\%;\ N^{р} = 0{,}7\%;$$

$$S^{р}_{л} = 2{,}5\%;\ A^{р} = 18{,}2\%;\ W^{р} = 32\%.$$

Элементарный состав антрацитового штыба $C^{р} = 71{,}4\%$; $H^{р} = 1{,}4\%$; $O^{р} = 1{,}4\%$; $N^{р} = 0{,}9\%$; $S^{р}_{л} = 1{,}5\%$; $A^{р} = 16{,}0\%$; $W^{р} = 7{,}4\%$. Определить суммарный запас топлива на складе в тоннах условного топлива.

Ответ: $B_{у} = 12\,154$ т.

5-16. В котельной за сутки сжигается 240 т натурального топлива с теплотой сгорания $Q^{р}_{н} = 17\,200$ кДж/кг. Определить часовой расход в тоннах условного топлива.

Ответ: $B_{у} = 140{,}88$ т.

5-2. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Основные определения

Горение топлива — это химический процесс соединения горючих веществ топлива с кислородом воздуха, который сопровождается интенсивным выделением тепла. Горение топлива может быть полным или неполным.

Горение будет полным, если оно происходит при достаточном количестве окислителя и завершается полным окислением горючих элементов топлива. Газообразные продукты сгорания при этом состоят в основном из CO_2, H_2O и N_2.

При неполном сгорании в продуктах сгорания, кроме перечисленных соединений, содержится CO.

Теоретическое количество воздуха кг, необходимое для сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива при нормальных условиях, определяется по формуле

$$L_{т} = \frac{2{,}67C^{р} + 8H^{р} + S^{р}_{л} - O^{р}}{100 \cdot 0{,}23} \qquad (5\text{-}12)$$

При нормальных условиях плотность воздуха $\rho_{в} = 1{,}293$ кг/м³, поэтому объемный расход воздуха $V_{т}$, м³/кг, для сгорания 1 кг топлива определяется по формуле

$$V_{т} = \frac{L_{т}}{1{,}293}, \qquad (5\text{-}13)$$

или

$$V_т = 0{,}0889C^р + 0{,}265H^р + 0{,}033(S^р_л - O^р), \qquad (5\text{-}14)$$

где $C^р$, $H^р$, $S^р$, $O^р$ — элементарный состав топлива на рабочую массу, %.

Действительное количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива, определяется путем умножения теоретически необходимого количества воздуха на коэффициент избытка воздуха

$$V_д = \alpha V_т. \qquad (5\text{-}15)$$

Для газообразного топлива теоретически необходимое количество воздуха, в м³, для сгорания 1 м³ сухого газа определяется по формуле

$$V_т = 0{,}0478\left[0{,}5CO^т + 0{,}5H^т_2 + 1{,}5H_2S^т + 2CH^т_4 + \right.$$
$$\left. + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH^т_n - O^т_2\right], \qquad (5\text{-}16)$$

где $CO^т$, $H^т_2$ и т. д. — содержание отдельных газов в газообразном топливе в процентах по объему. Символом C_mH_n обозначены непредельные углеводороды (например, C_2H_4).

Действительное количество воздуха $V_д$ определяется по формуле (5-15).

Объем дымовых газов $V_г$ определяется суммированием объемов сухих газов $V_{с.г}$ и водяных паров $V_{в.п}$:

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п}. \qquad (5\text{-}17)$$

При этом

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2},$$

где $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$.

Следует обращать внимание на количество воздуха, участвовавшего в процессе горения.

При $\alpha = 1$ $V_д = V_т$, что дает минимальный объем сухих газов $V^{мин}_{с.г}$; при $\alpha > 1$ объем сухих газов следует определять с учетом избытка воздуха

$$V_{с.г} = V^{мин}_{с.г} + (\alpha - 1)V_т; \qquad (5\text{-}18)$$

$$V^{мин}_{с.г} = 0{,}79V_т + 0{,}0187K^р, \qquad (5\text{-}19)$$

где $0{,}79V_т$ — объем азота в теоретически необходимом количестве воздуха, м³/кг; $0{,}0187K^р$ — объем трехатомных газов

$$K^р = C^р + 0{,}375S^р. \qquad (5\text{-}20)$$

Объем водяных паров, м³/кг, при плотности в нормальных условиях $\rho_{в.п} = 0{,}805$ кг/м³ определяется по формуле

$$V_{в.п} = \frac{9H^р + W^р}{100 \cdot 0{,}805}, \qquad (5\text{-}21)$$

или

$$V_{в.п} = 0{,}0124(9H^р + W^р). \qquad (5\text{-}22)$$

Объем продуктов сгорания газообразного топлива определяется также по формуле (5-17), при этом

$$V_{RO_2} = 0{,}01\,(CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_4). \qquad (5\text{-}23)$$

При $\alpha = 1$

$$V^{мин}_{H_2O} = 0{,}01\,(H_2S + H_2 + 2CH_4 + 0{,}124d_г + \Sigma\frac{n}{2}C_mH_n) + 0{,}0161V_т, \qquad (5\text{-}24)$$

где $d_г$ — влагосодержание газообразного топлива, г/м³.

При $\alpha > 1$

$$V_{H_2O} = V^{мин}_{H_2O} + 0{,}0161\,(\alpha - 1)V_т. \qquad (5\text{-}25)$$

Объем сухих газов при $\alpha > 1$ определяется с учетом того, что

$$V^{мин}_{с.г} = V_{RO_2} + V^{мин}_{N_2}; \qquad (5\text{-}26)$$

$$V^{мин}_{N_2} = 0{,}79V_т + \frac{N_2}{100}.$$

При атмосферном давлении и температуре t объем газов, м³/кг, определяется по формуле

$$V^t_г = V_г\left(1 + \frac{t}{273}\right). \qquad (5\text{-}27)$$

Энтальпия продуктов сгорания I кДж/кг определяется как сумма минимальной энтальпии продуктов сгорания (при $\alpha = 1$) и энтальпии избыточного воздуха при температуре продуктов сгорания $t_г$, °С.

При $\alpha > 1$

$$I = I^{мин}_г + (\alpha - 1)I^{мин}_в, \qquad (5\text{-}28)$$

где $I^{мин}_в = V_т c_в t_г$ — энтальпия воздуха при $\alpha = 1$, кДж/кг;

$I^{мин}_г$ — энтальпия продуктов сгорания при $\alpha = 1$, кДж/кг,

$$I^{мин}_г = (V^{мин}_г + V^{мин}_{в.п}c_{в.п})\,t_г;$$

$c_в$, $c_г$, $c_{в.п}$ — соответственно средние изобарные объемные теплоемкости воздуха, газов и водяных паров;

$t_в$ и $t_г$ — соответственно температуры воздуха и продуктов сгорания, °С.

Задачи

5-17. Определить объем и энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки, а также теоретическое и действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³ природного газа следующего состава: $CO_2 = 0{,}2\%$; $CH_4 = 97{,}9\%$; $C_2H_4 = 0{,}1\%$; $N_2 = 1{,}8$. Коэф-

фициент избытка воздуха $\alpha=1{,}1$; температура газов на выходе из топки $t_г=1000°C$.

Решение. Теоретически необходимое количество воздуха определим по формуле (5-16)

$$V_т=0{,}0478\left[0+0+0+2\cdot97{,}9+\left(2+\frac{4}{4}\right)0{,}1-0\right]=$$

$$=0{,}0478\cdot195{,}4=9{,}35\ м^3\ воздуха/м^3\ газа.$$

Действительное количество воздуха

$$V_д=\alpha V_т=1{,}1\cdot9{,}35=10{,}285\ м^3\ воздуха/м^3\ газа.$$

Состав продуктов сгорания найдем по формуле (5-17)

$$V_г=V_{с.г}+V_{в.п},$$

где

$$V_{с.г}=V^{мин}_{с.г}+(\alpha-1)V_т;$$

$$V^{мин}_{с.г}=V_{RO_2}+V^{мин}_{N_2};$$

$$V_{RO_2}=0{,}01\,(CO_2+CO+H_2S+CH_4+2C_2H_4);$$

$$V^{мин}_{N_2}=0{,}79V_т+\frac{N_2}{100}.$$

Объем водяных паров при $\alpha=1{,}1$

$$V_{в.п}=V^{мин}_{в.п}+0{,}0161\,(\alpha-1)V_т;$$

$$V^{мин}_{в.п}=0{,}01\,(H_2S+H_2+2CH_4+0{,}124d_г+C_2H_4)+0{,}0161V_т,$$

где $d_г$ — влагосодержание газообразного топлива, г/м³.

По условию задачи $d_г=0$.

Определим $V_{RO_2}=0{,}01\,(0{,}2+0+0+97{,}9+2\cdot0{,}1)=$
$=0{,}983\ м^3/м^3$.

Затем

$$V_{N_2}=0{,}79\cdot9{,}35+\frac{1{,}8}{100}=7{,}4\ м^3/м^3.$$

Объем сухих газов при $\alpha=1$

$$V^{мин}_{с.г}=0{,}983+7{,}4=8{,}383\ м^3/м^3.$$

Объем сухих газов при $\alpha=1{,}1$

$$V_{с.г}=8{,}383+(1{,}1-1)9{,}35=9{,}318\ м^3/м^3.$$

Объем водяных паров при $\alpha=1$

$$V^{мин}_{в.п}=0{,}01\,(0+0+2\cdot97{,}9+0+0{,}1)+0{,}0161\cdot9{,}35=$$

$$=0{,}01\cdot195{,}9+0{,}1505=2{,}11\ м^3/м^3.$$

Объем водяных паров при $\alpha=1{,}1$

$$V_{в.п}=2{,}11+0{,}0161\cdot(1{,}1-1)9{,}35=2{,}11+0{,}015=2{,}125\ м^3/м^3.$$

Полный объем продуктов сгорания при $\alpha=1{,}1$

$$V_г=9{,}318+2{,}125=11{,}443\ м^3/м^3.$$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре $t_г=1000°C$ определяется по формуле (5-27).

При $\alpha=1{,}1$

$$I_г=I^{мин}_г+(\alpha-1)V_т c_п t_г,$$

где

$$I^{мин}_г=(V^{мин}_{с.г}c_г+V^{мин}_{в.п}c_{в.п})\,t_г.$$

Средняя объемная теплоемкость газов при $t=1000°C$

$$c_г=\frac{V_{с.г}c_{с.г}+V_{п.п}c_{в.п}}{V_г};\quad V_{с.г}c_г=V_{RO_2}c_{RO_2}+V^{мин}_{N_2}c_{N_2}.$$

Теплоемкость отдельных компонентов продуктов сгорания берем из табл. 2-2.

$$c_{RO_2}=c_{CO_2}=2{,}2035\ кДж/(м^3\cdot К);\ c_N=1{,}3917\ кДж/(м^3\cdot К);$$

$$c_{в.п}=1{,}7229\ кДж/(м^3\cdot К);\ c_п=1{,}4097\ кДж/(м^3\cdot К);$$

$$c_г=\frac{0{,}983\cdot2{,}2035+7{,}4\cdot1{,}3917+2{,}125\cdot1{,}7229}{11{,}443}=$$

$$=1{,}42\ кДж/(м^3\cdot К).$$

Энтальпия продуктов сгорания

$$I^{мин}_г=(8{,}383\cdot1{,}42+2{,}125\cdot1{,}7229)\cdot1000=15{,}55\cdot10^3\ кДж/м^3;$$

$$I_г=15{,}55\cdot10^3+(1{,}1-1)9{,}35\cdot1{,}4097\cdot1000=16{,}87\cdot10^3\ кДж/м^3.$$

5-18. Определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа, состав которого: $CO_2=0{,}1\%$; $CH_4=97{,}9\%$; $C_2H_6=0{,}5\%$; $C_3H_8=0{,}2\%$; $C_4H_{10}=0{,}1\%$; $N_2=1{,}3\%$.

Ответ: $V_т=9{,}5\ м^3/м^3$.

5-19. Определить теоретически необходимое и действительное количество воздуха для сгорания антрацита следующего элементарного состава: $W^р=5\%$; $A^р=13{,}3\%$; $S^р_л=1{,}7\%$; $C^р=76{,}4\%$; $H^р=1{,}5\%$; $N^р=0{,}8\%$; $O^р=1{,}3\%$.

Коэффициент избытка воздуха в топочной камере принять равным $\alpha=1{,}2$.

Решение. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива определяется по формуле (5-14)

$$V_т=0{,}0889C^р+0{,}265H^р+0{,}033(S^р_л-O^р)=$$

$$=0{,}0889\cdot76{,}4+0{,}265\cdot1{,}5+0{,}033(1{,}7-1{,}3)=7{,}2\ м^3/кг.$$

Действительное количество воздуха определяется по формуле (5-15)

$$V_д=\alpha V_т=1{,}2\cdot7{,}2=8{,}64\ м^3/кг.$$

5-20. Определить теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива следующего элементарного состава:

$$W^{р}=13\%;\ A^{р}=10{,}4\%;\ S^{р}_{л}=0{,}6\%;\ C^{р}=67{,}9\%.$$

$$H^{р}=4{,}8\%;\ N^{р}=1{,}9\%;\ O^{р}=1{,}4\%.$$

Ответ: $V_{т}=7{,}28$ м³/кг.

5-21. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа, если коэффициент избытка воздуха $\alpha=1{,}1$, а теоретически необходимое количество воздуха $V_{т}=9{,}51$ м³/м³.

Ответ: $V_{д}=10{,}461$ м³/м³.

5-22. Определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа следующего состава: $CO_2=0{,}3\%$; $O_2=0{,}2\%$; $CH_4=89{,}9\%$; $C_2H_6=3{,}1\%$; $C_3H_8=0{,}9\%$; $C_4H_{10}=0{,}4\%$; $N_2=5{,}2\%$.

Ответ: $V_{т}=9{,}33$ м³/м³.

5-23. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа следующего состава: $CH_4=92{,}2\%$; $C_2H_8=0{,}8\%$; $C_4H_{10}=0{,}1\%$; $N_2=6{,}9\%$. Коэффициент избытка воздуха $\alpha=1{,}1$.

Ответ: $V_{д}=9{,}83$ м³/м³.

5-24. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа, если известны $V_{т}=9$ м³/м³, $\alpha=1{,}15$.

Ответ: $V_{д}=10{,}35$ м³/м³.

5-25. Определить объем сухих газов и объем водяных паров при сгорании топлива следующего элементарного состава:

$$W^{р}=26\%;\ A^{р}=17\%;\ S^{р}_{л}=0{,}6\%;\ C^{р}=41{,}9\%;$$

$$H^{р}=2{,}7\%;\ N^{р}=0{,}5\%;\ O^{р}=11{,}3\%.$$

Коэффициент избытка воздуха принять равным $\alpha=1{,}25$.

Решение. Объем сухих газов определяется по формуле

$$V_{с.г}=V^{мин}_{с.г}+(\alpha-1)V_{т},$$

где

$$V^{мин}_{с.г}=0{,}79V_{т}+0{,}0187K^{р}.$$

В свою очередь $K^{р}=C^{р}+0{,}375S^{р}_{л}$.

Таким образом,

$$V_{с.г}=0{,}79V_{т}+0{,}0187(C^{р}+0{,}375S^{р}_{л})+(\alpha-1)V_{т}.$$

Определим теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива по формуле

$$V_{т}=0{,}0889\cdot41\cdot9+0{,}265\cdot2{,}7+0{,}033(0{,}6-11{,}3)=4{,}1\ м^3/кг.$$

Тогда $V_{с.г}=0{,}79\cdot4{,}1+0{,}0187(41{,}9+0{,}375\cdot0{,}6)+(1{,}25-1)4{,}1=$
$=3{,}24+0{,}787+1{,}025=5{,}051$ м³/кг.

Объем водяных паров определим по формуле

$$V_{в.п}=\frac{9H^{р}+W^{р}}{100\cdot0{,}805}=\frac{9\cdot2{,}7+26}{100\cdot0{,}805}=0{,}625\ м^3/кг.$$

5-26. Определить объем сухих газов и объем водяных паров при $\alpha=1$ для топлива, имеющего следующий элементарный состав:

$$W^{р}=37\%;\ A^{р}=9{,}5\%;\ S^{р}_{л}=0{,}2\%;\ C^{р}=37{,}8\%;$$

$$H^{р}=2{,}3\%;\ N^{р}=0{,}5\%;\ O^{р}=12{,}7\%.$$

Ответ: $V_{т}=3{,}56$ м³/кг; $V_{в.п}=0{,}77$ м³/кг.

5-27. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при нормальных условиях равно $V_{т}=9{,}35$ м³/кг. Определить действительный объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}15$ и температуре $t_{в}=25°C$.

Решение. Действительное количество воздуха

$$V_{д}=\alpha V_{т},$$

$$V_{д}=1{,}15\cdot9{,}35=10{,}75\ м^3/кг;$$

расход воздуха при $t_{в}=25°C$

$$V^{t}_{д}=V_{д}\left(1+\frac{t_{в}}{273}\right)=10{,}75\left(1+\frac{25}{273}\right)=11{,}73\ м^3/кг.$$

5-3. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Основные определения

Основными тепловыми характеристиками слоевых топок являются:

удельное тепловое напряжение зеркала горения, кВт/(м²·ч),

$$\frac{Q}{R}=\frac{BQ^{р}_{н}}{R},\qquad(5\text{-}29)$$

где B — расход топлива, кг/с;

$Q^{р}_{н}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

R — площадь колосниковой решетки, м²;

удельное тепловое напряжение топочного объема, кВт/(м³·ч),

$$\frac{Q}{V_{т}}=\frac{BQ^{р}_{н}}{V_{т}},\qquad(5\text{-}30)$$

где $V_{т}$ — объем топочного пространства, м³.

Задачи

5-28. В топке парового котла со слоевым сжиганием топлива на цепной решетке расходуется 6500 кг/ч топлива с теплотой сгорания $Q^{р}_{н}=10\,700$ кДж/кг. Определить активную площадь цепной решетки и объем топочной камеры, если допустимое тепловое напряжение зеркала горения $Q/R=4{,}19\cdot10^{6}$ кДж/(м²·ч), а напряжение топочного пространства $Q/V_{т}=1{,}050\cdot10^{6}$ кДж/(м³·ч).

Решение. Активная площадь зеркала горения цепной решетки определяется на основе формулы (5-29)

$$R_{з.г}=\frac{BQ^{р}_{н}}{(Q/R)}=\frac{6500\cdot10\,700}{4{,}19\cdot10^{6}}=16{,}6\ м^2.$$

Объем топки котла определяется из формулы (5-30)

$$V_{т}=\frac{BQ^{р}_{н}}{(Q/V_{т})}=\frac{6500\cdot10\,700}{1{,}05\cdot10^{6}}=66\ м^3.$$

5-29. В топке парового котла сжигается 6000 кг/ч топлива с теплотой сгорания $Q^{р}_{н}=21\,000$ кДж/кг. Определить удельное тепловое напряжение зеркала горения и топочного объема, если $R_{з.г}=33{,}1$ м²; $V_т=130$ м³.

Ответ: $Q/R=3{,}82\cdot10^{5}$ кДж/(м²·ч); $Q/V_т=0{,}97\cdot10^{5}$ кДж/(м³·ч).

5-30. Определить площадь колосниковой решетки для сжигания $B=7300$ кг/ч топлива, если $Q^{р}_{н}=12\,000$ кДж/кг, а допустимое тепловое напряжение зеркала горения $Q/R=3{,}35\cdot10^{6}$ кДж/(м²·ч).

Ответ: $R=26{,}2$ м².

Глава шестая

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

6-1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС, К. П. Д. КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА И РАСХОД ТОПЛИВА

Основные определения

Если принять количество тепла, вносимого в топку котельного агрегата равным теплоте сгорания 1 кг топлива, то уравнение теплового баланса котельного агрегата записывается в следующем виде:

$$Q^{р}_{н}=Q_1+\Sigma Q_{пот}, \qquad (6\text{-}1)$$

где $Q^{р}_{н}$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг;

Q_1 — полезно использованное (на получение пара) тепло, кДж/кг;

$\Sigma Q_{пот}$ — сумма всех тепловых потерь в котельном агрегате, кДж/кг,

$$\Sigma Q_{пот}=Q_2+Q_3+Q_4+Q_5, \qquad (6\text{-}2)$$

Q_2 — потери тепла с уходящими газами, кДж/кг;

Q_3 — потери тепла от химической неполноты сгорания, кДж/кг;

Q_4 — потери от механической неполноты сгорания, кДж/кг;

Q_5 — потери тепла в окружающую среду, кДж/кг.

Тепловые потери могут быть отнесены к теплоте сожженного топлива в процентах. Тогда

$$100=q_1+\Sigma q_{пот}; \qquad (6\text{-}3)$$

$$\Sigma q_{пот}=q_2+q_3+q_4+q_5, \qquad (6\text{-}4)$$

где

$$q_1=\frac{Q_1}{Q^{р}_{н}}100;\ q_2=\frac{Q_2}{Q^{р}_{н}}100;\ q_3=\frac{Q_3}{Q^{р}_{н}}100;$$

$$q_4=\frac{Q_4}{Q^{р}_{н}}100;\ q_5=\frac{Q_5}{Q^{р}_{н}}100. \qquad (6\text{-}5)$$

Полезно использованное тепло топлива в котельном агрегате может быть определено двумя способами:

1) как разность тепла топлива и суммы всех потерь тепла

$$Q_1=Q^{р}_{н}-\Sigma Q_{пот}; \qquad (6\text{-}6)$$

2) из уравнения теплового баланса

$$BQ_1=D(i_п-i_{п.в}), \qquad (6\text{-}7)$$

откуда

$$Q_1=\frac{D(i_п-i_{п.в})}{B}, \qquad (6\text{-}8)$$

где B — расход топлива, кг/ч;

D — количество получаемого пара, кг/ч;

$i_п$ — энтальпия пара, кДж/кг;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Коэффициент полезного действия котельного агрегата в процентах (к. п. д.) $\eta_{к.а}$ может быть представлен как отношение полезно использованного тепла к теплу топлива

$$\eta_{к.а}=\frac{Q_1}{Q^{р}_{н}}100 \qquad (6\text{-}9)$$

или получен из уравнения теплового баланса

$$\eta_{к.а}=q_1=100-\Sigma q_{пот}. \qquad (6\text{-}10)$$

Если известны паропроизводительность котельного агрегата, параметры пара и питательной воды, то к. п. д. котельного агрегата можно определить из выражения

$$\eta_{к.а}=\frac{D(i_п-i_{п.в})}{BQ^{р}_{н}}100\%. \qquad (6\text{-}11)$$

Потери тепла с уходящими газами Q_2 определяются как разность между энтальпией уходящих газов и энтальпией воздуха, участвовавшего в горении и поступившего через неплотности в обмуровке:

$$Q_2=(V_{г.ух}c_г t_{ух}-\alpha_{ух}V_т c_в t_в)\left(1-\frac{q_4}{100}\right), \qquad (6\text{-}12)$$

где $V_{г.ух}$ — объем дымовых газов на выходе из последнего газохода, м³/кг;

$c_г$ — средняя объемная теплоемкость газов, кДж/(м³·К) при $t_{ух}$;

$t_{ух}$ — температура дымовых газов за котлоагрегатом, °С;

$\alpha_{ух}$ — коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом;

$V_т$ — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, м³/кг;

$c_в$ — средняя объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К) при $t_в$;

$t_в$ — температура воздуха в котельной, °С.

Потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг,

$$Q_3=237K^{р}\frac{CO}{RO_2+CO}, \qquad (6\text{-}13)$$

где $K^{р}$ — приведенное содержание углерода в топливе, определяемое по формуле (5-19), %;

CO — содержание окиси углерода в уходящих газах, %;

RO_2 — содержание CO_2+SO_2 в уходящих газах, %.

Потери тепла от механического недожога Q_4, кДж/кг, обусловлены тем, что отдельные частицы топлива полностью не сгорают в топочном устройстве:

$$Q_4 = Q_4^{шл} + Q_4^{пр} + Q_4^{ун}, \qquad (6\text{-}14)$$

где $Q_4^{шл}$ — потери со шлаком, кДж/кг;

$Q_4^{пр}$ — потери с провалом, кДж/кг;

$Q_4^{ун}$ — потери с уносом, кДж/кг.

Потери тепла в окружающую среду Q_5 являются следствием теплоотдачи наружных поверхностей обмуровки и металлических частей котлоагрегата, имеющих более высокую температуру, чем температура окружающей среды.

В расчетах потери Q_5, кДж/кг, принимаются по нормативным данным, а при испытаниях котельных агрегатов определяются из уравнения теплового баланса

$$Q_5 = Q^р_н - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4). \qquad (6\text{-}15)$$

Расчетная формула для определения расхода топлива

$$B = \frac{D\,(i_п - i_{п.в})}{Q^р_н \eta_{к.а}}. \qquad (6\text{-}16)$$

Отношение часовой паропроизводительности котельной установки к часовому расходу топлива называется испарительной способностью топлива, кг пара/кг топлива,

$$И = \frac{D_ч}{B_ч}. \qquad (6\text{-}17)$$

Зная $Q^р_н$ и $\eta_{к.а}$, испарительную способность можно определить по формуле

$$И = \frac{Q^р_н \eta_{к.а}}{i_п - i_{п.в}}, \qquad (6\text{-}18)$$

Задачи

6-1. Составить тепловой баланс, определить к. п. д. и расход топлива для котельного агрегата по следующим исходным данным:

Паропроизводительность	$D_ч = 240$ т/ч
Давление пара в барабане	$p_К = 100$ кгс/см^2
Температура перегретого пара	$t_п = 510$°С
Температура питательной воды	$t_{п.в} = 215$°С

Топливо марки ПСМ Донецкого бассейна с теплотой сгорания $Q^р_н = 15\,300$ кДж/кг сжигается в камерной топке в пылевидном состоянии

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	$V_т = 4{,}15$ м^3/кг
Коэффициент избытка воздуха за последним газоходом	$\alpha_{ух} = 1{,}39$
Объем газов за последним газоходом	$V_{ух} = 6{,}06$ м^3/кг
Температура уходящих газов	$t_{ух} = 160$°С

Средняя объемная теплоемкость продуктов сгорания при $t_{ух}$	$c_г = 1{,}415$ кДж/(м^3·К)
Температура воздуха в котельной	$t_в = 30$°С
Объемная теплоемкость воздуха	$c_в = 1{,}297$ кДж/(м^3·К)
Потери тепла от химической неполноты сгорания	$q_3 = 0{,}5\%$
Потери тепла от механического недожога	$q_4 = 2{,}5\%$
Потери тепла в окружающую среду	$q_5 = 0{,}5\%$

Решение. Составим тепловой баланс котельного агрегата.

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5.$$

Потери тепла с уходящими газами (с учетом q_4)

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q^р_н}(100 - q_4) = \frac{V_{г.ух} c_г t_{ух} - \alpha_{ух} V_т c_в t_в}{Q^р_н}(100 - q_4) =$$

$$= \frac{6{,}06 \cdot 1{,}415 \cdot 160 - 1{,}39 \cdot 4{,}15 \cdot 1{,}297 \cdot 30}{15\,300}(100 - 2{,}5) = 7{,}2\%.$$

Полезно использованное тепло топлива (к. п. д. котла)

$$q_1 = 100 - \Sigma q_{пот} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) =$$
$$= 100 - (7{,}2 + 0{,}5 + 2{,}5 + 0{,}5) = 89{,}3\%.$$

Найдем составляющие уравнения теплового баланса:

$$Q_1 = \frac{q_1 Q^р_н}{100} = \frac{89{,}3 \cdot 15\,000}{100} = 13\,660 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_2 = \frac{q_2 Q^р_н}{100} = \frac{7{,}2 \cdot 15\,300}{100} = 1105 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_3 = \frac{q_3 Q^р_н}{100} = \frac{0{,}5 \cdot 15\,300}{100} = 76{,}5 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_4 = \frac{q_4 Q^р_н}{100} = \frac{2{,}5 \cdot 15\,300}{100} = 382 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_5 = \frac{q_5 Q^р_н}{100} = \frac{0{,}5 \cdot 15\,300}{100} = 76{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Проверим правильность составления теплового баланса

$$Q^р_н = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 13\,660 + 1105 + 76{,}5 +$$
$$+ 382 + 76{,}5 = 15\,300 \text{ кДж/кг};$$

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 89{,}3 + 7{,}2 + 0{,}5 + 2{,}5 + 0{,}5 = 100\%.$$

К. п. д. котельного агрегата

$$\eta_{к.а} = q_1 = 89{,}3\%.$$

Часовой расход топлива

$$B = \frac{D_ч (i_п - i_{п.в})}{Q^р_н \eta_{к.а}} = \frac{230\,000\,(3400 - 923) \cdot 100}{15\,300 \cdot 89{,}3} = 41\,700 \text{ кг/ч}.$$

6-2. По условиям предыдущей задачи определить, какой будет потеря тепла с уходящими газами, если температура уходящих газов повысится до $t_{ух} = 200°C$.

Ответ: $q_2 = 9{,}5\%$.

6-3. По условиям задачи 6-1 определить расчетный расход топлива с учетом поправки на механический недожог $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$.

Ответ: $B_р = 40\,700$ кг/ч.

6-4. Определить суммарные потери тепла за 1 ч работы котельного агрегата паропроизводительностью $D = 640$ т/ч при сжигании 166 т/ч топлива с теплотой сгорания 13 500 кДж/кг, если к. п. д. котла равен $\eta_{к.а} = 91{,}2\%$.

Ответ: $\Sigma Q_{пот} = 197{,}208$ МДж/ч.

6-5. По условиям задачи 6-4 определить часовой расход топлива, необходимого на покрытие суммарных тепловых потерь котельного агрегата.

Ответ: $B_{пот} = 14{,}608$ т/ч.

6-6. Определить потери тепла с уходящими газами по следующим данным:

Теплота сгорания топлива	$Q^р_н = 33000$ кДж/кг
Объем теоретически необходимого воздуха	$V_т = 9{,}32$ м³/м³
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_{ух} = 1{,}28$
Объем уходящих газов	$V_{ух} = 13{,}11$ м³/м³
Температура уходящих газов	$t_{ух} = 190°C$
Теплоемкость газов при $t_{ух}$	$c_г = 1{,}365$ кДж/(м³·К)
Температура воздуха	$t_в = 30°C$
Теплоемкость воздуха	$c_в = 1{,}297$ кДж/(м³·К)

Ответ: $q_2 = 10\%$.

6-7. По данным анализа содержание окиси углерода CO в уходящих газах равно 0,53%, содержание трехатомных газов $RO_2 = 10{,}53\%$. Определить потери тепла от химического недожога топлива, если $Q^р_н = 26\,000$ кДж/кг, содержание в топливе углерода $C^р = 72{,}47\%$, серы $S^р_л = 1{,}54$.

Решение. Приведенное количество углерода в топливе в соответствии с формулой (5-20) будет равно:

$$K^р = C^р + 0{,}375 S^р_л = 72{,}47 + 0{,}375 \cdot 1{,}54 = 73\%,$$

тогда по формуле (6-13)

$$Q_з = 237 \cdot 73 \frac{0{,}53}{10{,}53 + 0{,}53} = 830 \text{ кДж/кг};$$

$$q_з = \frac{Q_з}{Q^р_н} 100 = \frac{830}{26\,000} 100 = 3{,}19\%.$$

6-8. Определить потери тепла от механического недожога, если по данным испытаний известны следующие величины:

Потери со шлаком	$Q^{шл}_4 = 125$ кДж/кг
Потери с провалом	$Q^{пр}_4 = 200$ кДж/кг
Потери с уносом	$Q^{ун}_4 = 150$ кДж/кг
Теплота сгорания топлива	$Q^р_н = 25\,000$ кДж/кг

Ответ: $q_4 = 1{,}9\%$.

6-9. Определить потери тепла в окружающую среду, если $q_2 = 6\%$; $q_3 = 0{,}5\%$; $q_4 = 2{,}0\%$; $\eta_{к.а} = 90{,}5\%$.

Ответ: $q_5 = 1\%$.

6-10. Потери тепла в окружающую среду $q_5 = 1\%$, теплота сгорания топлива $Q^р_н = 22\,000$ кДж/кг. Определить потери тепла в окружающую среду за 1 ч работы котла, если расход топлива составляет $B_ч = 10$ т/ч.

Ответ: $Q_5 = 2{,}2$ ГДж/ч.

6-11. Определить расход топлива котельным агрегатом **ТП-93** паропроизводительностью $D_ч = 500$ т/ч при давлении пара $p_к = 140$ кгс/см² и $t_п = 570°C$, температура питательной воды $t_{п.в} = 230°C$, к. п. д. котлоагрегата $\eta_{к.а} = 92{,}8\%$, теплота сгорания топлива $Q^р_н = 19\,500$ кДж/кг.

Ответ: $B_ч = 167$ т/ч.

6-12. Определить расход газообразного топлива котельным агрегатом, если известно следующее:

Часовая паропроизводительность	$D_п = 15$ т/ч
Затраты тепла на получение 1 кг пара	$i_п - t_{п.в} = 2380$ кДж/кг
Теплота сгорания топлива	$Q^р_н = 35\,800$ кДж/м³
К. п. д. котлоагрегата	$\eta_{к.а} = 90{,}7\%$

Ответ: $B_ч = 1100$ м³/ч.

6-13. Определить расход топлива котельным агрегатом по условию задачи 6-12, если к. п. д. 85%.

Ответ: $B_ч = 1175$ м³/ч.

6-14. Определить, как изменится расход топлива после реконструкции котлов, если их к. п. д. повысился с 0,83 до 0,86, а качество топлива, производительность котельной и параметры пара остались прежними.

Ответ: Расход топлива уменьшился на 3,5%.

6-15. На теплоснабжение района от местных котельных расходуется топлива $B = 50 \cdot 10^3$ т/год. Определить, на сколько тонн сократится расход топлива в год при переходе на теплоснабжение от центральной котельной, если средневзвешенный к. п. д. котельной увеличился с $\eta_ч = 0{,}65$ до $\eta_ц = 0{,}85$, а тепловая нагрузка осталась прежней.

Ответ: $\Delta B = 11{,}75 \cdot 10^3$ т.

6-16. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D_п = 6{,}5$ т/ч сжигается $B_ч = 1300$ кг/ч топлива с теплотой сгорания $Q^р_н = 15\,500$ кДж/кг. Давление пара $p_к = 14$ кгс/см² при температуре $t_п = 300°C$, температура питательной воды $t_{п.в} = 104°C$. Определить к. п. д. котлоагрегата.

Ответ: $\eta_{к.а} = 84\%$.

6-17. Определить испарительность топлива с теплотой сгорания $Q^{р}_{н}=12\,000$ кДж/кг, если энтальпия пара $i_{п}=3040$ кДж/кг, температура питательной воды $i_{п.в}=80°С$, к. п. д. котла $\eta_{к.а}=0{,}87$.

Решение. Испарительность топлива определяется по формуле

$$И=\frac{Q^{р}_{н}\eta_{к.а}}{i_{п}-i_{п.в}}=\frac{12\,000\cdot 0{,}87}{(3040-80\cdot 4{,}19)}=3{,}96 \text{ кг/кг}.$$

Средняя массовая теплоемкость воды может быть принята $c_{в}=4{,}19$ кДж/(кг·К), тогда теплосодержание питательной воды равно:

$$i_{п.в}=t_{п.в}c_{п.в}=80\cdot 4{,}19 \text{ кДж/кг}.$$

6-18. Для условий задачи 6-17 определить испарительность топлива, если $Q^{р}_{н}=29{,}3$ МДж/кг.

Ответ: $И=9{,}45$ кг/кг.

6-19. Определить расход топлива котельным агрегатом паропроизводительностью $D_{ч}=20$ т/ч, если испарительность топлива $И=8$ кг/кг.

Ответ: $B=2500$ кг/ч.

Глава седьмая

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

7-1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Основные определения

Уравнение теплового баланса теплообменника

$$Q=m_1c_{p_1}(t'_1-t''_1)=m_2c_{p_2}(t''_2-t'_2), \qquad (7\text{-}1)$$

где m_1 и m_2 — массовые расходы теплоносителей, кг/с;

c_{p_1} и c_{p_2} — средние массовые изобарные теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К);

t'_1 и t''_1, t'_2 и t''_2 — температуры первого и второго теплоносителей соответственно на входе и выходе, °С;

$mc_p=W$ — водяной эквивалент теплоносителя, Дж/К.

Из уравнения теплового баланса следует:

$$\frac{t'_1-t''_1}{t''_2-t'_2}=\frac{W_2}{W_1}.$$

Количество теплоты, переданной от одного теплоносителя другому через разделяющую поверхность в единицу времени,

$$Q=k\Delta tF, \qquad (7\text{-}2)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

Δt — средний температурный напор по поверхности аппарата, °С;

F — расчетная поверхность теплообменного аппарата, м²;

$$\Delta t=\frac{\Delta t_{б}-\Delta t_{м}}{2{,}3\lg\dfrac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}}; \qquad (7\text{-}3)$$

$\Delta t_{б}$ — максимальная разность температур теплоносителей в теплообменном аппарате;

$\Delta t_{м}$ — минимальная разность температур теплоносителей.

При прямоточном движении теплоносителей

$$\Delta t_{б}=t'_1-t'_2;\ \Delta t_{м}=t''_1-t''_2.$$

При противотоке, если $(mc_p)_1<(mc_p)_2$,

$$\Delta t_{б}=t'_1-t''_2;\ \Delta t_{м}=t''_1-t'_2.$$

Конечные температуры теплоносителей

$$t''_1=t'_1-\frac{Q}{W_1};\ t''_2=t'_2+\frac{Q}{W_2}.$$

Массовые расходы теплоносителей m_1 или m_2 в теплообменниках без изменения агрегатного состояния теплоносителей определяются из равенства (7-1). В теплообменниках с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей, например при конденсации греющего пара, расход пара

$$m_1=\frac{m_2c_{p_2}(t''_2-t'_2)}{i_1-i_{к}}, \qquad (7\text{-}4)$$

где i_1 и $i_{к}$ — соответственно энтальпия пара на входе в теплообменник и энтальпия конденсата на выходе из теплообменника, кДж/кг.

Расчет рекуперативных теплообменников ведется по средним температурам теплоносителя и среднему значению коэффициента теплоотдачи $k_{ц}$ для цикла, состоящего из периода нагрева τ_1 и периода охлаждения τ_2 насадки. Длительность цикла $\tau=\tau_1+\tau_2$. Средняя величина расчетного коэффициента теплопередачи для цикла, Вт/(м²·цикл·К), приближенно может быть определена:

$$k_{ц}=\frac{0{,}8}{\dfrac{1}{\alpha_1\tau_1}+\dfrac{1}{\alpha_2\tau_2}}, \qquad (7\text{-}5)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно для периода нагрева и периода охлаждения, Вт/(м²·К);

τ_1 и τ_2 — длительность периодов цикла, с.

Задачи

7-1. В противоточном водяном маслоохладителе двигателя внутреннего сгорания масло охлаждается от 65°С до 55°С. Температура охлаждающей воды на входе и выходе соответственно 16°С и 25°С. Расход масла 0,8 кг/с. Определить необходимую поверхность теплопередачи охладителя и расход воды, если коэффициент теплопередачи 280 Вт/(м²·К). Теплоемкость масла 2,45 кДж/(кг·К).

Решение. Теплота, передаваемая за 1 с,

$$Q=m_1c_{p_1}\Delta t=0{,}8\cdot 2{,}45\,(65-55)=19{,}6 \text{ кВт}.$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{(65-25)-(55-16)}{2{,}3 \frac{65-25}{55-16}} = 39{,}5.$$

Необходимая поверхность охладителя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{19\,600}{280 \cdot 39{,}5} = 1{,}77 \text{ м}^2.$$

Расход охлаждающей воды

$$m_2 = \frac{Q}{c_p \Delta t_2} = \frac{19\,600}{4{,}19 \cdot 9} = 0{,}52 \text{ кг/с}.$$

7-2. Автомобильный радиатор передает от охлаждаемой воды в окружающую среду 40 кДж/с. Средняя температура воды в радиаторе 87°С и охлаждающего воздуха 37°С. Теплорассеивающая поверхность радиатора 5 м². Определить коэффициент теплопередачи.

Ответ: $k = 160$ Вт/(м²·К).

7-3. В воздухоподогревателе парового котла с перекрестным током воздух нагревается от 23°С до 250°С, а дымовые газы охлаждаются от 420°С до 180°С. Определить передаваемую в воздухоподогревателе теплоту и поверхность нагрева, если коэффициент теплопередачи 21 Вт/(м²·К) и расход дутьевого воздуха при давлении 0,1 МПа 60 000 м³/ч. Поправочный коэффициент к температурному напору, определяемому по формуле для противотока, принять равным 0,93.

Ответ: $Q = 4470$ кВт; $F = 1380$ м².

7-4. В стальных трубах пароводяного кожухотрубного подогревателя, омываемых снаружи конденсирующимся паром с давлением 0,1 МПа, вода с секундным расходом 1,5 кг/с подогревается от $t_1 = 30$°С до $t_2 = 100$°С. Внутренний диаметр труб 19 мм, толщина стенок труб 1,5 мм. Определить расход конденсирующегося пара и общую длину труб подогревателя, если коэффициенты теплоотдачи со стороны воды 3000 Вт/(м²·К), а со стороны пара 6000 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности материала труб 56 Вт/(м·К).

Ответ: 710 кг/ч; 356 м.

7-5. Определить поверхность нагрева регенеративного теплообменника промышленной печи, в котором воздух подогревается уходящими газами от $t'_в = 20$°С до $t''_в = 1000$°С. Температура газов на входе в регенератор $t'_г = 1450$°С. Длительность периодов движения газов и воздуха $\tau_г = \tau_в = 0{,}5$ ч. Коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к насадке (с учетом излучения дымовых газов) и от насадки к воздуху соответственно равны $\alpha_г = 65$ Вт/(м²·К) и $\alpha_в = 10$ Вт/(м²·К). Расход воздуха 1 кг/с и газов 1,07 кг/с. Теплоемкость газов и воздуха определять с учетом температуры по формулам для воздуха.

Решение. Теплота, получаемая воздухом в регенераторе,

$$Q_в = m_в (c''_в t''_в - c'_в t'_в) = 1 (1{,}19 \cdot 1000 - 1{,}0 \cdot 20) = 1170 \text{ кДж/с}.$$

Теплоемкости воздуха $c''_в$ и $c'_в$ определены по формуле истинной теплоемкости, приведенной в табл. 2-2.

Теплота, вносимая газами в регенератор,

$$Q'_г = m_г c'_г t'_г = 1{,}07 \cdot 1{,}28 \cdot 1450 = 1986 \text{ кДж/с}.$$

Теплота газов, уходящих из регенератора,

$$Q''_г = 0{,}85 Q'_г - Q_в = 0{,}85 \cdot 1985 - 1170 = 515 \text{ кДж/с}.$$

Определяем температуру газов на выходе из регенератора. Ориентировочно принимаем $t''_г = 450$°С и определяем $c''_г = 1{,}08$ кДж/(кг·К). При этом

$$t''_г = \frac{Q''_г}{m_г c''_г} = \frac{515}{1{,}07 \cdot 1{,}08} = 445{,}6\text{°С}.$$

Средние температуры газов и воздуха

$$\overline{t_г} = \frac{t'_г + t''_г}{2} = \frac{1450 + 445{,}6}{2} = 947{,}8\text{°С};$$

$$\overline{t_в} = \frac{t'_в + t''_в}{2} = \frac{20 + 1000}{2} = 510\text{°С}.$$

Средний арифметический температурный напор

$$\Delta \overline{t} = \overline{t_г} - \overline{t_в} = 947{,}8 - 510 = 437{,}8\text{°С}.$$

Средний коэффициент теплопередачи за цикл

$$k_ц = \frac{0{,}8}{\frac{1}{\alpha_г \tau_г} + \frac{1}{\alpha_в \tau_в}} = \frac{0{,}8}{\frac{1}{65 \cdot 1800} + \frac{1}{10 \cdot 1800}} = 14{,}18 \text{ кДж/(м}^2\text{·К)}.$$

Теплота, передаваемая в регенераторе,

$$Q_р = Q_в + Q_{пот} = 1170 + 0{,}15 \cdot 1986 = 1468 \text{ кДж/с}.$$

Расчетная поверхность регенератора

$$F = \frac{Q_р}{k_ц \Delta \overline{t}} = \frac{1468 \cdot 1800}{14{,}18 \cdot 437{,}8} = 425{,}64 \text{ м}^2.$$

7-6. В регенераторе воздух нагревается дымовыми газами от $t'_в = 100$°С до $t''_в = 1100$°С. Температура газов при входе в регенератор $t'_г = 1400$°С. Продолжительность периодов движения газов и воздуха $\tau_г = \tau_в = 0{,}5$ ч. Средние значения коэффициентов теплоотдачи от газов $\alpha_г = 55$ Вт/(м²·К), к воздуху $\alpha_в = 16$ Вт/(м²·К). Определить часовой расход воздуха, если поверхность теплообмена в регенераторе 800 м².

Ответ: 2364,2 кг/ч.

7-2. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Основные определения

Выпарные установки применяются для повышения концентрации раствора термическим путем. В процессе кипения раствора удаляются пары растворителя и таким образом повышается концентрация растворенного вещества в оставшемся растворе.

Выпаривание может производиться либо в одном аппарате, либо в многокорпусной установке. Большинство многокорпусных выпарных установок работает по прямоточной схеме (рис. 7-1), когда в первый «головной» корпус выпарной установки подаются и жидкий раствор (подлежащий сгущению) и греющий пар. При упаривании растворов с большой температурной депрессией применяют противоточные схемы, когда греющий пар поступает в первый по порядку корпус, а жидкий раствор — в последний и переходит из корпуса в корпус по направлению к первому.

Определение количества выпаренной воды и полученного концентрированного раствора производится на основании уравнения баланса сухих веществ. Если обозначить количество раствора, поступающего в первый корпус $G_{нач}$, кг, содержание сухих веществ в поступающем растворе $b_{нач}$, %, количество выпаренной воды G, кг, количество раствора после выпаривания $G_{кон}$, кг, и содержание сухих веществ в конечной продукции $b_{кон}$, %, то можно написать:

$$\frac{G_{нач}b_{нач}}{100} = \frac{G_{кон}b_{кон}}{100}, \qquad (7\text{-}6)$$

откуда следует:

$$\frac{G_{кон}}{G_{нач}} = \frac{b_{нач}}{b_{кон}} \quad \text{и} \quad G_{кон} = G_{нач}\frac{b_{нач}}{b_{кон}}. \qquad (7\text{-}7)$$

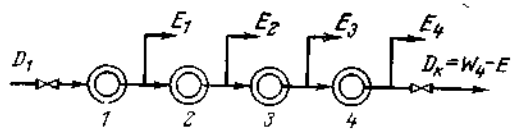


Рис. 7-1.

Так как

$$G_{кон} = G_{нач} - G, \text{ то } G_{нач} - G = G_{нач}\frac{b_{нач}}{b_{кон}}$$

и

$$G = G_{нач}\left(1 - \frac{b_{нач}}{b_{кон}}\right) = G_{нач}\left(\frac{b_{кон} - b_{нач}}{b_{кон}}\right). \qquad (7\text{-}8)$$

Количество выпаренной воды на 1 кг раствора начальной концентрации g, кг воды/кг раствора,

$$g = \frac{b_{кон} - b_{нач}}{b_{кон}} = 1 - \frac{b_{нач}}{b_{кон}}. \qquad (7\text{-}9)$$

Концентрация раствора по корпусам определяется по формуле

$$b_n = \frac{b_{нач}G_{нач}}{G_{нач} - \sum_1^n G} = \frac{b_{нач}G_{нач}}{G_{нач} - (G_1 + G_2 + G_3 + \ldots + G_n)}, \qquad (7\text{-}10)$$

где G_1, G_2, G_3, G_n — количество воды в 1, 2, 3 и ... n-м корпусах.

Удельная теплоемкость водного раствора $c_р$, %, определяется по формуле

$$c_р = \frac{c_с b + c_в(100 - b)}{100}, \qquad (7\text{-}11)$$

где $c_с$ — удельная теплоемкость сухого вещества, кДж/(кг·К);

$c_в$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

b — процентное содержание сухого вещества в растворе, %.

Тепловые расчеты выпарных установок производятся с применением уравнений теплового баланса и теплопередачи, приведенных в гл. 3 и 7. Иногда поверхность нагрева отдельных корпусов выпарной установки может быть определена по тепловому напряжению поверхности нагрева $q_F = k\Delta t$, кДж/(м²·с),

$$F_i = \frac{Q_i}{q_{F_i}}, \qquad (7\text{-}12)$$

где Q_i — тепловая нагрузка корпуса, кДж/с.

Если известно массовое напряжение корпуса, U_i, кг/(м²·с), то

$$F_i = \frac{G_i}{U_i}, \qquad (7\text{-}13)$$

где G_i — количество выпариваемой воды, кг/с.

Если допустить, что тепловые потери и самоиспарение в установке отсутствуют, то определение нагрузок корпусов выпарной установки может быть определено по следующим формулам:

$$G_n = D_n. \qquad (7\text{-}14)$$

Из этого выражения следует, что за счет 1 кг греющего пара, поступающего в корпус, выпаривается 1 кг воды.

Для первого корпуса

$$D_1 = G_1. \qquad (7\text{-}15)$$

Для установки без отбора экстрапара

$$G_1 = G_2 = G_n = \frac{G}{n}. \qquad (7\text{-}16)$$

При отборе экстрапара из отдельных корпусов E_1, E_2, E_3, ..., E_n

$$G_{n+1} = G_n - E_n. \qquad (7\text{-}17)$$

Количество воды, выпариваемой в первом корпусе,

$$G_1 = \frac{G}{n} + \frac{n-1}{n}E_1 + \frac{n-2}{n}E_2 + \ldots + \frac{1}{n}E_{n-1}. \qquad (7\text{-}18)$$

Количество воды, выпариваемой в последующих корпусах, начиная со второго определяется по соотношению (7-17).

Для последнего корпуса

$$G_n = \frac{G}{n} - \frac{1}{n}E_1 - \frac{2}{n}E_2 - \ldots - \frac{n-1}{n}E_{n-1}. \qquad (7\text{-}19)$$

Для выпарных станций, работающих под разрежением, $E_n = 0$ и G_n поступает в конденсатор

$$G_n = D_к. \qquad (7\text{-}20)$$

Если раствор поступает на выпарную установку с температурой t ниже температуры кипения в первом корпусе t_1, то расход пара определяется по формуле

$$D_1 = G_1 + \frac{G_{нач} c}{r}(t_1 - t), \qquad (7\text{-}21)$$

где r — окрытая теплота парообразования, кДж/кг.

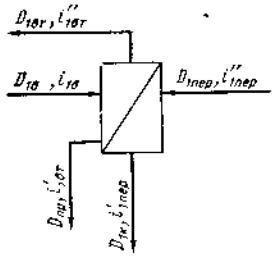


Рис. 7-2.

Иногда на электростанциях в качестве подпиточной воды для котлов повышенного давления применяют дистиллят, получаемый в испарителях, которые по принципу действия имеют много общего с выпарными аппаратами. На теплоэлектроцентралях испарители могут использоваться в качестве пароопреобразователей. Вторичный пар таких установок направляется потребителям тепловой энергии района. Применение пароопреобразовательных установок позволяет значительно сократить потери конденсата греющего пара на ТЭЦ. Первичным паром служит пар из отбора турбины.

Основной задачей теплового расчета испарительной установки является определение необходимого расхода греющего пара при заданной паропроизводительности. Формула для определения количества дистиллята X, которое можно получить с одного килограмма греющего пара, выводится из уравнения теплового баланса испарителя рис. 7-2

$$(D_{1пер} i''_{1пер} - D_{1к} i'_{1пер})\eta_и = D_{1в}(i'_{1вт} - i_{1в}) + D_{1вт}(i''_{1вт} - i'_{1вт}), \qquad (7\text{-}22)$$

где $D_{1пер}$, $D_{1вт}$, $D_{1к}$, $D_{1в}$ — расход первичного и вторичного пара соответственно, конденсата и питательной воды, кг/ч;

$i_{1в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$i'_{1пер}$, $i'_{1вт}$ — энтальпия конденсата первичного пара и конденсата вторичного пара (при температуре насыщения вторичного пара), кДж/кг;

$i''_{1пер}$, $i''_{1вт}$ — энтальпия первичного и вторичного пара, кДж/кг;

$\eta_и$ — к. п. д. испарителя.

При параллельном питании испарителей водой количество вторичного пара, образующееся на каждый 1 кг первичного в испарителе n-й ступени, определяется по формуле

$$X_n = \frac{D_{nвт}}{D_{1пер}} = X_{n-1}\frac{(i''_{nпер} - i'_{nпер})\eta_{nи}}{i''_{nвт} - i'_{nвт} + \left(1 + \frac{P_n}{100}\right)(i'_{nвт} - i_в)}, \qquad (7\text{-}23)$$

где P_n — процент продувки испарителя n ступени.

При последовательном питании их водой

$$X_n = X_{n-1}\frac{(i''_{nпер} - i'_{nпер})\eta_{nи}}{i''_{nвт} - i'_{nвт} - \left(1 + \frac{P_n}{100}\right)(i'_{(n-1)вт} - i'_{nвт})}. \qquad (7\text{-}24)$$

Следовательно, когда весь вторичный пар предвключенной ступени направляется в греющую секцию испарителя последующей ступени, общая производительность установки будет равна:

$$D_{уст} = \sum_{i=1}^{i=n} X_i D_{1пер}, \qquad (7\text{-}25)$$

где n — число ступеней.

Задачи

7-7. Через выпарную установку за сутки проходит 150 т продукта (барды). Определить количество воды, которое следует выпаривать для того, чтобы повысить концентрацию раствора с 6 до 15%, а также выход упаренного продукта (барды).

Решение. Количество воды, подлежащее выпариванию, определяем по формуле

$$G_{вып} = G_{нач}\left(1 - \frac{b_{нач}}{b_{кон}}\right) =$$

$$= 150 \cdot 10^3\left(1 - \frac{6}{15}\right) = 90 \cdot 10^3 \text{ кг/сут}.$$

Выход упаренного продукта (барды) будет равен:

$$G_{кон} = (150 - 90) \cdot 10^3 = 60 \cdot 10^3 \text{ т/сут}.$$

7-8. В выпарной аппарат периодического действия подано 2500 кг раствора с начальной концентрацией 0,05 кг/кг при температуре 20°С. Определить расход тепла и греющего пара с давлением 2 кгс/см² на подогрев и выпаривание раствора до концентрации 0,5 кг/кг. Начальная теплоемкость раствора 3,9 кДж/(кг·°С). Начальная температура кипения 55°С. Плотность раствора в начале и в конце выпаривания 1010 и 1225 кг/м³ соответственно. Уровень раствора в аппарате за время выпаривания поддерживается постоянным.

Решение. Определим объем раствора в начале выпаривания. Так как уровень раствора в аппарате поддерживается постоянным, то

$$V = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{G_1}{\rho_1},$$

откуда

$$V = \frac{2500}{1010} = 2{,}47 \text{ м}^3.$$

Расход тепла на подогрев раствора до кипения будет равен:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_1 - t_0) = 2500 \cdot 3{,}9(55 - 20) = 341{,}25 \cdot 10^3 \text{ кДж}.$$

Если раствор поступает на выпарную установку с температурой t ниже температуры кипения в первом корпусе t_1, то расход пара определяется по формуле

$$D_1 = G_1 + \frac{G_{нач} c}{r}(t_1 - t), \qquad (7\text{-}21)$$

где r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

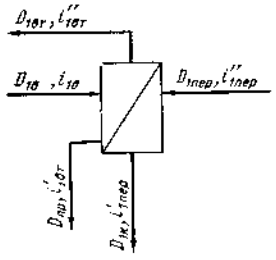


Рис. 7-2.

Иногда на электростанциях в качестве подпиточной воды для котлов повышенного давления применяют дистиллят, получаемый в испарителях, которые по принципу действия имеют много общего с выпарными аппаратами. На теплоэлектроцентралях испарители могут использоваться в качестве паропреобразователей. Вторичный пар таких установок направляется потребителям тепловой энергии района. Применение паропреобразовательных установок позволяет значительно сократить потери конденсата греющего пара на ТЭЦ. Первичным паром служит пар из отбора турбины.

Основной задачей теплового расчета испарительной установки является определение необходимого расхода греющего пара при заданной паропроизводительности. Формула для определения количества дистиллята X, которое можно получить с одного килограмма греющего пара, выводится из уравнения теплового баланса испарителя рис. 7-2

$$(D_{1пер} i''_{1пер} - D_{1в} i'_{1пер})\eta_и = D_{1в}(i'_{1вт} - i_{1в}) + D_{1вт}(i''_{1вт} - i'_{1вт}), \qquad (7\text{-}22)$$

где $D_{1пер}$, $D_{1вт}$, $D_{1к}$, $D_{1в}$ — расход первичного и вторичного пара соответственно, конденсата и питательной воды, кг/ч;

$i_{1в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$i'_{1пер}$, $i'_{1вт}$ — энтальпия конденсата первичного пара и конденсата вторичного пара (при температуре насыщения вторичного пара), кДж/кг;

$i''_{1пер}$, $i''_{1вт}$ — энтальпия первичного и вторичного пара, кДж/кг;

$\eta_и$ — к. п. д. испарителя.

При параллельном питании испарителей водой количество вторичного пара, образующееся на каждый 1 кг первичного в испарителе n-й ступени, определяется по формуле

$$X_n = \frac{D_{nвт}}{D_{1пер}} = X_{n-1}\frac{(i''_{nпер} - i'_{nпер})\eta_и}{i''_{nвт} - i'_{nвт} + \left(1 + \frac{P_n}{100}\right)(i'_{nвт} - i_в)}, \qquad (7\text{-}23)$$

где P_n — процент продувки испарителя n ступени.

При последовательном питании их водой

$$X_n = X_{n-1}\frac{(i''_{nпер} - i'_{nпер})\eta_и}{i''_{nвт} - i'_{nвт} - \left(1 + \frac{P_n}{100}\right)(i'_{(n-1)вт} - i'_{nвт})}. \qquad (7\text{-}24)$$

Следовательно, когда весь вторичный пар предвключенной ступени направляется в греющую секцию испарителя последующей ступени, общая производительность установки будет равна:

$$D_{уст} = \sum_{i=1}^{i=n} X_i D_{1пер}, \qquad (7\text{-}25)$$

где n — число ступеней.

Задачи

7-7. Через выпарную установку за сутки проходит 150 т продукта (барды). Определить количество воды, которое следует выпаривать для того, чтобы повысить концентрацию раствора с 6 до 15%, а также выход упаренного продукта (барды).

Решение. Количество воды, подлежащее выпариванию, определяем по формуле

$$G_{исп} = G_{нач}\left(1 - \frac{b_{нач}}{b_{кон}}\right) =$$

$$= 150 \cdot 10^3\left(1 - \frac{6}{15}\right) = 90 \cdot 10^3 \text{ кг/сут}.$$

Выход упаренного продукта (барды) будет равен:

$$G_{кон} = (150 - 90) \cdot 10^3 = 60 \cdot 10^3 \text{ т/сут}.$$

7-8. В выпарной аппарат периодического действия подано 2500 кг раствора с начальной концентрацией 0,05 кг/кг при температуре 20°С. Определить расход тепла и греющего пара с давлением 2 кгс/см² на подогрев и выпаривание раствора до концентрации 0,5 кг/кг. Начальная теплоемкость раствора 3,9 кДж/(кг·°С). Начальная температура кипения 55°С. Плотность раствора в начале и в конце выпаривания 1010 и 1225 кг/м³ соответственно. Уровень раствора в аппарате за время выпаривания поддерживается постоянным.

Решение. Определим объем раствора в начале выпаривания. Так как уровень раствора в аппарате поддерживается постоянным, то

$$V = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{G_1}{\rho_1},$$

откуда

$$V = \frac{2500}{1010} = 2{,}47 \text{ м}^3.$$

Расход тепла на подогрев раствора до кипения будет равен:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_1 - t_0) = 2500 \cdot 3{,}9(55 - 20) = 341{,}25 \cdot 10^3 \text{ кДж}.$$

Расход пара на подогрев раствора до кипения равен:

$$D_1 = \frac{Q_1}{i_п - i_{кд}} = \frac{341{,}25 \cdot 10^3}{2706 - 500{,}74} = 155{,}11 \text{ кг}.$$

Расход тепла на выпаривание раствора

$$Q_2 = V\left[\frac{i_1 - i_0}{b_1}(b_2\rho_2 - b_1\rho_1) - i(\rho_2 - \rho_1) + (\rho_2 I_2 - \rho_1 I_1)\right] =$$

$$= 2{,}47\left[\frac{2600 - 210}{0{,}05}(0{,}5 \cdot 1225 - 0{,}05 \cdot 1010) - 2600(1225 - 1010) + \right.$$

$$\left. + (1225 \cdot 322 - 1010 \cdot 210)\right] = 65{,}18 \cdot 10^6 \text{ кДж}.$$

Расход греющего пара на выпаривание

$$D_2 = \frac{Q_2}{i_п - i_{кд}} = \frac{65{,}18 \cdot 10^6}{2700 - 500{,}74} = 29{,}62 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Полный расход тепла составит:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 341{,}25 \cdot 10^3 + 65{,}18 \cdot 10^6 = 65{,}52 \cdot 10^6 \text{ кДж}.$$

Полный расход пара

$$D = D_1 + D_2 = 155{,}11 + 29{,}62 \cdot 10^3 = 29{,}77 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

7-9. Определить общее количество выпариваемой воды, расход пара и нагрузки отдельных корпусов четырехкорпусной установки, работающей по схеме, приведенной на рис. 7-1, если известно, что в 1 ч на выпаривание поступает 6000 кг раствора. Начальная концентрация 15%, конечная 65%, пароотбор из отдельных корпусов составляет E_1=1000 кг/ч, E_2=400 кг/ч, E_3=600 кг/ч, E_4=200 кг/ч.

Р е ш е н и е. Определяем общее количество выпариваемой воды по (7-8)

$$G = G_{нач}\left(1 - \frac{b_{нач}}{b_{кон}}\right) = 6000\left(1 - \frac{15}{65}\right) = 4620 \text{ кг/ч}.$$

Расход пара на выпарную установку найдем по (7-10) и (7-13):

$$D_1 = G_1 = \frac{G}{n} + \frac{n-1}{n}E_1 + \frac{n-2}{n}E_2 + \frac{n-3}{n}E_3 =$$

$$= \frac{4620}{4} + \frac{3}{4}1000 + \frac{2}{4}400 + \frac{1}{4}600 = 1155 + 750 + 200 +$$

$$+ 150 = 2255 \text{ кг/ч}.$$

Определим нагрузки отдельных корпусов по (7-12)

$$G_1 = 2255 \text{ кг/ч}; \quad G_2 = G_1 - E_1 = 2255 - 1000 = 1255 \text{ кг/ч};$$

$$G_3 = G_2 - E_2 = 1255 - 400 = 855 \text{ кг/ч}; \quad G_4 = G_3 - E_3 = 855 - 600 =$$

$$= 255 \text{ кг/ч}.$$

Проверка $G = 2255 + 1255 + 855 + 255 = 4620$ кг/ч.

Определим потери пара на конденсатор

$$D_к = G_4 - E_4 = 255 - 200 = 55 \text{ кг/ч}.$$

7-10. Определить нагрузки отдельных корпусов четырехкорпусной выпарной установки, если задано следующее:

$$G_{нач} = 7200 \text{ кг/ч}; \quad b_{нач} = 15\%; \quad b_{кон} = 65\%;$$

$$E_1 = 1200 \text{ кг/ч}; \quad E_2 = 640 \text{ кг/ч}; \quad E_3 = 720 \text{ кг/ч}; \quad E_4 = 240 \text{ кг/ч}.$$

О т в е т: G_1=2700 кг/ч; G_2=1500 кг/ч; G_3=1020 кг/ч; G_4=300 кг/ч.

7-11. Для условий задачи 7-4 определить количество пара, поступающего в конденсатор.

О т в е т: $D_{кд}$=60 кг/ч.

7-12. В трехкорпусной выпарной установке повышается концентрация раствора каустика с 10 до 50%. Производительность цеха по сухому каустику 5 т/ч. На первый корпус поступает 50 т/ч слабого раствора. Обогрев производится насыщенным паром с давлением 6 кгс/см². Подогрев слабого раствора от t_1=75°С до температуры кипения в первом корпусе t_2=140°С производится в отдельном теплообменнике. Теплоемкость слабого раствора c=3,85 кДж/(кг·К), потери тепла в окружающую среду принять равными 3%. Определить расход пара на подогреватель слабого раствора и суммарный расход пара.

О т в е т: $D_{подогр} = 6{,}15 \cdot 10^3$ кг/ч; $D_\Sigma = 19{,}48 \cdot 10^3$ кг/ч.

7-13. Для условий задачи 7-12 определить поверхности нагрева каждого корпуса выпарной установки и подогревателя, если массовое напряжение для первого корпуса 50 кг/(м²·ч), для второго 30 кг/(м²·ч) и для третьего 15 кг/(м²·ч), коэффициент теплопередачи в подогревателе принять равным 7542 кДж/(м²·ч·К).

О т в е т: F_1=267 м²; F_3=890 м²; F_2=445 м²; $F_{под}$=40,4 м².

7-14. Определить расход первичного пара для двухступенчатой испарительной установки, если заданы: производительность установки 30 т/ч, давление первичного (греющего) пара 3,2 кгс/см² (пар насыщенный), давление вторичного пара второй ступени 1,2 кгс/см², температура питательной воды 102°С, продувка 2%. Расчеты произвести для схем параллельного и последовательного питания водой.

Р е ш е н и е. Температурный перепад

$$\Delta t = t_{1пер} - t_{2вт} = 135{,}08 - 104{,}25 = 30{,}83°\text{C}$$

поделим поровну между ступенями: 30,83/2=15,41°С.

Тогда температура вторичного пара I ступени будет равна:

$$t_{1вт} = 135{,}08 - 15{,}41 = 119{,}67°\text{C}.$$

При этом давление будет равно:

$$p_{1вт} = 2 \text{ кгс/см}^2.$$

Схема параллельного питания по формуле (7-23)

$$X_1 = \frac{(2729{,}35 - 568{,}58)\,0{,}97}{(2707{,}99 - 502{,}38) + \left(1 + \frac{2}{100}\right)(502{,}38 - 427{,}38)} =$$

$$= 0{,}92 \text{ кг/кг}.$$

$$X_2 = 0{,}92\,\frac{(2707{,}99 - 502{,}38)\,0{,}97}{(2684{,}53 - 437{,}43) + \left(1 + \frac{2}{100}\right)(437{,}43 - 427{,}38)} =$$

$$= 0{,}87 \text{ кг/кг}.$$

Количество первичного пара будет равно:

$$D_{1\text{пер}} = \frac{30\,000}{0{,}92 + 0{,}87} = 16\,800 \text{ кг/ч}.$$

При схеме последовательного питания испарителей зададимся производительностью второй ступени 15 000 кг/ч и определим продувку I ступени

$$P_1 = \frac{15\,000 + 0{,}02 \cdot 30\,000}{15\,000} \cdot 100 = 104\%.$$

Тогда

$$X_1 = \frac{(2670{,}7 - 568{,}6) \cdot 0{,}97}{(2708 - 502{,}38) + \left(1 + \frac{104}{100}\right)(502{,}38 - 427{,}38)} =$$

$$= 0{,}89 \text{ кг/кг};$$

$$X_2 = 0{,}89 \frac{(2708 - 502{,}38)\,0{,}97}{(2684{,}53 - 437{,}43) + \left(1 + \frac{4}{100}\right)(502{,}38 - 437{,}43)} =$$

$$= 0{,}875 \text{ кг/кг}.$$

Расход греющего пара при последовательной схеме питания

$$D_{1\text{пер}} = \frac{30\,000}{0{,}89 + 0{,}875} = 17\,000 \text{ кг/ч}.$$

7-15. Определить расход первичного пара в одноступенчатой испарительной установке для получения 1 т/ч дистиллята. Известно: давление первичного пара 3,2 кгс/см², давление вторичного пара 2 кгс/см², температура питательной воды 15°С, продувка 10%, $\eta_и$=0,98.

Ответ: $D_{1\text{пер}}$=1260 кг/ч.

7-16. Определить расход первичного пара для получения 1 т/ч дистиллята в двухступенчатой испарительной установке при параллельной схеме питания водой, если известно, что давление первичного пара 3,5 кгс/см² (пар насыщенный), давление вторичного пара 1,2 кгс/см², продувка 10%, $\eta_и$=0,98, температура питательной воды 80°С.

Ответ: $D_{1\text{пер}}$=590 кг/ч.

7-17. При теплоснабжении отпускается пар с давлением 8 кгс/см², который получается от паропреобразователя, работающего на промышленном отборе турбины ПТ-50-90/13. Определить, какое количество вторичного пара можно получить при номинальной нагрузке турбины и полной загрузке отборов. Питательная вода на входе в паропреобразователь имеет температуру 166°С. Продувка паропреобразователя составляет 5% выхода вторичного пара. Коэффициент полезного действия паропреобразователя 98%. Внутренний относительный к. п. д. проточной части турбины до отбора равен 0,8 (рис. 7-3).

Решение. По техническим данным турбины ПТ-50-90/13 устанавливаем, что давление пара перед турбиной 90 кгс/см², температура 535°С, давление в отборе 13 кгс/см², количество отбираемого пара при номинальной нагрузке и загруженных отборах 140 т/ч. По таблицам воды и водяного пара и по *is*-диаграмме находим:

$i_1 = 3477{,}7$ кДж/кг; $t^{отб}_{нас} = 190{,}7$°С.

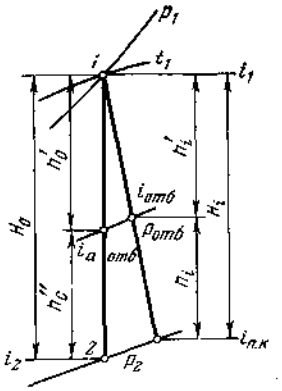


Рис. 7-3.

Энтальпия конденсата при p=13,0 кгс/см², $i_{кд} = i'_{пер}$=811,18 кДж/кг.

Энтальпия пара в отборе

$$i_{отб} = i_1 - (i_1 - i_{a.отб})\eta'_{oi} =$$
$$= 3477{,}7 - (3477{,}7 - 2924{,}6) \cdot 0{,}8 =$$
$$= 3035{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия вторичного пара

$$i''_{вт} = 2770{,}42 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия конденсата вторичного пара

$$i'_{вт} = 718{,}16 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия воды на входе в паропреобразователь

$$i_в = 1 \cdot 166 \cdot 4{,}19 = 695{,}54 \text{ кДж/кг}.$$

Воспользовавшись формулой (7-23), найдем X, а затем и D_2:

$$X = \frac{D_{вг}}{D_{пер}} = \frac{D_2}{D_1} =$$

$$= \frac{(3035{,}2 - 811{,}18) \cdot 0{,}98}{2770{,}42 - 718{,}16 + \left(1 + \frac{0{,}05}{100}\right) \cdot (718{,}16 - 695{,}54)} =$$

$$= \frac{2179{,}53}{2076} = 1{,}04;$$

$$D_2 = D_1 X = 140 \cdot 10^3 \cdot 1{,}04 = 145{,}6 \cdot 10^3 \text{ т/ч}.$$

7-3. ДИСТИЛЛЯЦИОННЫЕ И РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Основные определения

Дистилляция и ректификация — это термические способы получения чистых продуктов из жидких смесей. Дистилляцией называется перегонка смеси с полной конденсацией паров кипящей смеси, а ректификацией — многократная перегонка смеси с частичной конденсацией. Дистилляция и ректификация могут проводиться в установках периодического и непрерывного действия.

Расход пара в ректификационных установках непрерывного действия определяется на основании уравнения теплового баланса колонны

$$Q_1+Q_2+Q_3=Q_4+Q_5+Q_6, \qquad (7\text{-}26)$$

где Q_1 — тепло, вносимое начальной смесью, кДж/с;
Q_2 — тепло, вносимое греющим паром, кДж/с;
Q_3 — тепло, вносимое флегмой, кДж/с;
Q_4 — тепло, уносимое парами с верхней тарелки в дефлегматоре, кДж/с;
Q_5 — тепло, уносимое с отходом жидкости из перегонного куба, кДж/с;
Q_6 — потеря тепла в окружающую среду, кДж/с.

Из этого уравнения находят:

$$Q_2=D(i-i_{кд})=Q_4+Q_5+Q_6-(Q_1+Q_3) \qquad (7\text{-}27)$$

и затем расход греющего пара

$$D=\frac{Q_1+Q_5+Q_6-(Q_1+Q_3)}{i-i_{кд}}. \qquad (7\text{-}28)$$

Отдельные составляющие уравнения теплового баланса колонны определяют следующим образом:

$$Q_1=G_F c_F t_F, \qquad (7\text{-}29)$$

где G_F — количество смеси, поступающей в колонну, кг/с;
c_F — теплоемкость смеси, кДж/(кг·К);
t_F — температура смеси, поступающей в колонну, °С;

$$Q_2=D(i-i_{кд}), \qquad (7\text{-}30)$$

где D — количество греющего пара, кг/с;
i — энтальпия греющего пара, кДж/кг;
$i_{кд}$ — энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;

$$Q_3=G_д R\left(c_A\frac{a_д}{100}-\frac{100-a_д}{100}\right)t_д, \qquad (7\text{-}31)$$

где $G_д$ — количество получаемого дистиллята, кг/с;
R — количество флегмы кг/кг или моль/моль дистиллята;
c_A, c_B — теплоемкости компонентов A и B в смеси, кДж/(кг·К);
$a_д$ — процентное массовое содержание компонента A в дистилляте;
$t_д$ — температура дистиллята, °С;

$$Q_4=G_д(1+R)\left[\left(r_A\frac{a_д}{100}+r_B\frac{100-a_д}{100}\right)+\left(c_A\frac{a_д}{100}+c_B\frac{100-a_д}{100}\right)t_д\right], \qquad (7\text{-}32)$$

где r_A, r_B — теплота парообразования компонентов смеси A и B, кДж/кг;

$$Q_5=G_w\left(c_A\frac{a_w}{100}+c_B\frac{100-a_w}{100}\right)t_w, \qquad (7\text{-}33)$$

где G_w — количество отхода, выпускаемого из перегонного куба, кг/с;

a_w — процентное массовое содержание компонента A в отходе;
t_w — температура кубового остатка, °С;
Q_6 оценивается в процентах от общего расхода тепла на колонну.

В раздел теплотехнических расчетов относят и определение расходов воды на дефлегматор и конденсатор. Выражение для определения расходов воды получают из уравнения теплового баланса дефлегматора

$$Q_д=G_1 c_в(t''_2-t'_2)=G_д R\left(r_A\frac{a_д}{100}+r_B\frac{100-a_д}{100}\right), \qquad (7\text{-}34)$$

и конденсатора

$$Q_{кд}=G_2 c_в(t''_2-t'_2)=G_д\left[\left(r_A\frac{a_д}{100}+r_B\frac{100-a_д}{100}\right)+\left(c_A\frac{a_д}{100}+c_B\frac{100-a_д}{100}\right)(t'_д-t''_д)\right], \qquad (7\text{-}35)$$

где t'_2, t''_2 — начальная и конечная температура воды, °С;
$t'_д$, $t''_д$ — начальная и конечная температура дистиллята в конденсаторе, °С;
$c_в$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Задачи

7-18. Определить расход насыщенного пара с давлением 4 кгс/см² на разделение смеси из сероуглерода CS_2 и четыреххлористого углерода CCl_4 в непрерывно действующей установке от начальной концентрации CS_2 в 30% до конечной в 90%. В дефлегматоре происходит полная конденсация паров. Содержание CS_2 в кубовом остатке 1%. Давление в верхней части колонны 760 мм рт. ст. Производительность установки 500 кг/ч готового продукта. Теплота парообразования для CS_2 $r_A=350$ кДж/кг, для CCl_4 $r_B=194$ кДж/кг, теплоемкость CS_2 $c_A=1$ кДж/(кг·К), теплоемкость CCl_4 $c_B=0{,}837$ кДж/(кг·К). Температуру поступающей в колонну смеси, подогретой до температуры кипения, принять равной $t_F=59$°С, температуру смеси, уходящей из колонны, принять равной $t_w=76$°С, $t_д=47$°С.

Решение. Определяем количество смеси, поступающей в колонну,

$$G_F=G_д+G_w;\quad G_F a_F=G_w a_w+G_д a_д.$$

Здесь G_F — расход сырой смеси, кг/с;
$G_д$ — расход готового продукта, кг/с;
G_w — расход кубового остатка, кг/с;
a_F, $a_д$, a_w — массовые процентные содержания CS_2 (компонент A) в жидкости.

По условию $a_F=30\%$, $a_д=90\%$, $a_w=1\%$. Тогда

$$G_F=\frac{500}{3600}+G_w \text{ и } 30G_F=90\frac{500}{3600}+1G_w,$$

откуда $G_F=0{,}426$ кг/с; $G_w=0{,}288$ кг/с.

Определим

$$Q_1 = G_F c_F t_F = 0{,}426 \cdot 0{,}88 \cdot 59 = 22{,}1 \text{ кДж/с},$$

где

$$c_F = c_A \frac{a_F}{100} + c_B \frac{100 - a_F}{100} =$$

$$= 1{,}0 \frac{30}{100} + 0{,}83 \frac{(100 - 30)}{100} = 0{,}88 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$Q_2 = D(i - i_{кд}) = D(2740 - 598);$$

$$Q_3 = G_д R \left(c_A \frac{a_д}{100} + c_B \frac{100 - a_д}{100} \right) t_д =$$

$$= \frac{500}{3600} \cdot 2{,}24 \left(1{,}0 \cdot \frac{90}{100} + 0{,}837 \cdot \frac{100 - 90}{100} \right) 47 = 14{,}3 \text{ кДж/}$$

$$Q_4 = G_д (1 + R) \left[\left(r_A \frac{a_д}{100} + r_B \frac{100 - a_д}{100} \right) + \right.$$

$$\left. + \left(c_A \frac{a_д}{100} + c_B \frac{100 - a_д}{100} \right) t_д \right] = \frac{500}{3600} (1 + 2{,}24) \times$$

$$\times \left[350 \frac{90}{100} + 194 \frac{100 - 90}{100} + \left(1{,}0 \frac{90}{100} + 0{,}837 \frac{100 - 90}{100} \right) 47 \right] =$$

$$= 171{,}5 \text{ кДж/с};$$

$$Q_5 = Q_в = \left(c_A \frac{a_в}{100} + c_B \frac{100 - a_в}{100} \right) t_в =$$

$$= 0{,}288 \cdot \left(1{,}0 \frac{1}{100} + 0{,}837 \frac{100 - 1}{100} \right) 76 = 22{,}8 \text{ кДж/с}.$$

Определим расход пара

$$D = \frac{1{,}05 \left| Q_1 + Q_5 - (Q_2 + Q_3) \right|}{i - i_{кд}} =$$

$$= \frac{1{,}05 \left| 171{,}5 + 22{,}8 - (22{,}1 + 14{,}3) \right|}{2740 - 598} = 0{,}0755 \text{ кг/с},$$

или $D = 271{,}8$ кг/ч.

7-19. Определить для задачи 7-18 расход охлаждающей воды в дефлегматоре и конденсаторе, если дополнительно известны следующие величины: температура воды, поступающей в дефлегматор и конденсатор, $t'_2 = 10°C$, температура воды на выходе из дефлегматора и конденсатора $t''_2 = 30°C$. Температура смеси после дефлегматора $t_д = 47°C$.

Решение. Расход охлаждающей воды на дефлегматор определим по формуле

$$G_1 = \frac{G_д R \left(r_A \frac{a_д}{100} + r_B \frac{100 - a_д}{100} \right)}{c_в (t''_2 - t'_2)} =$$

$$= \frac{\frac{500}{3600} \cdot 2{,}24 \left(350 \frac{90}{100} + 194 \frac{100 - 90}{100} \right)}{4{,}1868 (30 - 10)} = 1{,}25 \text{ кг/с},$$

где $c_в$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$$G_1 = 4500 \text{ кг/ч}.$$

Расход охлаждающей воды на конденсатор определим по формуле

$$G_2 = \frac{G_д \left[\left(r_A \frac{a_д}{100} + r_B \frac{100 - a_д}{100} \right) + \right.}{c_в (t''_2 -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left. + \left(c_A \frac{a_д}{100} + c_B \frac{100 - a_д}{100} \right) (t'_д - t''_д) \right]}{- t'_2)} =$$

$$= \frac{\frac{500}{3600} \left[\left(350 \frac{90}{100} + 194 \frac{100 - 90}{100} \right) + \right.}{4{,}1868 (30 -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left. + \left(1{,}0 \frac{90}{100} + 0{,}837 \frac{100 - 90}{100} \right) (47 - 20) \right]}{- 10)} = 0{,}602 \text{ кг/с}.$$

Расход воды на конденсатор

$$G_2 = 2160 \text{ кг/ч}.$$

7-4. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Основные определения

Сушильные установки классифицируются по ряду признаков, среди которых наиболее существенны:

способ подвода теплоты к поверхности материала (конвективные, радиационные, с нагревом токами высокой частоты и др.);

режим работы (периодический или непрерывный);

вид сушильного агента (воздух, дымовые газы, перегретый пар и др.);

характер циркуляции сушильного агента (с естественной или искусственной циркуляцией);

давление в рабочем пространстве (атмосферные, вакуумные, глубоко вакуумные-сублимационные) и др.

Влажность материала определяется в долях или процентах к общей массе w_0 или к абсолютно сухой массе w_c:

$$w_0 = \frac{W}{m_{сух} + W} 100\%; \quad w_c = \frac{W}{m_{сух}} 100\%, \qquad (7\text{-}36)$$

где W — содержание влаги в материале, кг;
$m_{сух}$ — масса абсолютного сухого материала, кг.

Пересчет влажности

$$w_0 = \frac{w_c}{100 + w_c} 100\%; \quad w_c = \frac{w_0}{100 - w_0} 100\%. \qquad (7\text{-}37)$$

Интенсивность испарения воды со свободной поверхности

$$J_п = \frac{W}{F\tau} = \frac{\alpha}{r}(t_{с.т} - t_{м.т}), \qquad (7\text{-}38)$$

где F — поверхность, м²;
τ — время, с;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
r — теплота парообразования, Дж/кг;
$t_{с.т}$ и $t_{м.т}$ — соответственно температура сухого и мокрого термометров в окружающем воздухе, °С.

Состояние воздуха перед входом в рабочую камеру сушильной установки при однократном использовании воздуха определяется построением процесса нагревания атмосферного воздуха в калорифере при d=const до заданной температуры на Id-диаграмме (рис. 7-4, процесс AB).

Если сушильная установка работает с рециркуляцией и известно соотношение атмосферного и рециркулируемого воздуха, то состояние смеси определяется решением задачи о смешивании двух масс воздуха соответственно с параметрами свежего воздуха и рециркулята с параметрами на выходе из рабочей камеры.

Действительное состояние воздуха на выходе из рабочей камеры (точка C на рис. 7-4) определяется следующим образом.

Из точки B строится теоретический процесс сушки BE до заданной конечной влажности воздуха или температуры на выходе из рабочей камеры. По положению точки E определяется теоретическое значение количества влаги, испаряемой 1 кг воздуха в теоретическом процессе:

$$\Delta d_т = d_E - d_B = d_E - d_A. \qquad (7\text{-}39)$$

Далее определяется результирующая теплового баланса рабочей камеры

$$\Delta q = q_{доб} - q_{пот}, \qquad (7\text{-}40)$$

где $q_{доб}$ — добавочная теплота, подводимая к воздуху в рабочей камере, кДж/кг испаренной влаги;
$q_{пот}$ — удельная величина потерь теплоты на нагревание материала, транспортного средства и вследствие теплопередачи через ограждения рабочей камеры, кДж/кг испаренной влаги.

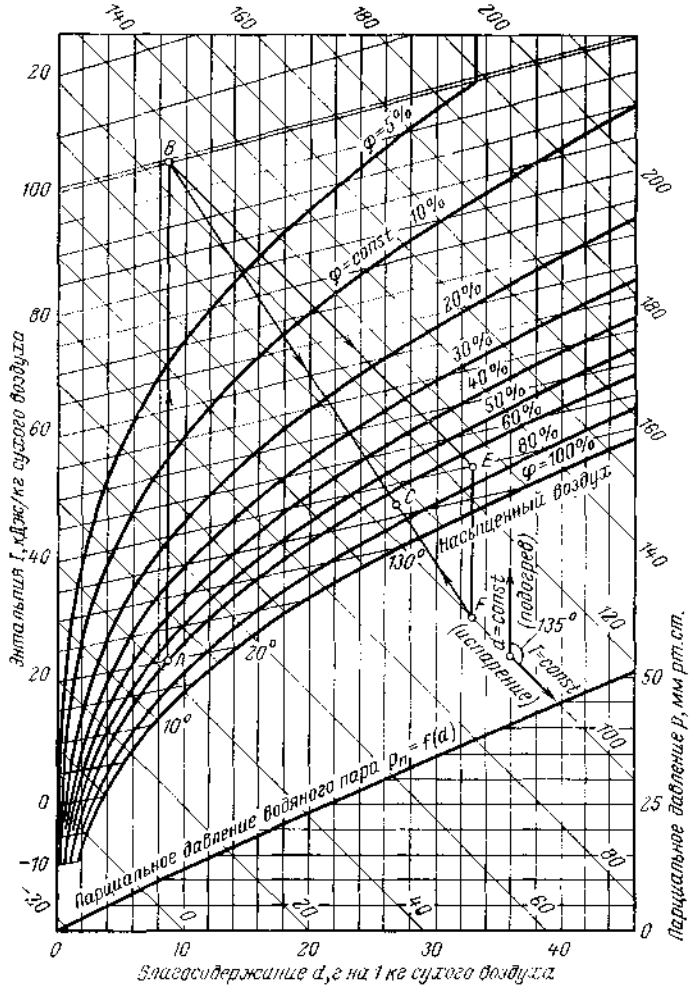


Рис. 7-4.

По значениям Δq и $\Delta d_т$ определяется величина вспомогательного отрезка J_{EF}, который откладывается от точки E вверх, если $\Delta q > 0$, или вниз, если $\Delta q < 0$:

$$J_{EF} = \frac{\Delta q \Delta d_т}{1000}. \qquad (7\text{-}41)$$

Через полученную точку F из точки B проводится прямая до пересечения ее с линией относительной влажности или изотермой, соответствующих состоянию воздуха на выходе из рабочей камеры.

Действительное количество испаряемой влаги 1 м³ воздуха

$$\Delta d_д = d_c - d_A. \qquad (7\text{-}42)$$

Расход воздуха на испарение 1 кг влаги

$$l = \frac{1000}{\Delta d_д}. \qquad (7\text{-}43)$$

Расход теплоты

$$q = l(i_B - i_A) - c_в t_м, \qquad (7\text{-}44)$$

где $c_в = 4{,}19$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$t_м$ — температура материала, поступающего в сушильную камеру, °С.

Задачи

7-20. Определить интенсивность испарения воды с поверхности материала в рабочей камере сушильной установки, если параметры воздуха в ней $p = 750$ мм рт. ст., $t = 75$°С и относительная влажность $\varphi = 5\%$. Коэффициент теплоотдачи на поверхности материала 12 Вт/(м²·К).

Решение. Теплота парообразования $r = 2513{,}4$ кДж/кг при давлении 750 мм рт. ст. При заданных параметрах воздуха в рабочей камере температура мокрого термометра $t_{м.т} = 32$°С. Интенсивность испарения влаги

$$J_и = \frac{\alpha (t_{с.т} - t_{м.т})}{r} = \frac{12 \cdot 10^{-3} (75 - 32)}{2513{,}4} = 0{,}2053 \cdot 10^{-3} \text{ кг (м}^2 \cdot \text{с)} =$$

$$= 0{,}739 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

7-21. Определить коэффициенты теплоотдачи от воздуха к поверхности материала в сушильной камере, если параметры воздуха $p = 1$ кгс/см², $t = 110$°С и $d = 16$ г/кг. Интенсивность испарения $J_и = 2$ кг/(м²·ч).

Ответ: 19,66 Вт/(м²·К).

7-22. Температура воздуха на входе в рабочую камеру сушильной установки $t_B = 100$°С и на выходе из нее $\varphi_C = 85\%$. Параметры атмосферного воздуха $t_A = 20$°С и $\varphi_A = 60\%$. Температура материала, поступающего в рабочую камеру, $t_м = 50$°С.

Определить расход воздуха и теплоты на испарение 1 кг влаги при однократном использовании воздуха, если потери теплоты в рабочей камере 1000 кДж/кг испаренной влаги.

Решение. По заданным параметрам атмосферного воздуха на *id*-диаграмме (рис. 7-4) наносим точку A. Нагревание воздуха в калорифере до 100°С изобразится отрезком прямой AB (процесс при

$d = \text{const}$). Теоретический процесс сушки ($i_B = \text{const}$) изобразится отрезком BE. Из точки E проводим вертикальный луч вниз, так как по условию задачи в рабочей камере имеются потери теплоты. Определяем отрезок EF. Увеличение влагосодержания воздуха в теоретическом процессе сушки $\Delta d_т = 24{,}5$ г/кг.

При этом отрезок J_{EF} будет равен:

$$J_{EF} = \frac{\Delta d_т \Delta q}{1000} = \frac{24{,}5 \cdot 1000}{1000} = 24{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Наносим на *id*-диаграмму точку F, проводим луч BF и на пересечении его с линией $\varphi = 85\%$ определяем действительное состояние воздуха на выходе из рабочей камеры.

Действительное увеличение влагосодержания воздуха в процессе сушки

$$\Delta d_д = d_C - d_A = 26{,}6 - 8{,}6 = 18 \text{ г/кг}.$$

Расход воздуха на испарение 1 кг влаги в действительном процессе сушки

$$l = \frac{1000}{\Delta d_д} = \frac{1000}{18} = 55{,}55 \text{ кг/кг}.$$

Расход теплоты на испарение 1 кг влаги

$$q = l(i_B - i_A) - 4{,}19 t_м = 55{,}55(125 - 43) - 4{,}19 \cdot 50 = 4345{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

7-23. Сравнить теоретические и действительные расходы теплоты и воздуха на испарение 1 кг влаги в сушильной установке, если параметры воздуха при входе в калорифер $t_A = 15$°С и $d_A = 6$ г/кг. На входе в рабочую камеру температура воздуха $t_B = 90$°С и на выходе из камеры — относительная влажность $\varphi_C = 80\%$. В действительном процессе сушки потери теплоты $\Delta q = 750$ кДж/кг испаренной влаги. Физическую теплоту испаренной влаги не учитывать.

Ответ: $l_т = 45{,}5$ кг/кг; $l_д = 55{,}5$ кг/кг; $q_т = 3530$ кДж/кг; $q_д = 4300$ кДж/кг.

7-24. Определить температуру воздуха на выходе из калорифера сушильной установки, если параметры атмосферного воздуха $t_A = 30$°С и $\varphi_A = 60\%$. На выходе из рабочей камеры сушильной установки $\varphi_C = 80\%$ и $t_C = 45$°С. Известно, что вследствие потерь теплоты в данной установке действительный расход воздуха на испарение 1 кг влаги на 25% больше теоретического.

Ответ: $t_B = 155$°С.

7-25. Для сушильной установки с рециркуляцией воздуха определить температуру воздуха на входе в сушильную камеру, расход теплоты q и теплоносителя l, представляющего смесь наружного воздуха $l_н$ и рециркулятора $l_р$, на испарение 1 кг влаги. В калорифере подогревается смесь наружного воздуха и рециркулята.

Задано: параметры наружного воздуха $t_0 = 20$°С и $\varphi_0 = 60\%$; параметры рециркулируемого воздуха $t_C = 40$°С и $\varphi_C = 80\%$. Содержание рециркулятора в смеси 1 : 3. Потери теплоты в действительном процессе сушки $\Delta q = 850$ кДж/кг испаренной влаги.

Решение. По заданным параметрам наружного воздуха t_0 и φ_0 и параметрам t_C и φ_C рециркулируемого воздуха, соответствующего состоянию воздуха на выходе из рабочей камеры сушильной установки, наносим на диаграмму точки O и C (см. рис. 7-4). Соединяем их прямой и на отрезке OC наносим точку состояния смеси

воздуха перед входом в калорифер. Так как рециркулятор составляет третью часть в смеси, то точка A наносится на прямой OC на расстоянии $^1/_3$ от точки O. Параметры точки A: $t_A=27°C$ и $\varphi_A=85\%$. По разности d_C-d_A определяем $\Delta d=19{,}45$ г/кг. Так как в рабочей камере сушильной установки потери теплоты, то из точки C проводим вверх линию CE' ($d_C=\text{const}$) и на ней наносим точку E' на расстоянии

$$J_{CE'}=\frac{\Delta d_{\text{п}}\Delta q}{1000}=\frac{19{,}45\cdot 850}{1000}=16{,}52 \text{ кДж/кг}.$$

Из точки E' проводим линию $i_E=\text{const}$, которая при пересечении с линией $d_A=\text{const}$ определяет точку B, т. е. состояние подогретого в калорифере воздуха перед входом в рабочую камеру.

Температура точки B $t_B=106°C$.

Расход воздуха

$$l=\frac{1000}{\Delta d}=\frac{1000}{19{,}45}=51{,}5 \text{ кг/кг},$$

в том числе $l_{\text{ц}}=2/3\cdot 51{,}5=34{,}3$ и $l_{\text{р}}=1/3\cdot 51{,}5=17{,}2$ кг/кг.

Расход теплоты

$$q=l(i_B-i_A)=51{,}5(157{,}4-75{,}4)=4225 \text{ кДж/кг}.$$

7-5. ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПЕЧИ

Основные определения

Нагрев изделий и материалов в промышленных печах зависит от их физической характеристики и интенсивности теплоотдачи к нагреваемой поверхности.

В нагревательных и плавильных печах между нагреваемым материалом и нагретыми поверхностями рабочей камеры и заполняющими ее горячими газами происходит лучистый и конвективный теплообмен.

При естественной конвекции в рабочей камере печи коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}=5\div 30$ Вт/(м²·К). Лучистый теплообмен в высокотемпературных нагревательных и плавильных печах значительно превосходит конвективный теплообмен и определяется по формуле

$$q_{\text{л}}=\sigma\left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{\text{м}}}{100}\right)^4\right], \qquad (7\text{-}45)$$

где $T_{\text{п}}$ и $T_{\text{м}}$ — соответственно температура в рабочей камере печи и нагреваемого материала;

σ — приведенная излучательная способность системы тел, состоящей из внутренней поверхности рабочей камеры печи, греющего газа и нагреваемого материала.

В нагревательной печи $\sigma=3\div 4{,}6$ Вт/(м²·К⁴).

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{л}}=\frac{q_{\text{л}}}{t_{\text{п}}-t_{\text{м}}}. \qquad (7\text{-}46)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\Sigma}=\alpha_{\text{л}}+\alpha_{\text{к}}. \qquad (7\text{-}47)$$

Суммарный удельный тепловой поток

$$q_{\Sigma}=(\alpha_{\text{л}}+\alpha_{\text{к}})(t_{\text{п}}-t_{\text{м}})=\alpha_{\Sigma}(t_{\text{п}}-t_{\text{м}}). \qquad (7\text{-}48)$$

Время нагрева тонких листов и прутков металла

$$\tau=\frac{M_{\text{м}}\bar{c}_{\text{м}}}{\alpha_{\Sigma}F}\cdot 2{,}3\lg\frac{t_{\text{п}}-t'_{\text{м}}}{t_{\text{п}}-t''_{\text{м}}}, \qquad (7\text{-}49)$$

где $M_{\text{м}}$ — масса нагреваемого материала, кг;

F — поверхность материала, м²;

$\bar{c}_{\text{м}}$ — средняя теплоемкость материала в процессе нагрева, кДж/(кг·К);

$t'_{\text{м}}$ и $t''_{\text{м}}$ — начальная и конечная температуры нагреваемого материала, °С;

$t_{\text{п}}$ — температура в рабочей камере печи, °С.

Расчет нагрева массивных тел может производиться по так называемому методу тепловой диаграммы, состоящему в том, что весь процесс нагрева материала разбивается на отдельные этапы, в течение которых можно принимать линейную зависимость изменения во времени температуры нагреваемого тела и греющей среды.

При заданной зависимости между температурами $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{м}}$ время нагрева определяется по соотношению

$$\tau=\sum_{i=1}^{n}\frac{M_{\text{м}}(t''_{\text{м}i}c''_{\text{м}i}-t'_{\text{м}i}c'_{\text{м}i})}{F\bar{q}_{\text{м}i}}=\sum_{i=1}^{n}\frac{M_{\text{м}}}{F\bar{q}_{\text{м}i}}(i''_{\text{м}i}-i'_{\text{м}i}), \qquad (7\text{-}50)$$

где $t'_{\text{м}i}$ и $t''_{\text{м}i}$ — температура нагреваемого материала в начале данного этапа нагрева и в конце, °С;

$c'_{\text{м}i}$ и $c''_{\text{м}i}$ — средние теплоемкости материала в интервале температур $0-t'_{\text{м}i}$ и $0-t''_{\text{м}i}$;

$i'_{\text{м}i}$ и $i''_{\text{м}i}$ — энтальпии материала при температурах $t'_{\text{м}i}$ и $t''_{\text{м}i}$;

$\bar{q}_{\text{м}i}$ — средний удельный тепловой поток в интервале температур $t'_{\text{м}i}$ и $t''_{\text{м}i}$,

$$\bar{q}_{\text{м}i}=\frac{q'_{\text{м}i}-q''_{\text{м}i}}{2{,}3\lg\dfrac{q'_{\text{м}i}}{q''_{\text{м}i}}}, \qquad (7\text{-}51)$$

где $q'_{\text{м}i}$ и $q''_{\text{м}i}$ — удельные тепловые потери к поверхности материала в начале и в конце рассматриваемого этапа.

При нагреве углеродистых сталей до $t_{\text{м}}=500°C$ энтальпию можно определить по формуле $i_{\text{м}}=0{,}55t_{\text{м}}$ кДж/кг. В интервале температур 500—1200°С $i_{\text{м}}=0{,}8\ t_{\text{м}}-125$ кДж/кг.

При расчете нагрева металла в промышленных печах можно пренебрегать конвективной составляющей удельного теплового потока. Тогда для $q'_{\text{м}}$ и $q''_{\text{м}}$ получим расчетные формулы:

$$q'_{\text{м}}=\sigma\left[\left(\frac{T'_{\text{п}}}{100}\right)^4-\left(\frac{T'_{\text{м}}}{100}\right)^4\right]; \qquad (7\text{-}52)$$

$$q''_{\text{м}}=\sigma\left[\left(\frac{T''_{\text{п}}}{100}\right)^4-\left(\frac{T''_{\text{м}}}{100}\right)^4\right]. \qquad (7\text{-}53)$$

Тепловой баланс печи

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4, \qquad (7\text{-}54)$$

где Q — общий приход теплоты;
Q_1 — полезно использованная теплота;
Q_2 — потеря теплоты с уходящими газами;
Q_3 — потеря теплоты от неполноты сгорания;
Q_4 — потеря теплоты в окружающую среду.

Приход теплоты

$$Q=BQ^p_н+Bc_в t_в \alpha L_0+Bc_т t_т+Q_{экз},$$

где B — расход топлива, кг/с;
$Q^p_н$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
$c_в$ и $c_т$ — теплоемкость воздуха и топлива, кДж/(кг·К);
$t_в$ и $t_т$ — температура воздуха и топлива, °С;
$Q_{экз}$ — теплота экзотермических реакций, происходящих в нагреваемом материале, кДж/с.

Полезный расход теплоты

$$Q_1=M_м c_м t_м+Q_{т.п}+Q_{энд},$$

где $M_м$, $c_м$ и $t_м$ — масса, теплоемкость и температура нагреваемого материала;
$Q_{т.п}$ — теплота плавления (для плавильных печей);
$Q_{энд}$ — теплота эндотермических реакций.

Потери теплоты с уходящими газами

$$Q_2=B(1+\alpha L_0)c_{ух}t_{ух},$$

где B — расход топлива;
L_0, α — теоретический расход воздуха и коэффициент избытка воздуха;
$c_{ух}$, $t_{ух}$ — теплоемкость и температура уходящих газов.

Потери теплоты от неполноты сгорания

$$Q_3=kBQ^p_н,$$

где $k=0{,}01\div0{,}03$ для жидкого и газообразного топлива.

Потери теплоты в окружающую среду Q_4 можно рассчитывать по формулам теплопередачи, определяя потери через кладку печи и излучением через загрузочные и выгрузочные отверстия.

Величину Q_4 можно определять как остаточный член баланса, т. е. по соотношению

$$Q_4=Q-(Q_1+Q_2+Q_3).$$

Отношение полезно израсходованной теплоты к теплоте затраченного топлива представляет к. п. д. печи.

Задачи

7-26. В нагревательной печи производительностью 5000 кг/ч нагреваются заготовки из углеродистой стали. Начальная температура заготовок $t'_м$=30°С, конечная — $t''_м$=1100°С. Топливо — мазут с низшей теплотой сгорания $Q^p_н$=39 000 кДж/кг. Теоретически необходимое количество воздуха L_0=13,6 кг/кг. Коэффициент избытка воздуха α=1,1. Температура топлива 80°С. Температура подогретого воздуха 300°С. Температура уходящих газов $t_{ух}$=950°С. Потери теплоты от неполноты сгорания q_3=1,5% и в окружающую среду q_4=

=15,5% от теплоты сгорания топлива. Принять теплоемкость уходящих газов $c_{ух}$=1,29 кДж/(кг·К). Определить расход топлива.

Решение. Тепловой баланс печи

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4;$$

$$BQ^p_н+B\alpha L_0 c_в t_в+Bc_т t_т=M_м(c''_м t''_м-c'_м t'_м)+$$
$$+B(1+\alpha L_0)c_{ух}t_{ух}+BQ^p_н(q_3+q_4).$$

Из полученного соотношения определяем расход топлива:

$$B=\frac{M_м(c''_м t''_м-c'_м t'_м)}{Q^p_н+\alpha L_0 c_в t_в+c_т t_т-(1+\alpha L_0)c_{ух}t_{ух}-Q^p_н(q_3+q_4)}=$$
$$=\frac{5000\,(0{,}68\cdot1150-}{39\,000+1{,}1\cdot13{,}6\cdot1{,}047\cdot300+1{,}75\cdot80-(1+1{,}1\cdot13{,}6)\,1{,}29\times}\rightarrow$$
$$\rightarrow\frac{-0{,}46\cdot30)}{\times950-39\,000\,(0{,}155+0{,}015)}=217{,}6\ \text{кг/ч}.$$

7-27. Определить время симметричного нагрева заготовки из углеродистой стали с размерами 150×150×1000 мм от температуры 500°С до температуры 1000°С, если температура в печи $t_в$=1250°С. Принять приведенную излучательную способность σ=3,5 Вт/(м²·К⁴).

Решение. Масса заготовки

$$M_м=V_м\rho_м=0{,}15\cdot0{,}15\cdot1{,}0\cdot7480=168{,}3\ \text{кг}.$$

Поверхность заготовки

$$F=4\cdot0{,}15\cdot1{,}0+2\cdot0{,}15\cdot0{,}15=0{,}645\ \text{м}^2.$$

Удельные тепловые потоки к поверхности материала в начале и в конце рассматриваемого этапа нагрева

$$q'_{мi}=\sigma\left[\left(\frac{T'_в}{100}\right)^4-\left(\frac{T'_м}{100}\right)^4\right]=3{,}5\left[\left(\frac{1523}{100}\right)^4-\left(\frac{773}{100}\right)^4\right]=$$
$$=175{,}811\ \text{кВт/м}^2;$$
$$q''_{мi}=\sigma\left[\left(\frac{T''_в}{100}\right)^4-\left(\frac{T''_м}{100}\right)^4\right]=3{,}5\left[\left(\frac{1523}{100}\right)^4-\left(\frac{1273}{100}\right)^4\right]=$$
$$=96{,}393\ \text{кВт/м}^2.$$

Средний удельный тепловой поток

$$\bar{q}_м=\frac{q'_{мi}-q''_{мi}}{2{,}3\lg\dfrac{q'_{мi}}{q''_{мi}}}=\frac{175{,}811-96{,}393}{2{,}3\lg\dfrac{175{,}811}{96{,}393}}=132{,}3\ \text{кВт/м}^2.$$

Время нагрева

$$\tau=\frac{M_м(t''_м-t'_м)}{F\bar{q}_м}=\frac{168{,}3}{0{,}645\cdot132{,}3}(675-275)=788{,}9\ \text{с}=13{,}5\ \text{мин}.$$

7-28. Определить время одностороннего нагрева стальных листов толщиной 10 мм, длиной 2 м и шириной 1,5 м от $t'_м$=0°С до $t''_м$=500°С в нагревательной печи с температурой $t_в$=800°С. Принять

коэффициент теплоотдачи $\alpha_\Sigma = 110$ Вт/(м²·К) и среднюю теплоемкость металла $\bar{c}_м = 0{,}53$ кДж/(кг·К). Плотность металла 7480 кг/м³.

Ответ: $\tau = 353$ с = 5,88 мин.

7-29. Определить к. п. д. печи, нагревающей 10 т/ч стальных слитков от $t'_м = 0°C$ до $t''_м = 1150°C$, при этом расход природного газа с низшей теплотой сгорания $Q^р_н = 35\,866$ кДж/м³ составляет 555 м³/ч.

Ответ: $\eta_п = 0{,}4$.

Глава восьмая

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

8-1. ОТОПЛЕНИЕ

Основные определения

Отопление помещений применяется для того, чтобы в холодное время года компенсировать тепловые потери помещения и обеспечить в нем заданную температуру $t_в$. Тепловые потери помещения $Q_{т.п}$ можно определить, составив уравнение теплового баланса для помещения

$$Q_{т.п} = Q_т + Q_и - Q_{т.в}, \qquad (8\text{-}1)$$

где $Q_т$ — теплопотери за счет теплопередачи через ограждения, Вт;

$Q_и$ — теплопотери инфильтрацией за счет поступления в помещение холодного воздуха через неплотности, Вт;

$Q_{т.в}$ — внутренние тепловыделения, Вт.

Величину $Q_т$ определяют по формуле

$$Q_т = F k_0 n (t_в - t_н), \qquad (8\text{-}2)$$

где F — площадь ограждения, м²;

$k_0 = \dfrac{1}{R_0}$ — коэффициент теплопередачи ограждающих конструкций, Вт/(м²·К);

R_0 — термическое сопротивление ограждающих конструкций (м²·К)/Вт;

n — поправочный коэффициент к расчетной разности температур; для нагрузочных стен, покрытий, перекрытий над подвалами $n = 1$, для чердачных перекрытий $n = 0{,}8 \div 0{,}9$, см. [8];

$t_в$ — расчетная температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С.

Величины k_0 и R_0 определяют для многослойной стенки (см. гл. 3). Для типовых наружных ограждений k_0 и R_0 принимают из справочников СНиП.

Температура $t_в$ принимается в зависимости от назначения помещения. Для жилых помещений $t_в = 18 \div 20°C$, для производственных помещений от 18°С до 10°С с учетом тепловыделений, физической занятости персонала и т. д. Температура $t_н$ принимается по климатологическим данным для района проектирования. К тепловым по-

терям, подсчитанным по формуле (8-2), добавляют потери в зависимости от ориентации ограждения по странам света, преобладающего направления ветра и т. д. Теплота $Q_т$ является основной величиной теплопотерь, поэтому тепловые потери помещения выражают следующим образом:

$$Q_{т.п} = Q_т \left(1 + \frac{Q_и}{Q_т}\right) = Q_т (1 + \omega). \qquad (8\text{-}3)$$

Коэффициент инфильтрации $\omega = Q_и / Q_т$ для жилых зданий принимают равным нулю. Теплопотери инфильтрацией промышленных зданий могут составлять 25–30% теплопотерь через наружные ограждения. Внутренние тепловыделения для жилых помещений принимают равными нулю. Для промышленных предприятий внутренние выделения определяют в зависимости от источника тепловыделения. Для определения тепловой мощности теплоподготовительных станций пользуются определением теплопотерь по удельным тепловым характеристикам зданий

$$Q_{т.п} = \alpha q_0 V_н (t_в - t_н) \qquad (8\text{-}4)$$

где α — поправочный коэффициент для жилых и общественных зданий, $\alpha \approx 0{,}54 + \dfrac{22}{t_в - t_н}$;

q_0 — удельная тепловая характеристика здания, кДж/(м³·ч·К);

$V_н$ — наружный объем здания, м³.

Удельная тепловая характеристика здания любого назначения может быть определена по формуле

$$q_0 = \frac{P}{S}(k_{ст} + \rho_0 (k_{ок} - k_{ст}) + \frac{1}{h}(0{,}9 k_0 - 0{,}6 k_{пл}), \qquad (8\text{-}5)$$

где P — периметр здания, м;

S — площадь здания, м²;

h — высота здания, м;

ρ_0 — коэффициент остекления;

$k_{ст}$, $k_{ок}$, k_0, $k_{пл}$ — коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон, пола и потолка.

Обычно удельные отопительные характеристики для отдельных типов помещений задаются в теплотехнических справочниках (см. приложение 14). Тепловые потери помещения должны компенсироваться отопительными установками, поэтому можно записать $Q_{т.п} = Q_{от}$. Если в формулу для определения тепловых потерь будет подставлена $t_{н.о}$ — наружная расчетная температура (см. приложение 13), то получим максимальную (расчетную) нагрузку на отопление

$$Q^р_{от} = q_0 V_н (t_в - t_{н.о}). \qquad (8\text{-}6)$$

Расходы тепла на отопление при температурах наружного воздуха, отличных от расчетной, определяют по соотношению:

для средней температуры за холодный месяц

$$Q^{ср}_{от} = Q^р_{от} \frac{t_в - t_{ср}}{t_в - t_{н.о}}; \qquad (8\text{-}7)$$

для средней температуры за отопительный период

$$Q^{оп}_{от} = Q^р_{от} \frac{t_в - t^{оп}_н}{t_в - t_{н.о}}. \qquad (8\text{-}8)$$

Годовой расход тепла на отопление определяется с учетом продолжительности отопительного периода $z_{оп}$, ч/год (см. приложение 13),

$$Q_{от}^{год} = Q_{от}^{ср} z_{оп} \approx 0{,}5 Q_{от}^{г} z_{оп}. \qquad (8\text{-}9)$$

Продолжительность отопительного периода для района проектирования определяется по СНиП или ориентировочно по поясам, ч:

Север европейской части Союза	5500
Средняя полоса европейской части, Север Средней Азии	5000
Юг европейской части (южнее Харькова)	4000—4500
Крым, Кавказ, Юг Средней Азии	2500—3000

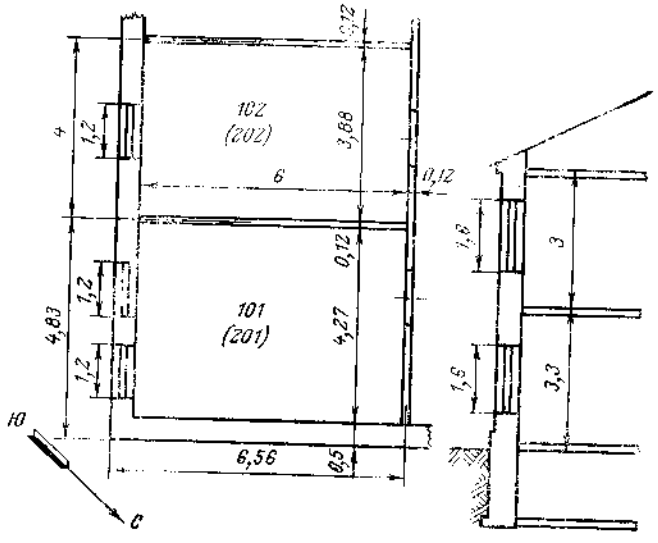


Рис. 8-1.

Поверхность нагрева отопительных приборов $F_{оп}$ в помещениях определяется по формуле

$$F_{оп} = \frac{Q_{т.п}}{k\,(t_{ср} - t_{в})}\,\beta_1\beta_2\beta_3, \qquad (8\text{-}10)$$

где k — коэффициент теплопередачи отопительного прибора кДж/(м²·ч·К);

$t_{ср}$ — средняя расчетная температура теплоносителя в приборе, °С;

$t_{в}$ — расчетная температура воздуха в помещении, °С;

$Q_{т.п}$ — тепловые потери помещения, кДж/ч;

β_1, β_2, β_3 — соответственно поправочные коэффициенты на число секций в батарее, остывание воды в трубах, характер установки прибора.

Задачи

8-1. Определить теплопотери жилых помещений *101* и *102*, расположенных в первом этаже здания (рис. 8-1). Расчетная наружная температура $t_{н}$=—26°С, температуру внутри помещений принять для углового помещения $t_{в}$=+18°С, для среднего $t_{в}$=+20°С, коэффициент теплопередачи для наружных стен $k_{ст}$=3,72 кДж/(м²·ч·К).

Таблица 8-1

№ помещения	Внутренняя температура помещения	Ориентация	Ограждение	Размер ограждения, м	Площадь ограждения, м²	Разность температур $t_{в}-t_{н}$, °С	Коэффициент теплопередачи $k_{о}$, кДж/(м²·ч·К)
101	18	ЮВ	Н. Ст.	4,83×3,3	15,93	46	3,72
		СВ	Н. Ст.	6,56×3,3	21,6	46	3,72
		ЮВ	Д. О.	2 (1,2×1,6)	3,84	46	9,63—3,72
		—	Пл	4,3×6,06	26,24	18,4	2,51
102	20	ЮВ	Н. Ст.	4×3,3	13,2	44	3,72
		ЮВ	Д. О.	1,2×1,6	1,92	44	9,63—3,72
		—	Пт	4×6,06	24,24	17,6	2,51

Продолжение табл. 8-1

№ помещения	Основные теплопотери Q, кДж/ч	Добавочные теплопотери, %, в зависимости			Добавочные теплопотери, кДж/ч	Общие теплопотери, кДж/ч
		от ориентации	от скорости ветра	прочие		
101	1185,76	5	5	—	272,35	3004,23
	3703,96	10	—	—	557,27	4266,23
	1039,12	5	5	—	104,75	1143,87
	1215,1	—	—	—	—	1215,1
						9624,43
102	2141,09	5	5	—	213,69	2354,78
	498,61	5	5	—	50,28	548,89
	1072,64	—	—	—	—	1072,64
						3976,31

для окон с двойными деревянными переплетами $k_{ок}$ = =9,63 кДж/(м² ч·К), для пола $k_{пл}$ =2,51 кДж/(м²·ч·К).

Решение. Определяем тепловые потери для отдельных ограждений по формуле (8-2) $Q_т = Fk_1n(t_в - t_н)$. При определении теплопотерь через наружные стены площади окон не вычисляются, но вместо коэффициента теплопередачи окна принимают разность между коэффициентом теплопередачи окна и наружной стены. Для полов над неотапливаемым подвалом ниже уровня земли разность температур принимается с коэффициентом n=0,4.

Таким образом, для углового помещения Δtn=40·0,4=16,4°С и для неугловых 44·0,4=17,6°С.

Результаты расчетов записывают в табличной форме (табл. 8-1). При этом применяют следующие сокращенные записи: ЮВ — юго-восток, СВ — северо-восток, Н. Ст. — наружная стена, Д. О. — двойное окно, Пт — потолок, Пл — пол и т. д.

8-2. Определить теплопотери жилых помещений *201* и *202* на рис. 8-1, расположенных на втором этаже здания, в районе с расчетной надежной температурой —25°С. Температуры внутри помещений и коэффициенты теплопередачи через ограждения принять по условию задачи 8-1. Дополнительно задается условие для определения разности температур для чердачного перекрытия,

для неугловых помещений

$$\Delta tn = 44 \cdot 0{,}8 = 35{,}2°С,$$

для угловых 46×0,8=36,8°С.

Ответ: помещение *201* $Q_т$=10 592,32 кДж/ч; помещение *202* $Q_т$=5199,79 кДж/ч.

8-3. Определить потери тепла по укрупненным показателям для жилого здания в районе г. Свердловска. Строительный объем здания по наружному обмеру 10 тыс. м³, удельная отопительная характеристика

$$q_0 = 1{,}38 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)}.$$

Решение. Расчетный расход тепла на отопление найдем по формуле

$$Q^р_{от} = q_0 V_н (t_в - t_{нро}).$$

Для жилых помещений принимаем $t_в$=18°С.

Для г. Свердловска $t_{нро}$=—31°С. Тогда $Q^р_{от}$=1,38·10 000(18+ +31)=676,2·10³ кДж/ч.

8-4. Для условий задачи 8-3 определить часовой расход тепла на отопление при температуре $t_{ср}$ = —15,5°С.

Ответ: $Q^х_{от}$ = 459,[illegible] кДж/ч.

8-5. Определить годовой расход тепла на отопление для условий задачи 8-3, если $z_{от}$=5472 ч, $t_{ср}$ = —6,4°С.

Ответ: $Q^р_{от}$ = 4[illegible],72 МДж ч, $Q^{год}_{от}$ = 1,312 ГДж.

8-6. Определить расчетный расход тепла на отопление группы зданий, если известно, что объем отапливаемых зданий по наружному обмеру $V_н$=10 000 м³, удельная отопительная характеристика q_0=1,[illegible] кДж/(м³·ч·К), температура внутри помещений $t_в$ = +16°С, расчетная наружная температура $t_{нро}$ = —32°С.

Ответ: $Q^р_{от}$ = 710·10³ кДж/ч.

8-7. Определить и разместить необходимую поверхность нагрева радиаторов типа М-140 для угловой комнаты, имеющей на одной из наружных стен два окна. Тепловые потери комнаты через наружные ограждения $Q_{т.п}$=14 665 кДж/ч, температура воды на входе в радиаторы $t_{вх}$=95°С, на выходе $t_{вых}$=70°С, температура воздуха в помещении $t_в$=18°С. Коэффициент на остывание воды в трубах равен 1,0, на установку радиаторов — 1,03, при восьми секциях в батарее коэффициент равен 1,0, при одиннадцати секциях — 1,03. Коэффициент теплопередачи k=34,35 кДж/(м²·ч/К).

Решение. Суммарную поверхность нагрева радиаторов найдем по формуле

$$F_{ок} = \frac{Q_{т.п}}{k\,(t_{ср} - t_в)}.$$

Определим:

$$(t_{ср} - t_в) = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64{,}5°С.$$

Тогда

$$F_{ок} = \frac{14\,665}{34{,}35 \cdot 64{,}5} \cdot 1 \cdot 1{,}03 = 6{,}8 \text{ м}^2,$$

или в эквивалентных квадратных метрах для радиаторов М-140

$$6{,}8 \cdot 1{,}22 = 8{,}3 \text{ м}^2,$$

где 1,22 — переводной коэффициент для радиаторов М-140.

По характеристике радиаторов М-140 находим, что поверхность нагрева одной секции равна 0,31 м², тогда число секций будет равно:

$$n = \frac{8{,}3}{0{,}31} = 27 \text{ шт.}$$

С учетом того, что комната угловая, устанавливаются два радиатора по 8 секций под окнами и один из 11 секций у другой наружной стены.

8-2. ВЕНТИЛЯЦИЯ

Основные определения

По принципу организации воздухообмена в помещении вентиляция может быть общей и местной. При местной вентиляции нормативные условия среды поддерживаются только в отдельных частях помещения (на рабочих местах). В зависимости от назначения помещения и характера вредных выделений предусматривается санитарная норма приточного воздуха на одного человека в час, а зная санитарные нормы, объем помещения и численность персонала, можно определить количество наружного воздуха, которое необходимо подать в помещение $V_{возд}$ (см. § 8-4).

В отопительный период температура наружного воздуха $t_н$ ниже температуры воздуха внутри помещений $t_в$. Чтобы не допустить снижения температуры в помещении, наружный (свежий) воздух перед подачей в помещение подогревают. Поэтому приточная и приточно-

вытяжная искусственная вентиляция являются потребителями тепла, расход тепла на подогрев наружного воздуха, подаваемого для вентиляции помещений, от $t_н$ до $t_в$ определяются по формуле

$$Q_в = V_{вент} c_в (t_в - t_н), \quad (8\text{-}11)$$

или

$$Q_в = m V_в c_в (t_в - t_н), \quad (8\text{-}12)$$

где $V_в$ — внутренний объем помещения, м³;
$m = V_{вент}/V_в$ — кратность воздухообмена (вентиляции), 1/с;
$c_в$ — объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К), или

$$Q_в = q_в V_в (t_в - t_н), \quad (8\text{-}13)$$

где $V_в$ — объем помещения по наружному обмеру, м³;
$q_в$ — удельная вентиляционная характеристика помещения,

$$q_в = m c_в V_в / V_в.$$

Максимально-часовой (расчетный) расход тепла на вентиляцию определяется по расчетной наружной температуре для вентиляции $t_{нрв}$:

$$Q^р_в = q_в V_в (t_в - t_{нрв}), \quad (8\text{-}14)$$

где $q_в$ и $t_{нрв}$ зависят от назначения помещения и принимаются по приложениям 13, 14 и 16.

Для общественных зданий и производств без выделений особо вредных газов, паров и пыли $t_{нрв}$ выше $t_{нро}$. При температурах наружного воздуха ниже $t_{нрв}$ расход тепла на вентиляцию остается постоянным и равным $Q^р_в$. Для того чтобы в этот период не происходило расхолаживания вентилируемого помещения, поступление наружного (свежего) воздуха ограничивают применением рециркуляции. При этом кратность воздухообмена в помещении снижается и будет равна:

$$m_t = m \frac{t_в - t_{нро}}{t_в - t_н}, \quad (8\text{-}15)$$

где m — расчетная кратность воздухообмена, 1/с;
$t_н$ — наружная температура в период, когда $t_н$ ниже $t_{нрв}$, °С.

Расчетный расход тепла на вентиляцию помещений, в которых не допускается снижение кратности воздухообмена, а также для помещений, в которых воздух расходуется на технические цели (печи, сушилки, завесы и др.), определяется по $t_{нро}$.

Годовой расход тепла на вентиляцию определяется с учетом числа часов работы вентиляции в годовом разрезе. Подогрев наружного воздуха осуществляют в калориферах. Поверхность нагрева калориферной установкой F определяется по методике, изложенной в § 7-1:

$$F = \frac{Q}{k (t_{ср.т} - t_{ср.в})}, \quad (8\text{-}16)$$

где Q — расход тепла на нагрев воздуха, кДж/ч;
k — коэффициент теплопередачи калорифера, кДж/(м²·ч·К);
$t_{ср.т}$ — средняя температура теплоносителя, °С;

$t_{ср.в}$ — средняя температура воздуха, °С;

$$Q = G_в c_в (t''_в - t'_в); \quad (8\text{-}17)$$

$$t_{ср.т} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}; \quad (8\text{-}18)$$

$$t_{ср.в} = \frac{t'_в + t''_в}{2}; \quad (8\text{-}19)$$

где $G_в$ — массовый расход нагреваемого воздуха, кг/с;
$c_в$ — массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);
$t_{вх}$, $t_{вых}$ — температура греющей воды на входе и выходе из калорифера, °С; при паровом обогреве $t_{ср.т} = t_{нас}$;
$t'_в$, $t''_в$ — начальная и конечная температура воздуха, °С.

Тип калорифера выбирается по F и по живому сечению для прохода воздуха f, м²:

$$f = \frac{G_в}{3600 v_m}, \quad (8\text{-}20)$$

где v_m — массовая скорость воздуха в калорифере, кг/(м²·с).

Массовую скорость воздуха $v_m = vp$ принимают по экономическим соображениям: для пластинчатых калориферов 7—12 кг/(м²·с), для оребренных 3—5 кг/(м²·с).

Задачи

8-8. Определить максимальный часовой расход тепла на вентиляцию здания с внутренним объемом $V_в = 15\,000$ м³, если известно, что расчетная температура для вентиляции $t_{нрв} = -15$°С, температура воздуха внутри помещения $t_в = 16$°С. Кратность воздухообмена $m = 2{,}5$ 1/ч.

Решение. Максимальный часовой расход тепла определяем по формуле

$$Q^р_в = m V_в c_в (t_в - t_{нрв}) = 2{,}5 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 1{,}3 (16 + 15) = 1{,}509 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}.$$

8-9. Для условий задачи 8-8 определить, чему будет равна кратность воздухообмена при температуре наружного воздуха —20°С и —25°С.

Решение.

$$m_t = m \frac{t_в - t_{нрв}}{t_в - t_н};$$

$$m_{-20} = 2{,}5 \frac{16 + 15}{16 + 20} = 2{,}15 \text{ 1/ч};$$

$$m_{-25} = 2{,}5 \frac{16 + 25}{16 + 25} = 1{,}89 \text{ 1/ч}.$$

8-10. Определить расчетный расход тепла на вентиляцию для механосборочного цеха в районе г. Москвы, если объем цеха по наружному обмеру $V_н = 50\,000$ м³.

Решение. Расчетный расход тепла на вентиляцию цеха найдем по формуле

$$Q^р_в = q_в V_в (t_в - t_{нрв}).$$

Удельная вентиляционная характеристика для механосборочного цеха объемом 50 000 м³ равна $q_в = 0{,}63$ кДж/(м³·ч·К).

Температура внутри помещения $t_в = 16$°С (см. приложение 15). Расчетная температура для вентиляции помещения в районе г. Москвы $t_{нро} = -14$°С. Подставляя эти величины в формулу, получаем:

$$Q_в = 0{,}63 \cdot 50 \cdot 10^3 (16 + 14) = 945 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч}.$$

8-11. Для условий задачи 8-10 определить, какой будет кратность воздухообмена в цехе при температуре $t_{нро}$.

Решение. Для г. Москвы $t_{нро} = -25$°С (приложение 13), при этом кратность воздухообмена будет равна:

$$m_{-25} = m \frac{t_в - t_{н.о}}{t_в - t_{нро}} = m \frac{16 + 14}{16 + 25} = 0{,}73m,$$

т. е. 73% расчетной.

8-12. Определить расход тепла на вентиляцию цеха с объемом $V_н = 15\,000$ м³, если расчетная температура для вентиляции $t_{нро} = -10$°С, а удельная вентиляционная характеристика $q_в = 3{,}6$ кДж/(м³·ч·К). $t_в$ принять равной +15°С.

Ответ: $Q_в = 1350 \cdot 10^3$ кДж/ч.

8-13. Определить поверхность нагрева калорифера, чтобы подогрева 5000 м³/ч воздуха от температуры —20°С до +18°С, если температура воды на входе в калорифер $t_{вх} = 150$°С, на выходе $t_{вых} = 70$°С; коэффициент теплопередачи принять равным 72 кДж/(м²·ч·К).

Решение. Определение поверхности нагрева калорифера ведем по формуле

$$F = \frac{Q}{k(t_{ср.т} - t_{ср.в})}.$$

По приложению находим плотность воздуха при 18°С $\rho_в = 1{,}2$ кг/м³ и $c_в = 1{,}0$ кДж/(кг·К):

$$Q = V\rho_в c_в (t''_в - t'_в) = 5000 \cdot 1{,}2 \cdot 1 (18 + 20) = 228 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч};$$

$$t_{ср.т} = \frac{150 + 70}{2} = 110\text{°С};$$

$$t_{ср.в} = \frac{-20 + 18}{2} = -1\text{°С};$$

Тогда

$$F = \frac{228 \cdot 10^3}{72 (110 + 1)} = 28{,}5 \text{ м}^2.$$

8-14. Подобрать калорифер для подогрева 10 000 м³ воздуха от —20°С до +18°С. Теплоноситель воды с температурой 150°С на входе и 70°С на выходе.

Решение. 1. Определяем расход тепла на нагрев воздуха

$$Q = G_в c_в (t''_в - t'_в) = 10\,000 \cdot 1{,}2 (18 + 20) = 456 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч}.$$

2. Находим живое сечение для прохода воздуха через калорифер. Массовую скорость примем равной 8 кг/(м²·с)

$$f = \frac{G}{3600 v_m} = \frac{10\,000 \cdot 1{,}2}{3600 \cdot 8} = 0{,}416 \text{ м}^2.$$

По техническим характеристикам калориферов принимаем модель с живым сечением по воздуху $f = 0{,}44$ м² и по воде $f_{тр} = 0{,}0066$ м², поверхность нагрева $F = 44{,}3$ м².

3. Уточняем массовую скорость воздуха

$$v_m = \frac{G_в}{3600 f} = \frac{10\,000 \cdot 1{,}2}{3600 \cdot 0{,}44} = 7{,}57 \text{ кг/(м}^2\text{·с)}.$$

4. Определяем скорость воды в трубках калорифера

$$v_{тр} = \frac{Q}{3600 c_в \rho_в f_{тр} (t_н - t_{вых})} =$$

$$= \frac{456 \cdot 10^3}{3600 \cdot 4{,}19 \cdot 1000 \cdot 0{,}0066 (150 - 70)} = 0{,}057 \text{ м/с}.$$

5. Определим тепловую производительность выбранного калорифера. По техническим данным для $v_m = 7{,}57$ кг/(м²·с) и $v_{тр} = 0{,}057$ коэффициент теплопередачи

$$k = 71 \text{ кДж/(м}^2\text{·ч·К)}.$$

Тогда $Q = Fk(t_{ср.т} - t_{ср.в}) = 44{,}3 \cdot 71 (110 + 1) = 349{,}128 \cdot 10^3$ кДж/ч.

6. Выбираем число калориферов.

В соответствии с правилами проектирования запас по теплопроизводительности калориферной установки должен быть равен 20%, поэтому суммарная теплопроизводительность устанавливаемых калориферов составит $456 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2 = 547{,}2 \cdot 10^3$.

К установке принимаем два калорифера с установленной теплопроизводительностью $349{,}128 \cdot 10^3 \cdot 2 = 698{,}256 \cdot 10^3$ кДж/ч.

8-3. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Основные определения

В любом районе теплоснабжения, кроме отопления и вентиляции, имеет место расход тепла на горячее водоснабжение. Определение расхода тепла на горячее водоснабжение начинают с расчета среднечасового расхода за неделю:

$$Q^{ср.н}_{г.в} = \frac{aIc_в (t_г - t_х)}{n_с}, \qquad (8\text{-}21)$$

где a — норма расхода горячей воды с температурой 65°С, л (кг) на измеритель;

I — количество единиц измерения (для жилых помещений — человек, для коммунально-бытовых — операция, койка, посещение и т. д.);

$c_в$ — теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К);

$t_г$ — температура горячей воды, принимается равной 65°С;

$t_х$ — температура холодной воды зимой $t_{хз} = +5$°С, летом $t_{хл} = +15$°С;

$n_с$ — расчетная длительность подачи тепла на горячее водоснабжение за сутки, ч/сутки.

Норма расхода и длительность подачи горячей воды за сутки зависит от характеристики потребителя — см. приложения 17 и 18.

Среднечасовой расход тепла за сутки максимального водопотребления определяют с учетом коэффициента суточной неравномерности за неделю k_c

$$Q^{ср.с}_{г.в} = k_c Q^{ср.н}_{г.в}. \quad (8\text{-}22)$$

Для жилых и общественных зданий k_c=1,2, для промышленных зданий и предприятий k_c=1,0. Максимально-часовой (расчетный) расход тепла на горячее водоснабжение определяют по среднесуточному с учетом коэффициента часовой неравномерности расхода тепла за сутки наибольшего водопотребления $k_ч$:

$$Q^{р}_{г.в} = k_ч Q^{ср.с}_{г.в} = Q^{ср.н}_{г.в} k_ч k_c. \quad (8\text{-}23)$$

Для ориентировочных расчетов можно принимать для городов и населенных пунктов $k_ч$=1,7÷2,0, а для промышленных предприятий $k_ч$=1,0.

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение

$$\sum Q^{год}_{г.в} = Q^{ср.н}_{г.в} z_{оп} + 0{,}8 Q^{ср.н}_{г.в} \frac{(65 - t_{хз})}{(65 - t_{хз})} (8400 - z_{оп}), \quad (8\text{-}24)$$

где $z_{оп}$ — продолжительность отопительного периода, ч;

0,8 — коэффициент, учитывающий снижение часового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период;

8400 — число часов работы системы горячего водоснабжения в год.

Задачи

8-15. Определить расчетный (максимально-часовой) расход тепла на горячее водоснабжение города с населением 25 000 чел. Число мест и операций в общественных зданиях и расходы воды принять по СНиП.

Решение. 1. В соответствии с рекомендациями, приведенными в приложении 17, определяем число мест в гостиницах, столовых, школах, яслях, больницах, объем работы прачечных и т. д.

2. Устанавливаем нормы расхода горячей воды на одного человека или операцию в сутки.

3. Определяем расход горячей воды в сутки в жилых домах и в общественных зданиях.

4. Результаты расчетов сводим в табл. 8-2.

5. Определим суточный расход тепла в зимний период

$$Q^{с}_{г.в.з} = G_{г.в} c_в (t_г - t_{хз}) = 3{,}7 \cdot 10^6 \cdot 4{,}19 (65 - 5) = 930 \cdot 10^6 \text{ кДж/сут}.$$

6. Среднечасовой расход тепла за неделю

$$Q^{ср.н}_{г.в} = \frac{930 \cdot 10^6}{24} = 38{,}75 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}.$$

7. Максимально-часовой расход тепла

$$Q^{р}_{г.в} = k_ч k_c Q^{ср.н}_{г.в} = 1{,}2 \cdot 2 \cdot 38{,}75 \cdot 10^6 = 93 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}.$$

8-16. Для условий задачи 8-15 определить расчетный расход тепла в летний период.

Ответ: $Q^{р}_{г.в.л} = 77{,}5 \cdot 10^6$ кДж/ч.

8-17. Определить расчетный расход тепла на горячее водоснабжение для района с населением H=10 000 чел. Норма расхода горячей воды 110 л/сут на каждого человека. Температура горячей воды $t_{г.в}$=60°С, холодной $t_{х.в}$=+15°С.

Ответ: $Q^{р}_{г.в} = 20{,}7 \cdot 10^6$ кДж/ч.

Таблица 8-2

Наименование зданий	Расчетные показатели на 1000 чел.	Количество человек, мест, операций в сутки	Норма расхода горячей воды, кг/сут	Расход горячей воды в сутки, кг/сут	Примечание
Жилые дома	—	25 000	110	$2{,}75 \cdot 10^6$	
Гостиницы	5 мест	125 мест	60	$7{,}5 \cdot 10^3$	
Клубы и кинотеатры		2 водоразборные точки по 250 л	1500	$3{,}0 \cdot 10^3$	Работают 6 ч в сутки
Столовые и кафе	50 мест	156 250 блюд	4	$625{,}0 \cdot 10^3$	125 блюд в сутки на 1 место
Детские сады и ясли	75 мест	1875 мест	25	$46{,}875 \cdot 10^3$	
Школы	200 мест	5000 мест	7	$35{,}0 \cdot 10^3$	
Амбулатории	30 посещений	750 посещений	5	$3{,}75 \cdot 10^3$	
Больницы	6 мест	150 мест	180	$27{,}0 \cdot 10^3$	
Прачечные	330 кг белья в сутки	8250 кг	25	$206{,}25 \cdot 10^3$	
Итого				$3704{,}375 \times 10^3$	

Таким образом, суммарный расход горячей воды по району в сутки равен $G_{г.в}$ = =3,7 10^6 кг/сут.

8-18. Для условий задачи 8-17 определить, как изменится расход тепла на горячее водоснабжение, если $t_{х.в}$=+5°С (зимний период).

Ответ: $Q^{р}_{г.в} = 25{,}3 \cdot 10^6$ кДж/ч; $\Delta Q_{г.в} = 4{,}6 \cdot 10^6$ кДж/ч.

8-19. Определить суммарный расчетный расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для городского района с числом жителей H=20 000 чел. по следующим данным: расчетная кубатура жилых помещений на 1 жителя v=50 м³, объем общественных зданий равен 20% объема жилых, температура воздуха внутри жилых и общественных зданий $t_в$=18°С, расчетная температура для отопления $t_{р.о}$=−22°С, удельная отопительная характеристика для жилых и общественных зданий одинакова и равна:

$$q_{о.ж} = q_{о.об} = 1{,}67 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)}.$$

Расход тепла на вентиляцию предусматривается только для общественных зданий, удельная вентиляционная характеристика которых

$$q_в = 1{,}05 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{К)}$$

Расходы тепла на горячее водоснабжение определить из расчета расхода воды с температурой 65°С на 1 жителя 90 л/сут. Температуру холодной воды зимой принять $t_х$=+5°С.

Расход тепла на горячее водоснабжение общественных зданий принять в размере 15% расхода тепла на горячее водоснабжение жилых помещений.

Ответ: $Q^{ч}_{у}$ = 138,66·10⁶ кДж/ч.

8-4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Основные определения

Расчет рабочих процессов установок кондиционирования воздуха производится с помощью *id*-диаграммы влажного воздуха. Производительность установки кондиционирования воздуха определяется на основе тепловлажностного баланса обслуживаемого помещения.

Для теплого (летнего) режима, когда в помещении должна поддерживаться температура ниже окружающей среды, определяются тепловые притоки в помещение и поступление влаги.

Источники теплоты:

1. Машинное оборудование

$$Q_{об}=kN, \tag{8-25}$$

где N — мощность электрооборудования, установленного внутри помещения, кВт;

k — коэффициент, учитывающий фактически расходуемую мощность.

Для электроустановок мощностью до 3 кВт коэффициент k можно принять равным k=0,25. Для более мощных установок k=0,1÷0,15.

2. Поступление теплоты через ограждающие конструкции

$$Q_{огр}=k_{пр}F_{огр}(t_н-t_в), \tag{8-26}$$

где $k_{пр}$ — приведенный коэффициент теплопередачи поверхностей ограждения, Вт/(м²·К);

$F_{огр}$ — поверхность ограждения по наружному измерению, м²;

$t_н$ и $t_в$ — соответственно температура наружного воздуха и внутри помещения, °С.

При наличии солнечной радиации на поверхность ограждающих конструкций необходимо ее учитывать.

3. Теплота, выделяемая людьми,

$$Q_л=zq, \tag{8-27}$$

где z — число людей в помещении;

q — количество теплоты, выделяемой 1 человеком.

Величина q=80÷210 Вт в зависимости от выполняемой работы и тепловлажностного режима в помещении.

Общая избыточная теплота в помещении

$$Q=Q_{об}+Q_{огр}+Q_л+Q_{пр}, \tag{8-28}$$

где $Q_{пр}$ — теплота других источников (нагретые поверхности трубопроводов, технологические процессы с тепловыделениями и др.)

Количество воздуха, подаваемого в помещение из условия удаления теплопритоков,

$$G=\frac{Q}{c_р(t_к-t_п)}, \tag{8-29}$$

где $c_р$ — теплоемкость воздуха, примерно равная 1 кДж/(кг·К);

$t_к$ — температура воздуха, подаваемого установкой, °С.

Разница $t_к-t_п$ не должна превосходить 5÷7°С.

Влага, отводимая установкой кондиционирования,

$$W=W_{об}+W_л, \tag{8-30}$$

где $W_{об}$ — влага, выделяемая оборудованием, кг/с;

$W_л$ — влага, выделяемая людьми, кг/с.

Влаговыделение человека зависит от тепловлажностного режима помещения и от выполняемой им работы и изменяется в пределах 30—95 г/ч.

Количество воздуха, необходимого для удаления влаги,

$$G=\frac{1000W}{d_п-d_к}, \tag{8-31}$$

где $d_в$ и $d_к$ — соответственно влагосодержание воздуха в помещении и подаваемого установкой кондиционирования, г/кг.

При работе установки кондиционирования относительная влажность в помещении с людьми должна быть в пределах 40—70%. Если расход воздуха G определен из условия удаления теплопритоков, то требуемое влагосодержание приточного воздуха, подаваемого в помещение,

$$d_п=d_в-\frac{1000W}{G}. \tag{8-32}$$

Холодопроизводительность холодильной машины кондиционера

$$Q_х=G_н(i_н-i_п)+G_р(i_в-i_п), \tag{8-33}$$

где $G_н$ и $G_р$ — соответственно количество наружного и рециркулируемого воздуха, кг/ч;

$i_н$; $i_п$ и $i_в$ — энтальпии наружного, приточного воздуха, подаваемого кондиционером, и в помещении кДж/кг.

Минимальное количество свежего воздуха, подаваемого кондиционером, определяется по санитарным нормам воздухообмена.

В помещениях с объемом менее 20 м³ на 1 чел подается 30 м³/ч; с объемом 20—40 м³ — 20 м³/ч. Для общественных зданий без курения — 25 м³/ч. В детских помещениях — 15 м³/ч.

Задачи

8-20. Определить тепловые притоки в помещение с поверхностью наружных ограждений 1328 м². Приведенный коэффициент теплопередачи ограждения $k_{пр}$=4,85 Вт/(м²·К). Поступление теплоты от солнечной радиации через окна площадью 100 м² составляет $q_с$=2400 кДж/(ч·м²). В помещении находится 50 чел. Мощность одновременно работающих электродвигателей N=20 кВт. Температура наружного воздуха $t_н$=27°С, внутри 20°С.

щения $t_в = 20°C$. Принять теплоту, выделяемую человеком, равной 100 Вт.

Ответ: $Q = 408{,}6$ МДж/ч.

8-21. Производственное помещение объемом 1800 м³, в котором находится 60 чел., должно иметь параметры воздуха $t_в = 20°C$ и $\varphi_в = 55\%$. Теплопоступления в помещение 81 МДж/ч. Выделение влаги в помещении 25 кг/ч. Определить производительность кондиционера, если влагосодержание приточного воздуха $d_п = 6$ г/кг и температура $t_п = 14°C$. Определить также минимальный расход приточного воздуха.

Решение. Расход приточного воздуха:

а) по избытку теплоты

$$G = \frac{Q_0}{c_p (t_в - t_п)} = \frac{81\,000}{1{,}20 \cdot (20 - 14)} = 13\,500 \text{ кг/ч};$$

б) по избытку влаги

$$G = \frac{1000W}{d_в - d_п} = \frac{25 \cdot 1000}{8 - 6} = 12\,500 \text{ кг/ч}.$$

Объем помещения, приходящийся на 1 чел., $1800/60 = 30$ м³.

Следовательно, норма подачи воздуха — 20 м³/ч. Минимальный расход воздуха по санитарной норме $60 \cdot 20 = 1200$ м³/ч. Производительность кондиционера должна быть принята по условию удаления теплопоступлений.

8-22. Кондиционер подает в производственное помещение объемом 1200 м³ воздух с параметрами $t_п = 15°C$ и $\varphi_п = 55\%$. В помещении $t_в = 22°C$ и $\varphi_в = 60\%$. Определить теплопоступления и выделение влаги в помещении, если расход воздуха, определенный по условиям их удаления, одинаков и равен 10 000 кг/ч.

Ответ: $Q = 70$ МДж/ч; $W = 40$ кг/ч.

8-23. Рассчитать процесс обработки воздуха в установке кондиционирования без холодильной машины, обеспечивающей воздушные души у нагревательных печей при температуре $t_п = 20°C$ в теплый период и $t_п = 18°C$ в холодный период. Расход воздуха $G = 3000$ кг/ч. Параметры воздуха в летнее время: $t_н = 27°C$ и $\varphi_н = 45\%$; в зимнее время: $t_н = -20°C$ и $\varphi_н = 80\%$.

Решение. Охлаждение воздуха в теплый период от температуры $t_н = 27°C$ до $t_п = 20°C$ можно осуществить в оросительной камере адиабатным увлажнением. Построением процесса на *id*-диаграмме получаем, что при понижении температуры до $t_п = 20°C$ воздух будет иметь относительную влажность $\varphi_к = 85\%$. Расход воды на увлажнение

$$W = G(d_п - d_н) = 3000(13{,}5 - 10) = 10{,}5 \text{ кг/ч}.$$

В холодный период воздух должен быть подогрет и увлажнен. Принимаем параметры подаваемого воздуха $t_п = 18°C$ и $\varphi_к = 40\%$. Из точки состояния наружного воздуха на *id*-диаграмме проводим линию $d_к = \text{const}$ вверх, соответствующую процессу нагревания воздуха, а из точки состояния подаваемого воздуха — линию $i_п = \text{const}$, соответствующую адиабатному повышению температуры воздуха при уменьшении влагосодержания, до пересечения с линией нагревания наружного воздуха.

Точка пересечения будет соответствовать состоянию подогретого воздуха перед входом в оросительную камеру. По *id*-диаграмме

определяется температура нагретого воздуха $t'_п = 29{,}5°C$. При этом расход теплоты на нагревание воздуха

$$Q = G(t'_п - t_н) = 3000(29{,}8 - 20{,}2) = 150 \text{ МДж/ч}.$$

8-24. Рассчитать процесс обработки воздуха в кондиционере для теплого периода, если параметры наружного воздуха: $t_н = 31°C$ и $d_н = 9{,}8$ г/кг. Параметры подаваемого воздуха: $t_п = 20°C$ и $\varphi_п = 50\%$. Система работает без рециркуляции. Расход приточного воздуха 2500 кг/ч.

Ответ: Расход холода $Q_х = 66{,}6$ МДж/м.

Расход теплоты $Q_с = 24{,}49$ МДж/ч.

Количество удаляемой влаги $W = 5{,}75$ кг/ч.

8-25. Параметры наружного воздуха: $t_н = 30°C$ и $\varphi_н = 45\%$. В помещении $t_п = 22°C$ и $\varphi_в = 50\%$. Определить, до какой температуры охлаждается наружный воздух, если после смешения его с рециркулируемым воздухом температура подаваемого в помещение воздуха $t = 18°C$. Определить также долю рециркулируемого воздуха.

Ответ. $t_{охл} = 10°C$; $g_{рец} = 75\%$.

8-26. Определить расход и температуру свежего воздуха, который должен подаваться (в смеси с рециркуляционным воздухом) в вагон для поддержания в нем температуры $t_в = 25°C$ и $\varphi_в = 60\%$ при параметрах наружного воздуха $t_н = 35°C$ и $\varphi_н = 40\%$. В вагоне находится 40 чел. Тепло- и влаговыделение от оборудования и инфильтрацию не учитывать.

Приведенный коэффициент теплопередачи ограждений вагона, имеющих поверхность 225 м², равен $k_{пр} = 1{,}16$ Вт/(м²·К). Теплоприток от солнечной радиации составляет 30% общего теплопоступления. Определить также количество влаги, отводимой в кондиционере.

Решение. Теплота, поступающая в вагон без учета солнечной радиации,

$$Q' = Q_{огр} + Q_л = k_{пр} F_{огр}(t_н - t_в) + zq =$$
$$= 1{,}16 \cdot 225(35 - 25) + 40 \cdot 100 = 6{,}61 \text{ МДж/ч}.$$

Теплота с учетом солнечной радиации

$$Q = Q' \frac{100}{70} = 6{,}61 \frac{100}{70} = 9{,}45 \text{ МДж/ч}.$$

Расход свежего воздуха из условия удаления теплоизбытков

$$G = \frac{Q}{c_p (t_в - t'_п)},$$

где $t'_п$ — определяемая температура приточного воздуха до смешения с рециркуляционным воздухом.

Принимаем $t'_п = 14°C$. Тогда расход воздуха

$$G = \frac{9450}{25 - 14} = 860 \text{ кг/ч}.$$

Количество пара, выделяемого пассажирами, принимая влаговыделение 1 чел. $w_л = 50$ г/ч,

$$W = zw_л = 40 \cdot 50 = 2 \text{ кг/ч}.$$

По *id*-диаграмме для состояния воздуха в вагоне ($t_в = 25°C$ и $\varphi_в = 60\%$) определяем влагосодержание $d_в = 12{,}3$ г/кг. Для удале-

ния из вагона влаговыделений влагосодержание выходящего из кондиционера сжатого воздуха (при $t'_в = 14°C$) должно быть равно:

$$d'_в = d_в - \frac{W}{G} = 12 - \frac{2000}{860} = 9{,}68 \text{ г/кг}.$$

При охлаждении наружного воздуха от $t_н = 35°C$ и $\varphi_н = 40\%$ до $t'_в = 14°C$ его влагосодержание становится примерно равным принятому в расчете.

При охлаждении наружного воздуха в кондиционере от него необходимо отводить количество влаги

$$W = G(d_н - d'_в) = 860(14 - 10) = 3{,}44 \text{ кг/ч}.$$

8-5. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Основные определения

Тепловые сети являются одним из основных элементов системы теплоснабжения. Для обеспечения надежности энергоснабжения необходимо по заданному расходу с учетом допустимой скорости теплоносителя подобрать диаметр трубопроводов. Иногда требуется при известном диаметре и заданной потере давления определить пропускную способность трубопровода.

Исходные данные для определения диаметра трубопровода изложены в § 1-3.

В целях упрощения расчета местные сопротивления на расчетном участке заменяют эквивалентной длиной, под которой понимают такую длину прямого участка трубопровода, падение давления на которой равно падению давления в местном сопротивлении. Суммируя длины прямых участков и эквивалентных длин, получают приведенную длину $l_{пр}$, по которой при известном удельном падении давления $R_л$ определяют полное падение давления Δp (напора ΔH) на расчетном участке

$$\Delta p = \Delta p_л + \Delta p_м = R_л l + R_л l_{экв}, \qquad (8\text{-}34)$$

откуда

$\frac{l_{экв}}{l} = \alpha$ — коэффициент местных потерь,

$l + l_{экв} = l_{пр}$ — приведенная длина.

Тогда

$$\Delta p = R_л l(1+\alpha), \qquad (8\text{-}35)$$

или

$$\Delta p = R_л l_{пр}. \qquad (8\text{-}36)$$

С другой стороны, принимая (ориентировочно оценивая) α при заданных l и Δp, можно найти $R_л$. Тогда формулу для определения диаметра трубопровода d, м, записывают в следующем виде:

$$d = 0{,}63 \frac{k^{0{,}047} G^{0{,}38}}{R_л^{0{,}19} \rho^{0{,}19}}, \qquad (8\text{-}37)$$

где k — абсолютная шероховатость, м;
G — расход теплоносителя, кг/с;
$R_л$ — удельное линейное падение давления, Па/м;
ρ — плотность теплоносителя, кг/м³.

Абсолютная шероховатость k, м:

для паропроводов	$2 \cdot 10^{-4}$
для водяных сетей	$5 \cdot 10^{-4}$
для конденсатопроводов	$1 \cdot 10^{-3}$

Последовательность определения диаметра трубопровода d без ответвлений по заданному расходу теплоносителя G, т/ч, и допустимому падению давления Δp, Па, должна быть следующей:

А. Предварительный расчет

1. Рассчитывают коэффициенты местных потерь α

для воды $\alpha = 0{,}01 \sqrt{G}$;

для пара $\alpha = 0{,}1 \sqrt{G}$.

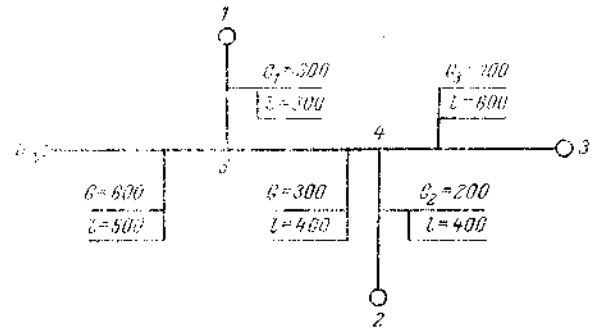


Рис. 8-2.

2. Определяют удельное линейное падение давления

$$R_л = \Delta p / l(1+\alpha).$$

3. Определяют среднюю плотность теплоносителя

$$\rho = \frac{\rho_{нач} + \rho_{кон}}{2}.$$

4. Определяют диаметр трубопровода по формуле (8-37).

Б. Поверочный расчет

5. Найденный диаметр трубопровода округляют до ближайшего значения по ГОСТ.

6. Определяют действительное (фактическое) удельное падение давления при d по ГОСТ.

7. Подсчитывают приведенные длины $l_{пр} = l + l_{экв}$.

8. Определяют фактическое падение давления

$$\Delta p_ф = R_{л.ф} l_{пр}.$$

Особенность определения диаметров труб разветвленной сети (рис. 8-2) состоит в том, что в начале расчета выбирают диктующее направление, удельное падение давления на котором наименьшее. В паровых сетях удельное падение давления

$$R = \frac{\Delta p}{l},$$

в водяных

$$R = \frac{\Delta H}{l}\gamma,$$

где γ — удельный вес воды, Н/м³.

При одинаковых располагаемых напорах у потребителя за диктующее направление принимают линию с наиболее удаленным потребителем. Затем определяют коэффициент местных потерь α (по суммарному расходу теплоносителя на магистральном участке *0—3*). Зная α, определяют $R_л$. По рекомендациям справочника проектировщика удельное падение давления на диктующем направлении $R_л$ не должно быть больше 80 Па/м. По найденному $R_л$ и расходу теплоносителя концевого потребителя *3* определяют диаметр трубопровода самого удаленного участка d_{43}. После этого производят поверочный расчет участка *3—4* и находят фактическое Δp. Затем определяют d_{54}, d_{05} и приступают к расчету ответвлений. Определение диаметров разветвленной тепловой сети удобнее вести в табличной форме. В справочниках по тепловым сетям для определения диаметров труб тепловых сетей приводятся номограммы.

Температурные удлинения Δl трубопровода длиной l, м, определяют по коэффициенту линейного удлинения α, м/(м·К), по разности температур в условиях работы $t_р$, °С, и монтажа $t_м$, °С,

$$\Delta l = \alpha(t_р - t_м)l. \tag{8-38}$$

α для стальных труб можно принимать $1{,}2 \cdot 10^{-5}$ м/(м·К).

Тепловые потери Q участка трубопровода определяют по удельным потерям тепла $q_л$, Вт/м,

$$q_л = \frac{t_т - t_в}{R_л}, \tag{8-39}$$

где $t_т$ — температура теплоносителя, °С;

t_0 — температура окружающей среды, °С;

$R_л$ — удельное термическое сопротивление, (м·К)/Вт.

Для изолированного трубопровода

$$R_л = R_в + R_{тр} + R_{из} + R_н, \tag{8-40}$$

где $R_в$ — тепловое сопротивление внутренней поверхности трубы;

$R_{тр}$ — термическое сопротивление стенки трубы;

$R_{из}$ — термическое сопротивление слоя изоляции;

$R_н$ — термическое сопротивление наружной поверхности изоляции.

Обычно $R_в$ и $R_{тр}$ вследствие их малого значения не учитывают.

$$R_{из} = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}; \tag{8-41}$$

$$R_н = \frac{1}{\pi d^{н}_{из}\alpha_н}; \tag{8-42}$$

$$\alpha_н \approx 11{,}6 + 7\sqrt{v_в}, \tag{8-43}$$

где $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·К);

$d^{н}_{из}$, $d^{вн}_{из}$ — наружный и внутренний диаметры изоляции;

$\alpha_н$ — коэффициент теплопроводности наружной поверхности, Вт/(м²·К);

$v_в$ — скорость воздуха, м/с.

Толщину изоляции по допустимым тепловым потерям определяют по следующей методике.

Находят

$$R_л = \frac{t_т - t_в}{q_л},$$

затем

$$R_л = R_{из} + R_н + R_в,$$

где $R_{из}$, $R_н$, $R_н$ — соответственно термические сопротивления слоев изоляции, покрытия и наружной поверхности изоляции.

$$R_{из} = R_л - (R_н + R_в) = R_л - m. \tag{8-44}$$

Величину m принимают в пределах 10—20% от $R_л$.

Из соотношения $R_{из} = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}$ находят $\ln \frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}$ и $\frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}$, а затем

$$\delta_{из} = \frac{d^{вн}_{из}}{2}\left(\frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}} - 1\right). \tag{8-45}$$

Задачи

8-27. Определить диаметры труб для разветвленной сети, изображенной на рис. 8-2. Расходы теплоносителей по участкам равны $G_3 = 100$ т/ч; $G_2 = 200$ т/ч; $G_1 = 300$ т/ч. Длины участков $l_{05} = 500$ м; $l_{54} = 400$ м; $l_{43} = 600$ м; $l_{51} = 300$ м, $l_{42} = 400$ м. Местные сопротивления на участках заданы эквивалентными длинами: $l_{э05} = 81$ м, $l_{э54} = 59$ м, $l_{э43} = 54$ м. $l_{э42} = 73$ м. $l_{э51} = 77$ м. Допустимое падение давления в магистрали $\Delta p_{05} = 0{,}15$ МПа.

Решение. Расчет начинаем с определения диаметра на самом удаленном участке *4—3*.

А. Предварительный расчет

Находим

$$\alpha = 0{,}01\sqrt{G} = 0{,}01\sqrt{300 + 200 + 100} = 0{,}25.$$

Определяем

$$R_{л\,43} = R_{л\,05} = \frac{\Delta p_{05}}{l_{05}(1 + \alpha)} = \frac{0{,}15 \cdot 10^6}{1500(1 + 0{,}25)} = 80 \text{ Па/м}.$$

Среднюю плотность воды на участке *4—3* в расчетных условиях ($t_1 = 150$°С) примем равной 920 кг/м³ (см. приложение 8).

Определяем по формуле (8-37)

$$d_{43} = 0{,}63 \frac{0{,}0005^{0{,}0476}\left(\frac{100\,000}{3600}\right)^{0{,}38}}{920^{0{,}19} \cdot 80^{0{,}19}} = 173{,}52 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Б. Поверочный расчет

Выбираем диаметр трубы по ГОСТ $d_н \times s = 194 \times 5$.

Внутренний диаметр трубы по ГОСТ на участке *3—4* равен 184 мм.

Фактическое удельное падение давления $R_л$ при $d_в = 184$ мм по формуле

$$R_л = 0{,}0894 \frac{k^{0{,}36} G^2}{d^{5{,}36}_в}$$

равно $R_{л13} = 78{,}67$ Па/м

Приведенная длина $l_{пр} = l_{13} + l_{012} = 600 + 54 = 654$ м.

Фактическое падение давления будет равно:

$$\Delta p_{3ф} = R_{лф} l_{пр} = 78{,}67 \cdot 654 = 51{,}45 \text{ кПа},$$

или

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{51{,}45 \cdot 10^3}{920 \cdot 9{,}81} = 5{,}7 \text{ м}.$$

По аналогии рассчитываем участки *5—4* и *0—5*.

Участок *5—4*:

$d_{54} = 274{,}28$ мм; $d_{05} = 364{,}91$ мм;

$d_{ГОСТ} = 309$ мм (325×8 мм); $d_{ГОСТ} = 359$ мм (377×9 мм);

$R_{лф54} = 46{,}2$ Па/м; $R_{лф05} = 83{,}97$ Па/м;

$\Delta p_{54} = 21{,}2$ кПа; $\Delta p_{05} = 48{,}786$ кПа;

$\Delta H_{54} = 2{,}34$ м вод. ст.; $\Delta H_{05} = 5{,}4$ м.

Результаты расчетов сводим в табл. 8-3.

Таблица 8-3

№ участка	Расход теплоносителя, т/ч	Длина участка l, м	Предварительный расчет: ΔH, м	Предварительный расчет: $R_л$, Па/м	Предварительный расчет: d, мм	Поверочный расчет: $d_{ГОСТ}$, мм	Поверочный расчет: $R_л$, Па/м	Поверочный расчет: $l_э$, м	Поверочный расчет: $l_{пр}$, м	Поверочный расчет: Δp, кПа	Поверочный расчет: ΔH, м
Магистраль:											
4—3	100	600		80	173,52	184	78,67	54	654	51,45	5,7
5—4	300	400		80	273,52	309	46,2	39	439	21,2	2,34
0—5	600	500		80	364,91	359	83,97	81	581	48,786	5,4
										121,43	13,4
Ответвления:											
4—2	200	400	5,7	102,96	228,647	259	51,9	73	473	24,55	2,7
5—1	300	300	8,4	193,72	231,87	259	116,73	77	377	44,007	4,87

После этого определяем диаметры ответвлений.

Рассчитываем участок *4—2*.

А. Предварительный расчет

$\Delta p_{42} = \Delta p_{02} - \Delta p_{04} = 121{,}43 - (48{,}756 + 21{,}2) = 51{,}48$ кПа;

$$\Delta H_{42} = \frac{51{,}48 \cdot 10^3}{920 \cdot 9{,}81} = 5{,}7 \text{ м};$$

$$R_{л42} = \frac{\Delta p_{42}}{l_{42}(1 + \alpha)} = \frac{51{,}48 \cdot 10^3}{100(1 + 0{,}25)} = 102{,}96 \text{ Па/м},$$

$$d_{42} = 120 \cdot 10^{-3} \frac{\left(\frac{200\,000}{3600}\right)^{0{,}38}}{102{,}96^{0{,}214}} = 228{,}647 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Б. Поверочный расчет

$d_{ГОСТ} = 259$ мм (273×7);

$R_{л42} = 51{,}9$ Па/м;

$l_{пр} = 473$ м;

$\Delta p_{42} = 51{,}9 \cdot 473 = 24{,}55$ кПа;

$$\Delta H_{42} = \frac{24{,}55 \cdot 10^3}{920 \cdot 9{,}81} = 2{,}7 \text{ м}.$$

Аналогично рассчитываем участок *1—5*.

А. Предварительный расчет

$\Delta p_{15} = 72{,}65$ кПа;

$\Delta H_{15} = 8{,}04$ м;

$R_{л15} = 193{,}72$ Па/м;

$d_{15} = 231{,}87 \cdot 10^{-3}$ м.

Б. Поверочный расчет

$d_{ГОСТ} = 259$ мм (273×7);

$R_{л15} = 116{,}73$ Па/м;

$l_{пр} = 377$ м;

$\Delta p_{15} = 116{,}73 \cdot 377 = 44{,}007$ кПа;

$\Delta H_{15} = 4{,}87$ м.

Результаты расчетов сводим в табл. 8-3.

8-28. Установить режим работы тепловой сети на участке *4—2* по условию задачи 8-27. Методика определения предельной скорости изложена в гл. 1, формула (1-47).

Ответ: Расчетная скорость воды на участке *4—2* $v_{42} = 1{,}055$ м/с.

Предельная скорость $v_{доп} = 0{,}23$ м/с.

Следовательно, тепловая сеть работает в зоне квадратичного закона сопротивлений, т. е. в турбулентном режиме.

8-29. Определить диаметры труб тепловой сети, если заданы следующие величины: $l_{03} = 600$ м, $l_{31} = 1000$ м, $l_{32} = 400$ м (рис. 8-3). Расходы теплоносителя у потребителей даны $D_1 = 0{,}66$ кг/с, $D_2 =$

$=3.33$ кг/с. Давление пара у потребителей $p_1=0{,}539$ МПа, $p_2=0{,}588$ МПа. Давление пара на станции $p_0=0{,}686$ МПа и температура $t_0=240$°С. Падение температуры в сети принято 2°С на 100 м. Местные сопротивления заданы эквивалентными длинами: $l_{э03}=382$ м, $l_{э31}=540$ м, $l_{э32}=248$ м.

Ответ: $d_{31}=359$ мм; $d_{03}=408$ мм; $d_{32}=259$ мм.

8-30. Найти возможное удлинение стального трубопровода длиной l км при разности температур (рабочей и монтажной) 100°С.

Ответ: $\Delta l=1{,}2$ м.

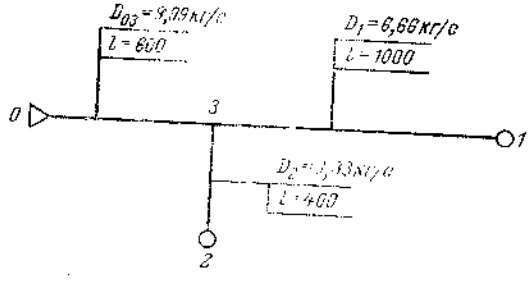


Рис. 8-3.

8-31. Подсчитать удельную потерю тепла $q_л$ для неизолированного трубопровода, проложенного на открытом воздухе, если известны величины: диаметр трубопровода 259 мм, температура воздуха +10°С, средняя скорость ветра 2 м/с и температура воды в трубопроводе 150°С.

Решение. Воспользуемся формулой

$$q_l=(t_т-t_0)/R_н.$$

Найдем

$$R_н=\frac{1}{\pi d_н \alpha_н};\quad \alpha_н=11{,}6+7\sqrt{v_в}=11{,}6+7\sqrt{2}=21{,}47\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$R_н=\frac{1}{3{,}14\cdot 21{,}47\cdot 0{,}259}=0{,}054\ \text{(м·К)/Вт}.$$

Тогда

$$q_l=\frac{150-10}{0{,}054}=2{,}59\ \text{кВт/м}.$$

8-32. Определить, как изменятся теплопотери трубопровода, работающего при условиях задачи 8-31, если трубопровод будет изолирован слоем изоляции 60 мм $\lambda_{из}=0{,}1$ Вт/(м·К).

Решение.

$$R_{из}=\frac{1}{2\pi\lambda_{из}}\ln\frac{d^{в}_{из}}{d^{вн}_{из}}=$$

$$=\frac{2{,}3}{(2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}1)}\lg\frac{0{,}259+0{,}12}{0{,}259}=0{,}59\ \text{(м·К)/Вт};$$

$$\alpha_н=21{,}47\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$R_н=\frac{1}{3{,}14\cdot 0{,}379\cdot 21{,}47}=0{,}039\ \text{(м·К)/Вт};$$

$$R_л=0{,}59+0{,}039=0{,}629\ \text{(м·К)/Вт};$$

$$q_л=\frac{150-10}{0{,}629}=1{,}59\ \text{Вт/м}.$$

8-33. Определить толщину изоляции для паропровода, проложенного снаружи помещения. Диаметр трубопровода 219 мм, температура пара 270°С, $\lambda_{из}=0{,}103$ Вт/(м·К). Допустимые удельные тепловые потери $q_л=261$ Вт/м; $\alpha_н=23{,}26$ Вт/(м²·К), температура окружающей среды —30°С.

Решение.

$$R_л=\frac{t_т-t_0}{q_l}=\frac{270+30}{261}=1{,}14\ \text{м·К/Вт};$$

$$R_{из}=R_л-R_н;$$

$$R_н=\frac{1}{\pi d_н \alpha_н}=\frac{1}{3{,}14\cdot 0{,}219\cdot 23{,}26}=0{,}0625\ \text{(м·К)/Вт}.$$

Тогда из соотношения

$$R_{из}=\frac{2{,}3}{2\pi\lambda_{из}}\lg\frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}=R_л-R_н$$

определяем:

$$\lg\frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}=\frac{(1{,}14-0{,}0625)2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}103}{2{,}3}=0{,}303;\quad \frac{d_н}{d_в}=2;$$

$$\delta_{из}=\frac{d^{вн}_{из}}{2}\left(\frac{d^{н}_{из}}{d^{вн}_{из}}-1\right)=\frac{0{,}219}{2}(2-1)=0{,}108\ \text{м}.$$

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

9-1. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Основные определения

Индикаторная мощность двигателя N_i, кВт,

$$N_i = \frac{p_i V_h n k z}{60}, \qquad (9\text{-}1)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, МПа;
V_h — рабочий объем цилиндра, л;
n — частота вращения вала, об/мин;
k — коэффициент, учитывающий тактность двигателя ($k=0{,}5$ — для четырехтактных и $k=1{,}0$ — для двухтактных);
z — число цилиндров.

Среднее индикаторное давление p_i, МПа,

$$p_i = \frac{L_i}{10 V_h} = \frac{f}{l m}, \qquad (9\text{-}2)$$

где L_i — индикаторная работа цилиндра за один цикл, Дж;
f — площадь индикаторной диаграммы, мм²;
l — длина основания (базы) индикаторной диаграммы, мм;
m — масштаб давлений диаграммы, мм/МПа.

Индикаторная мощность может быть определена по формуле

$$N_i = Q_т \eta_i, \qquad (9\text{-}3)$$

где $Q_т$ — расход теплоты, кДж/с;
η_i — индикаторный к. п. д. двигателя.

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = N_i \eta_м, \qquad (9\text{-}4)$$

где $\eta_м$ — механический к. п. д. двигателя;

$$N_e = \frac{p_e V_h n k z}{60}, \qquad (9\text{-}5)$$

где $p_e = p_i \eta_м$ — среднее эффективное давление.

Крутящий момент двигателя $M_{кр}$, Дж,

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n}, \qquad (9\text{-}6)$$

где N — мощность двигателя, кВт;
n — частота вращения вала, об/мин.

Задачи

9-1. Определить индикаторную мощность одноцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания 1Ч10,5/13 при среднем индикаторном давлении 0,67 МПа. Диаметр цилиндра 105 мм и ход поршня 130 мм. Частота вращения вала в минуту 1500.

Решение. Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{p_i V_h n k}{60};$$

рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}05^2}{4} \cdot 1{,}3 = 1{,}128 \text{ л}.$$

Тогда

$$N_i = \frac{0{,}67 \cdot 1{,}128 \cdot 1500 \cdot 0{,}5}{60} = 9{,}44 \text{ кВт}.$$

9-2. Каково среднее эффективное давление при работе шестнадцатицилиндрового двухтактного дизеля 16ДН23/30 с эффективной мощностью 3000 кВт, если частота вращения вала 850 об/мин, диаметр цилиндра 230 мм, ход поршня 300 мм.

Ответ: $p_e = 1{,}057$ МПа.

9-3. Определить среднее индикаторное давление по условиям предыдущей задачи, если механический к. п. д. двигателя 0,83.

Ответ: $p_i = 1{,}27$ МПа.

9-4. Определить эффективную мощность шестицилиндрового четырехтактного карбюраторного автомобильного двигателя с размерами цилиндра: диаметр 82 мм и ход поршня 110 мм, частота вращения вала 2800 об/мин, среднее индикаторное давление 0,795 МПа. Механический к. п. д. двигателя принять равным 0.85.

Ответ: $N_e = 55$ кВт.

9-5. Определить крутящий момент тепловозного дизеля М50 мощностью 600 кВт при частоте вращения вала 1490 об/мин.

Ответ: 1080 Н·м.

9-6. Определить индикаторную мощность шестицилиндрового четырехтактного дизеля 6ЧН15/18, имеющего диаметр цилиндра 150 мм и ход поршня 180 мм, работающего с частотой вращения вала 1500 об/мин. Индицированием двигателя получена индикаторная диаграмма площадью 2000 мм² при масштабе давлений 12 мм/МПа. Длина индикаторной диаграммы 180 мм.

Ответ: 221 кВт.

9-7. Определить степень загрузки шестицилиндрового четырехтактного дизеля с диаметром цилиндра 318 мм и ходом поршня 330 мм, если частота вращения вала 750 об/мин и двигатель работает со средним эффективным давлением 0,76 МПа. Номинальная эффективная мощность двигателя 882 кВт.

Ответ: 85%.

9-2. РАСХОД ТОПЛИВА И К. П. Д. ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_т} = \frac{N_i}{B Q_н^р} = \frac{1}{b_i Q_н^р}, \qquad (9\text{-}7)$$

где B — расход топлива, кг/с

$Q^{р}_{в}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
N_i — мощность, кВт;
$b_i = B/N_i$ — удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт·с).

Эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_т} = \frac{N_e}{BQ^{р}_{в}} = \frac{1}{b_e Q^{р}_{н}}, \qquad (9\text{-}8)$$

где $b_e = B/N_e$ — удельный эффективный расход топлива.

Механический к. п. д.

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - \Delta N}{N_i} = 1 - \frac{\Delta N}{N_i}, \qquad (9\text{-}9)$$

где ΔN — потери мощности на трение и привод вспомогательных механизмов.

Удельный индикаторный расход топлива

$$b_i = \frac{B}{N_i}, \qquad (9\text{-}10)$$

где B — расход топлива, кг/с.

Удельный эффективный расход топлива

$$b_e = \frac{B}{N_e} \qquad (9\text{-}11)$$

Задачи

9-8. Определить эффективный к. п. д. двигателя, потребляющего в 1 ч 182 кг дизельного топлива с низшей теплотой сгорания 42 500 кДж/кг при мощности 880 кВт.

Ответ: $\eta_e = 41\%$.

9-9. Найти удельный эффективный расход топлива двигателем, если его эффективный к. п. д. 40% и низшая теплота сгорания топлива 42 000 кДж/кг.

Ответ: $b_e = 0{,}214$ кг/(кВт·ч).

9-10. Определить экономию топлива в кг/ч, которую дает замена карбюраторного двигателя дизелем при средней мощности 100 кВт, если к. п. д. карбюраторного двигателя 28%, а дизеля — 36%. Теплоту сгорания бензина принять равной 43 500 кДж/кг и дизельного топлива 42 500 кДж/кг.

Ответ: 6 кг/ч.

9-11. Определить расход топлива и теплоты на один цикл шестицилиндрового четырехтактного дизеля с эффективной мощностью 736 кВт и частотой вращения вала 740 об/мин при удельном расходе топлива 224 г на 1 кВт·ч. Теплота сгорания топлива 42 300 кДж/кг.

Решение. Часовой расход топлива двигателем

$$B = b_e N_e = 736 \cdot 0{,}224 = 165 \text{ кг/ч}.$$

Расход топлива на один цилиндр

$$B_ц = \frac{B}{60z} = \frac{165}{60 \cdot 6} = 0{,}458 \text{ кг/мин}.$$

Расход топлива на цикл с учетом того, что у четырехтактного двигателя один рабочий цикл совершается за два оборота коленчатого вала:

$$b_ц = \frac{B_ц \cdot 2}{n} = \frac{0{,}458 \cdot 2}{740} = 0{,}00124 \text{ кг}.$$

Расход теплоты на цикл

$$q_ц = b_ц Q^{р}_{в} = 0{,}00124 \cdot 42\,300 = 52{,}5 \text{ кДж}.$$

9-12. Определить эффективную мощность двенадцатицилиндрового двухтактного двигателя, работающего с частотой вращения вала 750 об/мин, если на каждый рабочий цикл подается 0,615 г дизельного топлива с теплотой сгорания 42 500 кДж/кг. Эффективный к. п. д. двигателя 37,5%.

Ответ: $N_e = 1470$ кВт.

9-13. Определить удельный эффективный расход топлива и эффективный к. п. д. двигателя по результатам испытания, если известно, что сила тока и напряжение трехфазного электрического генератора, непосредственно соединенного с двигателем, соответственно равны 170 А и 380 В при $\cos\varphi = 0{,}8$. Коэффициент полезного действия генератора 0,89. Часовой расход топлива двигателем 21,3 кг. Низшая теплота сгорания топлива 42 300 кДж/кг.

Ответ: $b_e = 214$ г/(кВт·ч) $\eta_e = 34{,}8\%$.

9-3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Основные определения

Тепловой баланс выражается соотношением

$$Q_т = Q_e + Q_{охл} + Q_г + Q_х + Q_{пр}, \qquad (9\text{-}12)$$

где $Q_т$ — теплота, внесенная топливом;
Q_e — теплота, эквивалентная эффективной (полезной) работе;
$Q_{охл}$ — теплота, отведенная в систему охлаждения;
$Q_г$ — теплота, отведенная с уходящими газами;
$Q_х$ — теплота, потерянная вследствие химической неполноты сгорания;
$Q_{пр}$ — прочие потери теплоты.

Тепловой баланс может быть записан:

$$q_e + q_{охл} + q_г + q_х + q_{пр} = 100\%, \qquad (9\text{-}13)$$

где $q_e = \frac{Q_e}{Q_т} 100\%$; $q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_т} 100\%$ и т. д.

Если принять $Q_т = BQ^{р}_{н}$, где B — часовой расход топлива, кг/ч, а $Q^{р}_{н}$ — низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг, то

$$Q_e = 3600 N_e, \qquad (9\text{-}14)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, кВт;

$$Q_{охл} = W_c (t'' - t'), \qquad (9\text{-}15)$$

где W и c — часовой расход, кг/ч, и теплоемкость, кДж/(кг·К), охлаждающей жидкости;

t' и t'' — температура, °С, охлаждающей жидкости на входе и выходе из двигателя;

$$Q_т = G_т c_т t_т - G_в c_в t_в, \qquad (9\text{-}16)$$

где $G_т$ и $G_в$ — расход газов и воздуха, кг/ч;

$c_т$ и $c_в$ — массовые изобарные теплоемкости газов и воздуха, кДж/(кг·К);

$t_т$ и $t_в$ — температура уходящих газов и воздуха, °С.

Расход газов

$$G_т = G_{т_0} B,$$

где $G_{т_0}$ — количество газов, получаемых при сгорании 1 кг топлива.

Расход воздуха

$$G_в = \alpha G_{в_0} B,$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

$G_{в_0}$ — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Потеря от химической неполноты сгорания может быть значительна только в карбюраторных двигателях, когда в выпускных газах содержится значительное количество окиси углерода (CO).

В этом случае

$$Q_х = Q_{х_0} B, \qquad (9\text{-}17)$$

где $Q_{х_0}$ — потеря теплоты от химической неполноты сгорания на 1 кг сжигаемого топлива,

$$Q_{х_0} = 237{,}9\,\frac{C^р + 0{,}375S^р_л}{CO_{2п} + SO_2}\,(CO + 0{,}85H_2 + 2{,}8CH_4), \qquad (9\text{-}18)$$

$C^р$ и $S^р_л$ — содержание углерода и серы (летучей) на рабочую массу топлива, %;

$CO_{2п} = CO_2 + CO + CH_4$ — полное количество углекислого газа, полученное с учетом дожигания окиси углерода CO и метана CH_4, %;

CO, H_2, CH_4 — соответственно содержание окиси углерода, водорода и метана в продуктах сгорания, %;

SO_2 — содержание сернистого газа в продуктах сгорания, %.

Прочие потери теплоты:

$$Q_{пр} = Q_т - (Q_е + Q_{охл} + Q_г + Q_х). \qquad (9\text{-}19)$$

Задачи

9-14. Двигатель внутреннего сгорания мощностью 300 кВт работает на топливе с низшей теплотой сгорания 42 400 кДж/кг при эффективном к. п. д. 38%. Расход воздуха 24 кг на 1 кг подаваемого в двигатель топлива. Определить в процентах потерю теплоты с уходящими газами и в систему охлаждения при полном сгорании топлива, если известно, что температура выхлопных газов 450°С и теплоемкость их $c_т = 1{,}15$ кДж/(кг·К). Температура воздуха 20°С. Прочими потерями теплоты пренебречь.

Решение. Расход топлива двигателем

$$B = \frac{3600N_е}{\eta_е Q^р_н} = \frac{3600 \cdot 300}{0{,}38 \cdot 42\,400} = 67 \text{ кг/ч}.$$

Теплота, полезно использованная в двигателе,

$$Q_е = BQ^р_н\eta_е = 67 \cdot 42\,400 \cdot 0{,}38 = 1\,080\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Потеря теплоты с уходящими газами

$$Q_т = G_т c_т t_т - G_в c_в t_в = 67[(24 + 1) \cdot 1{,}15 \cdot 450 - 24 \cdot 1{,}013 \cdot 20] =$$
$$= 834\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Потеря теплоты в систему охлаждения

$$Q_{охл} = BQ^р_н - (Q_е + Q_т) = 67 \cdot 42\,400 - (1\,080\,000 + 834\,000) =$$
$$= 926\,800 \text{ кДж/ч}.$$

Потери теплоты

а) с уходящими газами

$$q_т = \frac{Q_т}{BQ^р_н}\,100 = \frac{834\,000 \cdot 100}{2\,840\,000} = 29{,}4\%;$$

б) в систему охлаждения

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{BQ^р_в}\,100 = \frac{926\,800 \cdot 100}{2\,840\,000} = 32{,}6\%.$$

9-15. Применительно к условиям предыдущей задачи определить расход охлаждающей воды двигателем, если нагревание воды в двигателе происходит на 10°С.

Ответ: 22 100 кг/ч.

9-16. Определить потерю теплоты топлива в процентах вследствие химической неполноты сгорания, если рабочий состав топлива по массе $C^р = 86{,}0\%$; $H^р = 13{,}5\%$; $O^р = 0{,}4\%$; $W^р = 0{,}1\%$. В дымовых газах $CO_2 = 6{,}0\%$; $CO = 3{,}5\%$, других продуктов неполного сгорания нет.

Ответ: 20,2%.

9-17. Определить составляющие теплового баланса двигателя внутреннего сгорания по результатам его испытания. При эффективной мощности 55 кВт в течение 45 мин двигатель расходует 10,6 кг топлива с низшей теплотой сгорания 42 350 кДж/кг. Расход охлаждающей воды через двигатель составляет 1,5 кг/с с повышением температуры охлаждающей воды в двигателе на 8,2°С.

Ответ: $q_е = 33\%$; $q_{охл} = 31\%$; $q_г = 36\%$.

9-18. Для утилизации теплоты выхлопных газов дизеля установлен котел-утилизатор производительностью 1000 кг/ч пара с давлением 1,0 МПа и температурой 280°С. Температура воды, поступающей в котел, 60°С. Определить процент утилизируемой теплоты топлива, если эффективная мощность двигателя 1480 кВт и его эффективный к. п. д. 35%.

Ответ: 18%.

Глава десятая

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

10-1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН

Основные определения

Действительная скорость пара или газа на выходе из сопла

$$c_д = \varphi c_t, \qquad (10\text{-}1)$$

где φ — коэффициент скорости сопла ($\varphi = 0{,}92 \div 0{,}98$).

Действительный расход пара или газа через сопло

$$m_д = \mu m_t, \qquad (10\text{-}2)$$

где μ — коэффициент расхода ($\mu = 0{,}91 \div 0{,}97$).

Полный располагаемый теплоперепад для ступени паровой или газовой турбины, кДж/кг

$$h_0 = i_0 - i_2 + \frac{c_0^2}{2000}, \qquad (10\text{-}3)$$

где c_0 — скорость пара или газа перед соплами, м/с.

Для ступени газовой турбины полный располагаемый теплоперепад можно определять по формуле

$$h_0^t = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right], \qquad (10\text{-}4)$$

где p_0 и T_0 — начальные параметры газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости.

Теоретическая работа 1 кг рабочего тела, проходящего через лопатки турбины,

$$l_u = u(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2) = u(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2), \qquad (10\text{-}5)$$

где u — окружная скорость лопатки, м/с;

c_1 и c_2 — абсолютные скорости пара или газа на входе и выходе с лопатки, м/с;

α_1 и α_2 — углы векторов скоростей c_1 и c_2 с плоскостью лопаточного колеса турбины;

w_1 и w_2 — относительные скорости пара или газа на лопатке со стороны входа и выхода, м/с;

β_1 и β_2 — углы векторов скоростей w_1 и w_2 с плоскостью колеса, являющиеся одновременно углами входной и выходной кромок лопатки. Величины углов α_1, α_2, β_1, β_2 определяются построением треугольников скоростей для ступени турбины.

Относительная скорость w_1 при входе потока на лопатку равна:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos\alpha_1}, \qquad (10\text{-}6)$$

где $u = \pi dn/60$, м/с, — окружная скорость лопатки, расположенной на среднем диаметре d, м, и вращающейся с частотой вращения вала n, об/мин;

α_1 — угол наклона сопла к плоскости колеса или угол между вектором скорости c_1 и плоскостью колеса.

Относительная скорость w_2 на выходе с лопатки активной ступени

$$w_2 = \psi w_1, \qquad (10\text{-}7)$$

где ψ — коэффициент скорости на лопатке ($\psi = 0{,}8 \div 0{,}9$).

Если ступень реактивная, то в соплах срабатывается теплоперепад h_{t_1} и на лопатках h_{t_2}:

$$h_t = h_{t_1} + h_{t_2} = i_0 - i_2,$$

где i_2 — энтальпия после адиабатного расширения в ступени до давления на выходе с лопаток реактивной ступени, кДж/кг.

Тогда степень реактивности ступени

$$\rho = \frac{h_{t_2}}{h_t}. \qquad (10\text{-}8)$$

Следовательно, $h_{t_1} = h_t(1-\rho)$ и $h_{t_2} = h_t\rho$.

Скорость при входе на лопатки реактивной ступени

$$c_1 = 44{,}8\varphi\sqrt{(i_0 - i_2)(1-\rho) + \left(\frac{c_0}{44{,}8}\right)^2}. \qquad (10\text{-}9)$$

Относительная скорость на выходе из лопаток

$$w_2 = 44{,}8\psi\sqrt{\rho(i_0 - i_2) + \left(\frac{w_1}{44{,}8}\right)^2}. \qquad (10\text{-}10)$$

Задачи

10-1. Определить скорость, давление и температуру на выходе из сопла активной ступени паровой турбины, если параметры пара перед соплами 4,0 МПа и 370°С. В ступени срабатывается адиабатный теплоперепад 209,5 кДж/кг. Коэффициент скорости для сопла $\varphi = 0{,}95$.

Решение. По заданному теплоперепаду и коэффициенту скорости определяем действительную скорость истечения

$$c = 44{,}8\varphi\sqrt{i_0 - i_1} =$$

$$= 44{,}8 \cdot 0{,}95\sqrt{209{,}5} = 615 \text{ м/с}.$$

Параметры пара на выходе из сопла определяются по *is*-диаграмме с учетом необратимости расширения пара в соплах (рис. 10-1). Заданным начальным параметрам соответствует энтальпия пара $i_0 = 3140$ кДж/кг. Так как теоретический теплоперепад $h_t = 209{,}5$ кДж/кг, то энтальпия пара в конце обратимого адиабатного расширения будет равна $h_1 = i_0 - h_t = 3140 - 209{,}5 = 2930{,}5$ кДж/кг. По *is*-диаграмме это соответствует давлению 1,8 МПа.

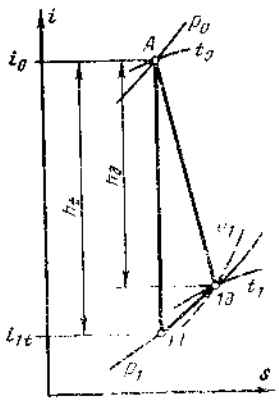


Рис 10-1.

Действительное состояние пара на выходе из сопла будет иметь такое же

давление, но энтальпия будет больше на величину потери энергии в сопле, равной

$$\Delta h = (1-\varphi^2)h_t = (1-0{,}95^2)\cdot 209{,}5 = 18{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Следовательно, конечные параметры пара: $p_1 = 1{,}8$ МПа; $t_1 = 260°C$ и $v_1 = 0{,}13$ м³/кг.

10-2. Для условий предыдущей задачи определить выходное сечение сопла, если расход пара 20 кг/с, а коэффициент расхода $\mu = 0{,}94$.

Р е ш е н и е. Удельный объем пара на выходе из сопла определяется по *is*-диаграмме и равен $v_1 = 0{,}13$ м³/кг.

Выходное сечение сопла

$$f = \frac{\mu v_1}{\mu c} = \frac{20\cdot 0{,}13}{0{,}94\cdot 615} = 0{,}0045 \text{ м}^2 = 45 \text{ см}^2.$$

10-3. Сколько пара может пропустить сопло с сечением в горловине 1 см² при начальных параметрах пара 1,5 МПа и 300°С при выпуске пара в атмосферу с полным расширением до 0,1 МПа? Коэффициент расхода сопла принять равным 0,95.

О т в е т: 219 кг/ч.

10-4. Определить коэффициент скорости для сопла, если известно, что при параметрах пара перед соплом 1,6 МПа и 450°С и давлении за соплом 1,0 МПа скорость на выходе из сопла 520 м/с.

О т в е т: $\varphi = 0{,}965$.

10-5. Определить коэффициент расхода для сопла Лаваля с площадью сечения горловины 1 см², если параметры воздуха перед соплом 0,6 МПа и 120°С и давление за соплом 0,1 МПа. Расход воздуха через сопло 0,113 кг/с.

О т в е т: $\mu = 0{,}955$.

10-6. Пар из сопла с абсолютной скоростью 600 м/с входит в рабочее колесо под углом $\alpha_1 = 25°$. Окружная скорость лопаток 150 м/с. Построением треугольника скоростей определить относительную скорость входа пара на лопатки.

О т в е т: $w_1 = 470$ м/с.

10-7. Скорость входа пара на лопатки активной ступени 1200 м/с, угол сопла 25°; отношение скоростей в ступени $u/c_1 = 0{,}25$. Определить потерю с выходной абсолютной скоростью, если лопатки симметричные, т. е. $\beta_2 = \beta_1$. Коэффициент скорости для лопаток $\psi = 0{,}87$. Абсолютную скорость на выходе с лопаток определять построением треугольников скоростей.

О т в е т: 174 кДж/кг.

10-8. Определить потерю с выходной скоростью для условий предыдущей задачи, если принять отношение скоростей для ступени $u_1/c_1 = 0{,}45$.

О т в е т: 99 кДж/кг.

10-9. Какова скорость пара при входе на лопатки реактивной ступени при степени реактивности 0,5, если перед ступенью параметры пара 1,5 МПа и 300°С и расширение пара в ступени происходит до давления 1,0 МПа? Коэффициент скорости для сопла 0,98.

О т в е т: 311 м/с.

10-10. Начальные параметры газа перед соплами газовой турбины с учетом начальной скорости: давление 0,48 МПа и температура 1073 К. Давление за ступенью 0,26 МПа. Частота вращения ротора 12 000 об/мин. Расход газа 20 кг/с.

Определить работу газа на лопатках, диаметр рабочего колеса и скорость газа на входе и выходе с колеса. Принять коэффициент скорости для сопла 0,96 и для лопаток 0,95, отношение окружной скорости лопаток к абсолютной скорости газа на входе 0,49, угол наклона сопла 22° и выходной угол лопаток на 10° меньше входного. Степень реактивности ступени принять равной 0,35. Рабочий газ считать обладающим свойствами воздуха.

Р е ш е н и е. Определяем располагаемый теплоперепад

$$h_t = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1}\cdot 287\cdot 1073 \left[1 - \left(\frac{2{,}6}{4{,}8}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right] = 172{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

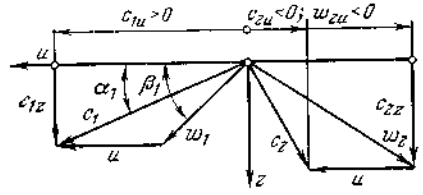


Рис. 10-2.

Скорость истечения газа из сопла с учетом коэффициента скорости и степени реактивности ступени

$$c_1 = \varphi 44{,}8\sqrt{(1-\rho)\,h_t} = 0{,}96\cdot 44{,}8\cdot\sqrt{(1-0{,}35)\cdot 172{,}4} = 455 \text{ м/с}.$$

По заданному отношению скоростей для ступени определяем окружную скорость лопаток

$$u/c_1 = 0{,}49;\ u = 0{,}49\cdot c_1 = 0{,}49\cdot 455 = 223 \text{ м/с}.$$

Для заданной частоты вращения вала находим диаметр средней окружности лопаток

$$u = \frac{\pi d n}{60};\ d = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60\cdot 223}{3{,}14\cdot 12\,000} = 0{,}355 \text{ м}.$$

Относительная скорость входа газа на лопатки

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1}\ .$$

Если угол сопла $\alpha_1 = 22°$, то $\cos\alpha_1 = 0{,}927$, тогда

$$w_1 = \sqrt{455^2 + 223^2 - 2\cdot 455\cdot 223\cdot 0{,}927} = 262 \text{ м/с}.$$

Определяем относительную скорость на выходе с лопаток

$$w_2 = \psi \cdot 44{,}8 \sqrt{\rho h_t + \left(\frac{w_1}{44{,}8}\right)^2} =$$

$$= 0{,}95 \cdot 44{,}8 \sqrt{0{,}35 \cdot 172{,}4 + \left(\frac{262}{44{,}8}\right)^2} = 414 \text{ м/с}.$$

Угол входной кромки лопатки β_1, т. е. угол входа газа на лопатки, может определяться построением треугольника скоростей для входа, но может определяться и расчетом по соотношению, следующему из рис. 10-2:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1z}}{c_{1u} - u},$$

где $c_{1z} = c_1 \sin \alpha_1 = 455 \cdot \sin 22° = 455 \cdot 0{,}375 = 171$ м/с; $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 455 \cdot \cos 22° = 455 \cdot 0{,}927 = 422$ м/с.

Тогда

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{171}{422 - 223} = 0{,}86; \quad \beta_1 = 41°.$$

По условию $\beta_2 = \beta_1 - 10° = 31°$, тогда $\sin \beta_2 = 0{,}515$ и $\cos \beta_2 = 0{,}857$.

Определяем составляющие абсолютной выходной скорости:

$$c_{2z} = w_2 \sin \beta_2 = 414 \cdot 0{,}515 = 213{,}5 \text{ м/с};$$

$$w_{2u} = -w_2 \cos \beta_2 = -414 \cdot 0{,}857 = -355 \text{ м/с};$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -355 + 223 = -132 \text{ м/с}.$$

При этом абсолютная скорость выхода газа с лопаток:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2z}^2} = \sqrt{-132^2 + 213{,}5^2} = 250 \text{ м/с}.$$

Работа 1 кг газа на лопатках

$$l_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{455^2 - 250^2}{2} +$$

$$+ \frac{414^2 - 262^2}{2} = 124 \text{ кДж/кг}.$$

10-2. ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ТУРБИНАХ

Основные определения

Потеря энергии в соплах вследствие трения и вихревых движений пара или газа, Дж/кг,

$$h_c = (1 - \varphi^2) \frac{c_{t_1}^2}{2}. \qquad (10\text{-}11)$$

Потери энергии на лопатках турбины:

а) активной ступени

$$h_{\text{ла}} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2}, \qquad (10\text{-}12)$$

б) реактивной ступени

$$h_{\text{лр}} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{w_2^2}{2}. \qquad (10\text{-}13)$$

Потери с выходной скоростью

$$h_{\text{в}} = \frac{c_2^2}{2}. \qquad (10\text{-}14)$$

Коэффициент полезного действия на лопатках без учета начальной скорости

$$\eta_{\text{л}} = \frac{l_{\text{л}}}{h_t} = 1 - \frac{h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{в}}}{h_t}. \qquad (10\text{-}15)$$

Для активной ступени $h_t = i_0 - i_1$ и для реактивной ступени

$$h_t = h_{t_1} + h_{i_2} = (i_0 - i_1) + (i_1 - i_2).$$

Коэффициент полезного действия на лопатках с учетом начальной скорости

$$\eta_{\text{л}} = \frac{l_{\text{л}}}{h_t + \frac{c_0^2}{2}} = 1 - \frac{h_c + h_{\text{л}} + h_{\text{в}}}{h_t + \frac{c_0^2}{2}}. \qquad (10\text{-}16)$$

Потери на трение и вентиляцию при вращении колеса турбины в паре, кВт

$$N_{\text{т.в}} = \lambda \left[1{,}07 d^2 + 0{,}61 z (1 - \varepsilon) d l^{1{,}5}\right] \rho \frac{u^3}{10^4}, \qquad (10\text{-}17)$$

где $\lambda = 1{,}1 \div 1{,}2$ для перегретого пара и 1,3 для насыщенного; для газа $\lambda = 1$;

ρ — плотность пара или газа, кг/м³;

d — диаметр колеса, измеренный по средней высоте лопаток, м;

z — число ступеней скорости у колеса;

ε — степень парциальности ступени;

l — высота лопаток, см;

u — окружная скорость, м/с.

Потери от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопл и лопаток

$$h_{\text{ут}} = \frac{G_{\text{ут}} (i_0 - i_2)}{G}, \qquad (10\text{-}18)$$

где G и $G_{\text{ут}}$ — соответственно полный расход газа или пара в ступени и утечки, кг/с.

Внутренний относительный к. п. д. ступени турбины

$$\eta_{oi}=1-\frac{h_c+h_л+h_в+h_{ут}+h_{т.в}}{h_t+\frac{c_0^2}{2}}=\frac{h_i}{h_0}. \qquad (10\text{-}19)$$

Для многоступенчатой турбины

$$\eta_{oi}=\Sigma h_i/H_0,$$

где H_0 — располагаемый теоретический (адиабатный) теплоперепад для всей турбины.

Механические потери на трение в подшипниках и привод вспомогательных механизмов (масляные насосы, регулирование и т. п.) характеризуются механическим к. п. д.:

$$\eta_м=N_e/N_i;\ \eta_м=0{,}85\div0{,}99. \qquad (10\text{-}20)$$

Относительный эффективный к. п. д. турбины

$$\eta_{oe}=\eta_{oi}\eta_м. \qquad (10\text{-}21)$$

Коэффициент полезного действия с учетом потерь в электрическом генераторе

$$\eta_{o.э}=\eta_{oe}\eta_г, \qquad (10\text{-}22)$$

где $\eta_г$ — к. п. д. электрического генератора ($\eta_г=0{,}93\div0{,}97$).

Удельный эффективный расход рабочего газа, кг/(кВт·ч)

$$d_e=\frac{3600}{\eta_{oi}H_0}, \qquad (10\text{-}23)$$

где $H_0=i_0-i_2+\frac{c_0^2}{2}$ — общий перепад в турбине, кДж/кг.

Часовой расход пара или газа

$$D=d_eN_e=\frac{3600N_e}{H_0\eta_{oe}}, \qquad (10\text{-}24)$$

где $N_e=\frac{N_{э.т}}{\eta_г}=N_i\eta_м$ — эффективная мощность, кВт.

Задачи

10-11. Для условий предыдущей задачи определить к. п. д. на рабочих лопатках.

Ответ: 0,72.

10-12. Параметры газа перед одноступенчатой активной турбиной с учетом начальной скорости 0,2 МПа и 650°С. Давление за турбиной 0,1 МПа. Коэффициенты скорости для сопл и лопаток соответственно 0,97 и 0,96. Принять угол наклона сопла 20° и лопаток $\beta_2=\beta_1=15°$. Определить к. п. д. турбины на лопатках, приняв отношение скоростей для ступени $u/c_1=0{,}48$. Принять для газа $k=1{,}35$ и $R=288$ Дж/(кг·К).

Ответ: $\eta_л=0{,}875$.

10-13. Определить потери на трение и вентиляцию одновенечного диска активной ступени в паре, если известно, что диаметр колеса 1000 мм, высота рабочих лопаток 28 мм, частота вращения вала 3000 об/мин, степень парциальности 0,85.

Ответ: $N_{тв}=31$ кВт.

10-14. Параметры пара перед турбиной 3,5 МПа и 435°С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренний относительный и механический к. п. д. турбины соответственно 0,85 и 0,99. Определить расход пара турбиной, если ее эффективная мощность 25 000 кВт.

Ответ: 90 т/ч.

10-15. Определить расход пара паровой турбиной с эффективной мощностью 50 000 кВт, если параметры пара перед турбиной 10 МПа и 500°С, а давление в конденсаторе 3,5 кПа. Относительный эффективный к. п. д. турбины 0,85.

Ответ: 151 т/ч.

10-3. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Основные определения

Тепловой баланс конденсатора

$$D_к(i_2-i_к)=W(t''_в-t'_в)c_в, \qquad (10\text{-}25)$$

где $D_к$ — количество конденсируемого пара, кг/с;
W — расход охлаждающей воды, кг/с;
i_2 — энтальпия отработавшего пара перед входом в конденсатор, кДж/кг;
$i_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг;
$t'_в$ и $t''_в$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор и на выходе из него, °С;
$c_в$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Кратность охлаждения

$$m=\frac{W}{D_к}=\frac{i_2-i_к}{(t''_в-t'_в)c_в}. \qquad (10\text{-}26)$$

Уравнение теплопередачи конденсатора

$$Q=D_к(i_2-i_к)=k\Delta t_{ср}F, \qquad (10\text{-}27)$$

где k — коэффициент теплопередачи для трубок конденсатора, кВт/(м²·К);
i_2 и $i_к$ — энтальпии отработавшего пара и конденсата, кДж/кг;
F — поверхность охлаждения конденсатора, м²;
$\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор в конденсаторе,

$$\Delta t_{ср}=t_к-\frac{t'_в+t''_в}{2},$$

$t_в$ — температура пара в конденсаторе.

Задачи

10-16. Для паровой турбины мощностью 1000 кВт с удельным расходом пара 5,5 кг/(кВт·ч) определить поверхность охлаждения конденсатора и расход охлаждающей воды, если известно, что кратность охлаждения 55 кг/кг и температура охлаждающей воды на входе 18°С и на выходе из конденсатора 28°С. Температура пара в конденсаторе 32,5°С. Коэффициент теплопередачи 3700 Вт/(м²·К).

Решение. Расход пара турбиной

$$D=d_eN_e=5{,}5\cdot1000=5{,}5\ т/ч.$$

Расход охлаждающей воды

$$W = Dm = 5{,}5 \cdot 55 = 302{,}5 \text{ т/ч}.$$

Отводимая в конденсаторе теплота

$$Q = c_в W \Delta t_в = 4{,}19 \cdot 302{,}5 \cdot 10 = 12{,}67 \text{ ГДж/ч}.$$

Температурный напор в конденсаторе

$$\Delta t_{ср} = t_н - \frac{t'_в + t''_в}{2} = 32{,}5 - \frac{18 + 28}{2} = 9{,}5°\text{C}.$$

Поверхность охлаждения конденсатора

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}} = \frac{12{,}67 \cdot 10^9}{3600 \cdot 3 \cdot 700 \cdot 9{,}5} = 100 \text{ м}^2.$$

10-17. Определить кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если пар поступает в конденсатор при давлении 3,5 кПа со степенью сухости 0,92. Повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе 9,5°С.

Ответ: 56 кг/кг.

10-18. Определить расход охлаждающей воды на конденсацию 1 т пара с давлением 4 кПа и степенью сухости 0,91. Повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе 9°С.

Ответ: 58,5 т.

10-19. Определить повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе и его теплопередающую поверхность, если при конденсации 10 т/ч пара с давлением 3 кПа и степенью сухости $x = 0{,}9$ кратность охлаждения 57,5 кг/кг. Температура воды при входе в конденсатор 8°С и конденсата на выходе из конденсатора 20°С. Коэффициент теплопередачи в конденсаторе 3500 Вт/(м²·К).

Ответ: $\Delta t_в = 9{,}2$°С; $F = 155$ м².

10-4. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ

Тепловой баланс камеры сгорания

$$G_г i_г = B_с Q^р_н \eta_{к.с} + G_в i_в + B_с i_т, \qquad (10\text{-}28)$$

где $G_г$ и $G_в$ — расход газа и воздуха, кг/с;

$B_с$ — расход топлива, кг/с;

$i_г$ и $i_в$ — энтальпия газа на выходе из камеры сгорания и воздуха на входе в камеру сгорания, кДж/кг;

$i_т$ — энтальпия топлива, подаваемого в камеру сгорания, кДж/кг;

$\eta_{к.с}$ — к. п. д. камеры сгорания.

Теплонапряженность камеры сгорания

$$y = \frac{B_с Q^р_н}{V_{к.с}}, \qquad (10\text{-}29)$$

где $V_{к.с}$ — объем камеры сгорания, м³.

Задачи

10-20. Определить объем камеры сгорания ГТУ, если при расходе 0,7 кг/с топлива с низшей теплотой сгорания 42 000 кДж/кг ее объемная теплонапряженность $36 \cdot 10^6$ Вт/м³ и к. п. д. 0,98.

Ответ: $V_{к.с} = 0{,}8$ м³.

10-21. Определить расход топлива $B_с$ газовой турбиной, если расход воздуха $G_в = 25$ кг/с при температуре $t_в = 20$°С. Температура газа на выходе из камеры сгорания $t_г = 950$°С. Теплоемкости воздуха и газов принять соответственно $c_{p_в} = 1{,}01$ кДж/(кг·К), $c_{p_г} = 1{,}09$ кДж/(кг·К).

Коэффициент полезного действия камеры сгорания 0,975. Энтальпия топлива, подаваемого в камеру сгорания, $i_т = 183$ кДж/кг (при $t_т = 90$°С). Низшая теплота сгорания топлива $Q^р_н = 41\,500$ кДж/кг.

Решение. Из выражения (10-28) с учетом $i_в = c_{p_в} t_в$ и $i_г = c_{p_г} t_г$ получаем:

$$B_с = \frac{G_в (c_{p_г} t_г - c_{p_в} t_в)}{Q^р_н \eta_{к.с} - c_{p_г} t_г + i_т} =$$

$$= \frac{25 (1{,}09 \cdot 950 - 1{,}01 \cdot 20)}{41\,500 \cdot 0{,}975 - 1{,}09 \cdot 950 + 183} = 0{,}64 \text{ кг/с}.$$

10-22. Определить коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ по условию предыдущей задачи, если теоретический расход воздуха 14,3 кг на 1 кг топлива.

Ответ: $\alpha = 2{,}73$.

10-23. Газотурбинная установка имеет мощность 3000 кВт при эффективном к. п. д. 0,22 и к. п. д. электрического генератора 0,96.

Определить расход топлива с низшей теплотой сгорания 41 000 кДж/кг.

Ответ: 1250 кг/ч.

Глава одиннадцатая

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

11-1. ПОКАЗАТЕЛИ РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Основные определения

Тепловая электрическая станция (ТЭС) предназначена для выработки тепловой и электрической энергии за счет использования химической энергии топлива.

По виду конечной продукции ТЭС могут быть конденсационными (КЭС), основным видом продукции которых является электрическая энергия, и теплофикационными (ТЭЦ — теплоэлектроцентрали), на которых вырабатывается и отпускается

потребителям не только электрическая энергия, но и тепловая. При этом тепловая энергия для потребителей вырабатывается за счет использования пара из отборов (при турбинах типа КО) или из противодавления (при турбинах типа Р).

Одной из характерных особенностей режима эксплуатации электростанций является строгое соответствие производства тепловой и электрической энергии и ее потребления. Изменение потребления энергии во времени изображается графически. Графики нагрузок могут быть суточными, месячными и годовыми.

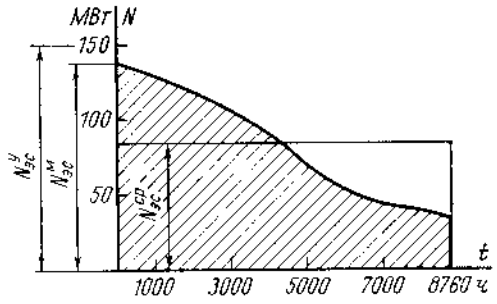


Рис. 11-1.

По характерным графикам за летние и зимние сутки строят годовой график нагрузок по продолжительности (рис. 11-1). По графикам нагрузок и по данным технической статистики определяют показатели режима эксплуатации. Площадь годового графика нагрузок по продолжительности пропорциональна годовому потреблению (выработке) энергии

$$Э^{выр}_{год} = Fm, \qquad (11\text{-}1)$$

где F — площадь графика продолжительности нагрузки, мм²;
m — масштаб графика, кВт·ч/мм².

Эффективность использования установленной мощности электростанции оценивается коэффициентом использования установленной мощности

$$k_и = \frac{Э^{выр}_{год}}{N^{у}_{э} \cdot 8760} = \frac{N^{ср}_{эс}}{N^{у}_{эс}} \qquad (11\text{-}2)$$

и числом часов использования установленной мощности

$$T_у = \frac{Э^{выр}_{год}}{N^{у}_{эс}}. \qquad (11\text{-}3)$$

Отношение средней нагрузки $N^{ср}$ электростанции к максимальной $N^{макс}$ называется коэффициентом нагрузки

$$k_в = \frac{N^{ср}_{эс}}{N^{макс}_{эс}}. \qquad (11\text{-}4)$$

Отношение $Э^{выр}_{год}/N^{макс}_{эс}$ называется числом часов использования максимума

$$T_м = \frac{Э^{выр}_{год}}{N^{макс}_{эс}}. \qquad (11\text{-}5)$$

Отношение величины установленной мощности электростанции к максимальной нагрузке называется коэффициентом резерва

$$k_р = \frac{N^{у}_{эс}}{N^{макс}_{эс}}. \qquad (11\text{-}6)$$

Задачи

11-1. На электростанции установлены три турбоагрегата мощностью 50 МВт каждый. Максимальная нагрузка станции 140 МВт. Годовой график нагрузки электростанции по продолжительности представлен на рис. 11-1. Определить годовую выработку электроэнергии и показатели режима эксплуатации электростанции.

Решение. Установленная мощность электростанции

$$N^{у}_{эс} = 3 \cdot 50 = 150 \text{ МВт}.$$

Годовая выработка электроэнергии определяется площадью графика нагрузки по продолжительности.

Тогда выработка электроэнергии за 8760 ч (1 год):

$$Э^{выр}_{год} = 855 \cdot 10^3 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Средняя нагрузка электростанции

$$N^{ср}_{эс} = \frac{Э^{выр}_{год}}{8760} = \frac{855 \cdot 10^3}{8760} = 97{,}6 \text{ МВт}.$$

Коэффициент нагрузки

$$k_в = \frac{N^{ср}_{эс}}{N^{макс}_{эс}} = \frac{97{,}6}{140} = 0{,}697.$$

Коэффициент использования установленной мощности

$$k_и = \frac{N^{ср}_{эс}}{N^{у}_{эс}} = \frac{97{,}6}{150} = 0{,}65.$$

Коэффициент резерва

$$k_р = \frac{N^{у}_{эс}}{N^{макс}_{эс}} = \frac{150}{140} = 1{,}07, \text{ или } k_р = \frac{k_и}{k_и} = \frac{0{,}697}{0{,}65} = 1{,}07.$$

Число часов использования максимума нагрузки

$$T_{\text{м}} = \frac{\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}}}{N^{\text{макс}}_{\text{эс}}} = \frac{855 \cdot 10^3}{140} = 6110 \text{ ч}.$$

Число часов использования установленной мощности

$$T_{\text{у}} = \frac{\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}}}{N^{\text{у}}_{\text{эс}}} = \frac{855 \cdot 10^3}{150} = 5700 \text{ ч}.$$

11-2. Определить коэффициент резерва на электростанции, если известны коэффициент нагрузки $k_{\text{н}} = 0{,}75$ и коэффициент использования установленной мощности $k_{\text{и}} = 0{,}625$.

Ответ: $k_{\text{р}} = 1{,}2$.

11-3. Определить выработку электроэнергии за год на электростанции, если по графику продолжительности определено

$$N^{\text{ср}}_{\text{эс}} = 1 \cdot 10^6 \text{ кВт}.$$

Ответ: $\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}} = 8{,}76 \cdot 10^9$ кВт·ч.

11-4. Определить число часов использования установленной мощности, если на электростанции мощностью $N^{\text{у}}_{\text{эс}} = 1 \cdot 10^3$ кВт выработано $\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}} = 6{,}5 \cdot 10^9$ кВт·ч электроэнергии.

Ответ: $T_{\text{у}} = 6500$ ч.

11-5. Максимальная нагрузка на электростанции $N^{\text{макс}}_{\text{эс}} = 500$ тыс. кВт. Число часов использования максимума $T_{\text{м}} = 7000$ ч. Определить годовую выработку электроэнергии.

Ответ: $\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}} = 3{,}5 \cdot 10^9$ кВт·ч.

11-6. Годовая выработка электрической энергии $\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}}$ составляет 1 триллион кВт·ч, число часов использования установленной мощности $T_{\text{у}} = 5000$ ч. Определить дополнительную выработку электрической энергии, если число часов использования установленной мощности увеличится на 1%.

Ответ: $\Delta\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}} = 10 \cdot 10^9$ кВт·ч.

11-7. Для условий задачи 11-6 определить мощность электростанций, которую потребовалось бы установить дополнительно для достижения равного эффекта (для выработки $\Delta\mathcal{Э}^{\text{выр}}_{\text{год}} = 10 \cdot 10^9$ кВт·ч), и добавочные капитальные вложения, если капитальные затраты на 1 кВт установленной мощности составляют 100 руб/кВт.

Ответ: $\Delta N^{\text{у}}_{\text{эс}} = 2 \cdot 10^6$ кВт; $\Delta K = 200 \cdot 10^6$ руб.

11-2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

Основные определения

Тепловой схемой называют условное изображение оборудования электростанций и связей между оборудованием по пару и воде (конденсату). Принципиальная тепловая схема дает представления о технологическом процессе преобразования энергии и является основной расчетной схемой тепловой электростанции.

На рис. 11-2 представлена принципиальная тепловая схема промышленной ТЭЦ с турбинами Т. Пар из котлов *1* поступает в паровые турбины *2*. Из отборов турбины пар используется для подогрева питательной воды в подогревателях низкого давления (ПНД) *5*, деаэраторе (Д) *6* и подогревателях высокого давления (ПВД) *9*. Из регулируемого отбора пар поступает на подогрев сетевой воды в основном подогревателе *11*.

После турбины отрабатывающий пар идет в конденсатор *3*, конденсируется и конденсатными насосами *4* через ПНД подается в деаэратор *6*, из питательного бака *7* насосом *8* через ПВД вода подается в паровой котел.

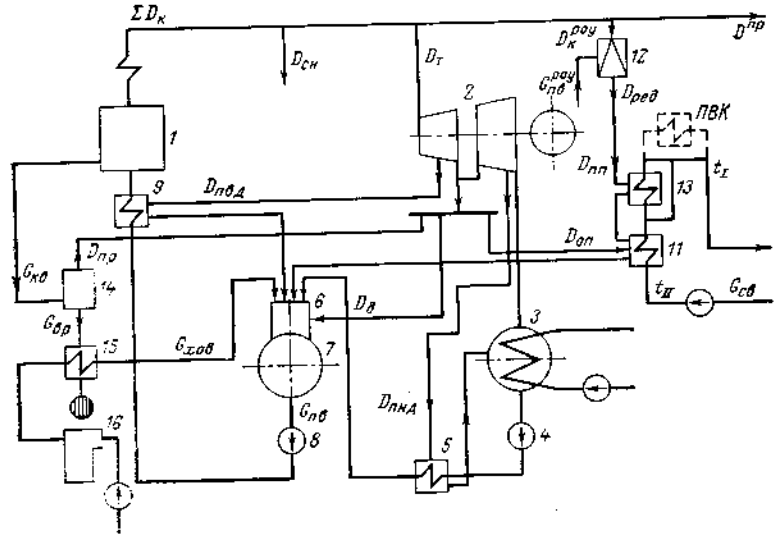


Рис. 11-2.

Вода непрерывной продувки котла поступает в расширитель *14*. Пар вторичного вскипания из расширителя направляется в коллектор отборного пара, а вода используется для подогрева сырой воды в теплообменнике *15*. Пар для технологических потребителей тепла получают через редукционно-охладительную установку (РОУ) *12*. Пар от РОУ поступает на пиковые подогреватели *13*, в которых сетевая вода, прошедшая основные подогреватели, догревается до расчетной температуры (150°С). Подпиточная вода после химводоподготовки *16*, через подогреватель сырой воды *15* подается в деаэратор *6*. На основании расчета тепловой схемы для характерных режимов определяются потоки пара и воды (конденсата) на всех участках.

По результатам расчета тепловой схемы выбирается вспомогательное оборудование ТЭС и составляется баланс электростанции по пару и по воде.

Основными расчетными уравнениями для отдельных узлов тепловой схемы являются уравнения материального и теплового баланса, а при определении поверхностей нагрева уравнение теплопередачи см. гл. 1, 2, 3, 7.

Расход пара из котлов $D_к$ равен сумме расходов на турбины $\Sigma D_т$, на РОУ $\Sigma D_к^{роу}$ и на собственные нужды котельной $\Sigma D_к^{с.н}$:

$$\Sigma D_к = \Sigma D_т + \Sigma D_к^{роу} + \Sigma D_к^{с.н}. \qquad (11\text{-}7)$$

Расход пара на турбины при номинальной нагрузке может быть определен по удельному расходу пара и по выработке энергии:

$$D_т = k_{р.п}[\Sigma D_{х.х} + (1-x) d_э \Im + \Sigma y D_{отб}], \qquad (11\text{-}8)$$

где y — коэффициент недоиспользования пара;
$k_{р.п}$ — коэффициент, учитывающий расход пара на подогрев питательной воды, $k_{рп} = 1{,}12 \div 1{,}25$;
$D_{х.х}$ — расход пара на холостой ход турбины, кг/ч;
x — коэффициент холостого расхода, $x = 0{,}07 \div 0{,}15$;
$d_э$ — удельный расход пара, кг/(кВт·ч);
$\Im$ — выработка электрической энергии за 1 ч работы турбоагрегатов, кВт·ч;
$D_{отб}$ — расход пара из отбора (отборов) турбины, кг/ч.

Расход пара на холостой ход $D_{х.х}$ находят по расходу при номинальной мощности $N_н$, кВт,

$$D_{х.х} = xD_н = xd_э N_н. \qquad (11\text{-}9)$$

Коэффициент недоиспользования теплосодержания пара y определяется по располагаемому теплоперепаду в турбине и по теплосодержанию пара при давлении в отборе $i_{отб}$:
без учета потерь

$$y_0 = \frac{h''_0}{H_0} = 1 - \frac{h'_0}{H_0}, \qquad (11\text{-}10)$$

с учетом внутренних относительных потерь в турбине

$$y_i = 1 - \frac{h'_0 \eta'_{oi}}{H_0 \tau_{oi}}. \qquad (11\text{-}11)$$

В расчетах можно принимать внутренний относительный к. п. д. части высокого давления (до отбора) η'_{oi} равным внутреннему относительному к. п. д. всей турбины η_{oi}.
Тогда

$$y_i = 1 - \frac{h'_i}{H_i}. \qquad (11\text{-}12)$$

Параметры и расходы пара на подогреватели *5*, *9* и деаэратор *6* определяют по температуре воды до t' и после t'' соответствующего подогревателя и по количеству воды.

По заданной температуре питательной воды перед паровым котлом $t_{п.в}$ и по температуре насыщения при давлении в конденсаторе $t_{кд}$ определяют разность температур $t_{п.в} - t_{кд}$, на которую необходимо нагреть воду по тракту от конденсатора до котла. Подогрев воды в каждом подогревателе принимают одинаковым. Так, при n подогревателях подогрев воды в каждом из них равен:

$$\Delta t_{iп} = \frac{t_{п.в} - t_{кд}}{n}. \qquad (11\text{-}13)$$

Таким образом,

$$t''_{iп} = t'_{iп} + \Delta t_{iп}. \qquad (11\text{-}14)$$

Давление пара в отборе должно быть таким, чтобы температура насыщения при этом давлении была на 5—10° выше температуры, до которой нагревают воду в данном подогревателе

$$t_{насi} = t''_{iп} + (5 \div 10). \qquad (11\text{-}15)$$

Расход пара D_i определяют, пользуясь уравнением теплового баланса

$$G_i(t''_{iп} - t'_{iп}) c_в = D_i(i_п - i_{кд})\eta_п, \qquad (11\text{-}16)$$

где $i_п$ — энтальпия пара в соответствующем отборе, кДж/кг;
$i_{кд}$ — энтальпия конденсата при давлении отбора, кДж/кг;
$\eta_п = 0{,}98$ — к. п. д. подогревателя.

Количество пара $G_п$ и воды после расширителя $G_{в.р}$ находят решением уравнений материального и теплового баланса для расширителя *14* рис. 11-2:

$$G_{к.в} = G_{в.р} + D_{п.р}; \qquad (11\text{-}17)$$

$$G_{к.в} i_{к.в} = G_{в.р} i_{в.р} + D_{п.р} i_{п.р}, \qquad (11\text{-}18)$$

откуда

$$D_{п.р} = G_{к.в}(i_{к.в} - i_{в.р}) / (i_{п.р} - i_{в.р}); \qquad (11\text{-}19)$$

$$G_{в.р} = G_{к.в} - D_{п.р}, \qquad (11\text{-}20)$$

где $i_{к.в}$, $i_{в.р}$ — энтальпия котловой воды и воды при давлении в расширителе, кДж/кг;
$i_{п.р}$ — энтальпия пара вторичного вскипания при давлении в расширителе, кДж/кг;
$G_{к.в}$ — задается (или принимается) в процентах от паропроизводительности котла.

Расход острого пара на РОУ $D_к^{роу}$ подсчитывают по расходу редуцированного пара, отпускаемого потребителям. Для этого составляют уравнения материального и теплового баланса для РОУ *12* и определяют количество воды, идущей на увлажнения, и количество пара $D_к^{роу}$:

$$D_{ред} = D_к^{род}(z\varphi + 1), \qquad (11\text{-}21)$$

откуда

$$D_к^{роу} = \frac{D_{ред}}{(z\varphi + 1)}, \qquad (11\text{-}22)$$

где z — количество воды, идущей на увлажнения 1 кг редуцированного пара, кг/кг;

φ — доля воды, испарившейся в РОУ, $\varphi = 0{,}7 \div 0{,}9$;

$$z = \frac{i_1 - i_{\text{ред}}}{\varphi\,(i_{\text{ред}} - i_{\text{др.в}}) + (i_{\text{др.в}} - i_{\text{п.в}})}, \qquad (11\text{-}23)$$

i_1, $i_{\text{ред}}$, $i_{\text{др.в}}$, $i_{\text{п.в}}$ — энтальпия пара, редуцированного пара, воды при давлении редуцированного пара и питательной воды соответственно, кДж/кг.

Суммарный расход питательной воды на РОУ

$$G_{\text{п.в}}^{\text{роу}} = zD_{\text{к}}^{\text{роу}}. \qquad (11\text{-}24)$$

Диаметры трубопроводов и напоры насосов определяют в соответствии с указаниями гл. 1.

Задачи

11-8. Определить часовой расход пара на турбину номинальной мощностью 25 тыс. кВт, работающей на паре с давлением 90 кгс/см² и температурой 535°С. Давление в конденсаторе $p_{\text{кд}} = 0{,}04$ кгс/см². Из теплофикационного отбора отпускается 100 т/ч пара с давлением 1,2 кгс/см². Расход пара на регенеративный подогрев питательной воды принять равным 18,5% расхода пара на турбину. Коэффициенты полезного действия турбины принять $\eta_{oi} = 0{,}8$%; $\eta_{\text{м}} = 0{,}96$; $\eta_{\text{э}} = 0{,}97$. Коэффициент холостого хода $x = 0{,}1$.

Решение. Расход пара на турбину определяем по формуле (11-8).

По *is*-диаграмме определяем энтальпии пара в начале расширения при давлении в отборе и в конце расширения:

$$i_1 = 3477{,}7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{2\text{а}} = 2032{,}15 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{\text{отб.а}} = 2472{,}1 \text{ кДж/кг};$$

$$H_0 = 3477{,}7 - 2032{,}15 = 1445{,}55 \text{ кДж/кг};$$

$$h'_0 = 3477{,}7 - 2472{,}2 = 1005{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный расход пара равен:

$$d_{\text{н}} = \frac{3600}{H_0\eta_{oi}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}} = \frac{3600}{1445{,}55 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}97} = 3{,}341 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Расход пара на холостой ход составит:

$$D_{\text{х.х}} = xd_{\text{н}}N_{\text{н}} = 0{,}1 \cdot 3{,}34 \cdot 25 \cdot 10^3 = 8350 \text{ кг/ч}.$$

Расход пара, пропорциональный выработке электроэнергии, равен:

$$(1-x)d_{\text{н}}\mathcal{Э} = (1-x)d_{\text{н}}N_{\text{н}}t = (1-0{,}1)3{,}34 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 1 = 75\,150 \text{ кг/ч}.$$

Определяем коэффициент недоиспользования пара

$$y = 1 - \frac{h'_i}{H_i} = 1 - \frac{1005{,}6}{1445{,}55} = 0{,}305.$$

При этом $yD_{\text{отб}} = 0{,}305 \cdot 100 \cdot 10^3 = 30\,500$ кг.

Следовательно, расход пара на турбину будет равен:

$$D_{\text{т}} = 1{,}185\,(8350 + 75\,150 + 30\,500) = 135\,090 \text{ кг/ч}.$$

11-9. Для условий задачи 11-8 определить удельный расход пара при номинальной электрической нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора.

Ответ: $d_{\text{и}}^{\text{ф}} = 5{,}4$ кг/(кВт·ч).

11-10. Для условий задачи 11-8 определить расход пара на турбину при конденсационном режиме (без отбора пара).

Ответ: $D_{\text{т}}^{\text{кд}} = 98{,}53$ т/ч.

11-11. Определить часовой расход пара на турбину Т-100-130, если известны следующие величины: отбор пара из теплофикационного отбора $D_{\text{отб}} = 310$ т/ч, $p_{\text{отб}} = 1{,}2$ кгс/см². Расход пара на регенеративный подогрев питательной воды принять равным 20% расхода пара на турбину при номинальной электрической нагрузке и номинальной величине теплофикационного отбора $\eta_{oi} = 0{,}87$; $\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}} = 0{,}95$.

Ответ: $D_{\text{т}} = 445$ т/ч.

11-12. Для резервирования отбора пара для промышленных потребителей от турбины Р-12-90/7 на ТЭЦ установлена РОУ 90/8. Определить расход свежего пара с давлением до 90 кгс/см² и температурой 535°С для получения 86,5 т/ч редуцированного пара с давлением 8 кгс/см² и температурой 240°С. Температура питательной воды 104°С, $\varphi = 0{,}8$.

Решение. Принципиальная схема РОУ показана на рис. 11-2, поз. *12*. На схеме обозначены потоки пара и воды:

$$D_{\text{к}}^{\text{роу}} = \frac{D_{\text{ред}}}{(z\varphi + 1)}.$$

Найдем z:

$$z = \frac{i_1 - i_{\text{ред}}}{\varphi\,(i_{\text{ред}} - i_{\text{др.в}}) + (i_{\text{др.в}} - i_{\text{п.в}})}.$$

По условию задачи определим:

$$i_1 = 3477{,}7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{\text{ред}} = 2918{,}81 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{\text{др.в}} = 718{,}66 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{\text{п.в}} = 435{,}76 \text{ кДж/кг}.$$

$$z = \frac{3477{,}7 - 2928{,}81}{0{,}8\,(2928{,}81 - 718{,}66) + (718{,}66 - 435{,}76)} = 0{,}275 \text{ кг/кг};$$

$$D_{\text{к}}^{\text{роу}} = \frac{86{,}5}{(0{,}275 \cdot 0{,}8 + 1)} = 72 \text{ т/ч}.$$

11-13. Для условий задачи 11-12 определить суммарный расход питательной воды на РОУ 90/8.

Ответ: $D_{\text{п.в}}^{\text{роу}} = 19{,}8$ т/ч.

11-14. В котельной вырабатывается пар с давлением 40 кгс/см² и температурой 450°С. Определить расход пара и воды на РОУ, через которую получают потребители 6 Мкал/ч тепла в виде пара

с давлением 10 кгс/см² и температурой 300°С. Температура питательной воды 104°С, $\varphi=0{,}75$.

Ответ: $D_{к}^{роу}=9{,}85$ т/ч, $G_{п.в}^{роу}=1{,}34$ т/ч.

11-15. Суммарная паропроизводительность котельной 100 т/ч. Давление пара 40 кгс/см² и температура перегрева 450°С. Определить количество пара, получаемого из расширителя непрерывной продувки, количество воды, сбрасываемой в канализацию, и количество тепла, используемое для подогрева сырой воды с продувочной водой перед сбросом. По данным химцеха продувка составляет 5% производительности котлов, температуру воды перед сбросом в канализацию принять равной 80°С, давление в расширителе 2 кгс/см².

Решение. Пользуясь уравнениями материального и теплового баланса расширителя, получим выражение для определения количества пара

$$D_{п.р}=G_{к.в}\frac{i_{к.в}-i_{в.р}}{i_{п.р}-i_{в.р}}=0{,}05\cdot100\cdot10^{3}\frac{1082{,}69-502{,}55}{2708-502{,}55}=1310 \text{ кг/ч}$$

Количество продувочной воды, сбрасываемой в канализацию,

$$G_{в.р}=G_{к.в}-D_{п.р}=0{,}05\cdot100-1{,}31=3{,}69 \text{ т/ч}.$$

Количество тепла продувочной воды, используемой для прогрева сырой воды,

$$Q=G_{в.р}(t_{в.р}-80)c_{в}=3{,}69\cdot10^{3}\cdot(119{,}94-80)\cdot4{,}19=$$
$$=617{,}48\cdot10^{3} \text{ кДж/ч}.$$

11-16. Определить количество пара, получаемого из расширителя непрерывной продувки котла паропроизводительностью 50 т/ч. Продувка составляет 2,5%. Давление в расширителе 2 кгс/см².

Ответ: $D_{п.р}=320$ кг.

11-17. Какое количество питательной воды необходимо подавать в котлы, если расход пара на турбины равен 405 т/ч, расход пара на РОУ равен 80 т/ч? Продувка котлов составляет 2%. Расход пара на собственные нужды котельной принять равным 3%.

Ответ: $G_{п.в}=510$ т/ч.

11-18. Расчетный (максимальный) расход тепла на теплоснабжение района составляет 120 ГДж/ч. Сетевая вода подогревается в двухступенчатой теплофикационной установке. Основные подогреватели обогреваются паром из отбора турбин, $p_{отб}=1{,}2$ кгс/см². Нагрев воды до расчетной температуры (150°С) осуществляется в пиковых подогревателях редуцированным паром с давлением 5 кгс/см². Регулирование отпуска тепла качественное, график изменения температуры в подающей и обратной линиях в зависимости от наружной температуры приведен на рис. 11-3. Определить расчетную теплопроизводительность основных и пиковых подогревателей.

Решение. Определяем расчетный расход сетевой воды, циркулирующей в системе теплоснабжения,

$$G_{с.в}=\frac{Q_{с}^{р}}{(t_{I}-t_{II})c_{в}}=\frac{120\cdot10^{6}}{(150-70)\cdot4{,}19}=358 \text{ т/ч}.$$

Такое количество воды проходит последовательно через основные и пиковые подогреватели.

Определим максимальную (расчетную) нагрузку основных подогревателей

$$Q_{о.п}=G_{с.в}(t_{а}-t_{б})c_{в}.$$

Максимальная нагрузка будет при $t_{н}=-9$°С.

Так как температура насыщения греющего пара равна 104°С (при $p_{отб}=1{,}2$ кгс/см²), то с учетом температурного напора температуру воды за основным подогревателем примем $t_{а}=95$°С. Температура обратной воды (на входе в основной подогреватель) при $t_{н}=-9$°С равна $t_{б}=50$°С.

Тогда

$$Q_{о.п}^{р}=358\cdot10^{3}(95-50)4{,}19=$$
$$=67{,}5\cdot10^{6} \text{ кДж/ч}=67{,}5 \text{ ГДж/ч}.$$

Максимальная (расчетная) тепловая нагрузка пиковых подогревателей будет иметь место при $t_{н.р.о}=-30$°С:

$$Q_{п.п}^{р}=G_{с.в}(t_{д}-t_{в})c_{в}=358\cdot10^{3}\times$$
$$\times(150-95)\cdot4{,}19=82{,}5 \text{ ГДж/ч}.$$

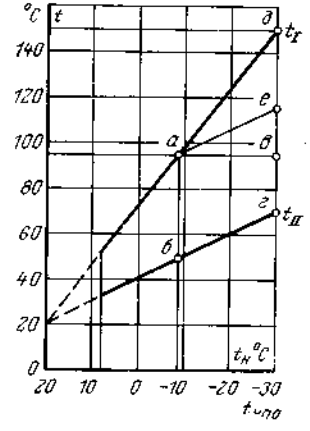


Рис. 11-3.

11-19. Для условий задачи 11-18 определить расход пара на основные и пиковые подогреватели. Энтальпия пара при $p_{отб}=1{,}2$ кгс/см² равна 2706,4 кДж/кг, при $p=5{,}0$ кгс/см² равна 2898,22 кДж/кг.

Решение. Из уравнений теплового баланса для основного и пикового подогревателей получим формулы для определения расходов пара:

а) на основной подогреватель

$$D_{оп}^{р}=\frac{Q_{оп}^{р}}{i_{отб}-i_{кд}c_{в}}=\frac{67{,}5\cdot10^{6}}{2706{,}74-104\cdot4{,}19}=29{,}72\cdot10^{3} \text{ кг/ч}.$$

б) на пиковый подогреватель

$$D_{п.п}^{р}=\frac{Q_{п.п}^{р}}{i_{ред}-i_{кд}c_{в}}=\frac{82{,}5\cdot10^{6}}{2898{,}74-150\cdot4{,}19}=36{,}41\cdot10^{3} \text{ кг/ч}.$$

Если учесть количество тепла, вносимое с конденсатом греющего пара пикового подогревателя в паровое пространство основного, то расход пара на основной подогреватель сократится на

$$\Delta D_{отб}=\frac{36{,}41\cdot10^{3}\,(633{,}15-435{,}75)}{2706{,}74}=2{,}6\cdot10^{3} \text{ кг/ч}.$$

11-20. Определить расчетные нагрузки основных и пиковых подогревателей при тепловом потреблении в расчетных условиях 120 ГДж/ч, если давление в теплофикационном отборе по мере понижения наружной температуры повышается с таким расчетом,

чтобы разность температур воды на выходе и входе в основной подогреватель были постоянной и равной $(t_а - t_б) = (t_в - t_{II})$ — см. рис. 11-3.

Ответ: $Q^{р}_{оп} = 67{,}5$ ГДж/ч; $Q^{р}_{п\,п} = 12{,}53$ ГДж/ч.

11-21. Определить расход пара из отбора 2 кгс/см² с энтальпией $i_{2,0} = 2794{,}73$ кДж/кг, если суммарная нагрузка на сетевые подогреватели равна $Q_{с.п} = 113{,}96 \cdot 10^6$ кДж/ч.

Нагрузка пиковых подогревателей

$$Q_{п.п} = 53{,}21 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}.$$

Количество тепла конденсата от пикового подогревателя, которое отдается в основных подогревателях, $Q_{кд.п.п} = 3{,}05 \cdot 10^6$ кДж/ч. Коэффициент полезного действия подогревателей принять равным $\eta_п = 0{,}98$.

Ответ: $D_{о.п} = 25{,}59$ т/ч.

11-22. В деаэратор повышенного давления ($p_д = 6$ кгс/см²) поступает 150 т/ч конденсата с температурой 90°С, 90 т/ч воды после химводоочистки с температурой 80°С и 20 т/ч конденсата с температурой 212°С. Определить расход греющего пара с давлением 6 кгс/см² и энтальпией 2970,7 кДж/кг. Выпар не учитывать. $\eta_д = 0{,}98$.

Решение. Составляем уравнения материального и теплового баланса

$$G'_{кд} + G_{хов} + G''_{кд} + D_д = G_{к.в};$$

$$(G'_{кд} i'_{кд} + G_{хов} i_{хов} + G''_{кд} i''_{кд} + D_д i_{6,0})\,\eta_д = G_{к.в} i_{к.в}.$$

Из этих уравнений получим формулу

$$D_д = \frac{(G'_{кд} + G_{х.о.в} + G''_{кд})\, i_{к.в} - (G'_{кд} i'_{кд} + G_{х.о.в} i_{х.о.в} + G''_{кд} i''_{кд})\,\eta_д}{i_{6,0}\eta_д - i_{п.в}} =$$

$$= \frac{(150 + 90 + 20)\,667{,}46 - (150 \cdot 377{,}1 + 90 \cdot 335{,}2 + 20 \cdot 888{,}28)\,0{,}98}{2970{,}7 \cdot 0{,}98 - 667{,}46} =$$

$$= \frac{17353{,}6 - 94048{,}7}{2006{,}14} = 39{,}62 \text{ т/ч}.$$

11-23. В деаэратор атмосферного типа поступает 100 т/ч воды со средней температурой потока 75°С. Определить расход пара с энтальпией 2891,0 кДж/кг. Потеря тепла во внешнюю среду принять 2%.

Ответ: $D_д = 5{,}35$ т/ч.

11-24. Определить расход пара с давлением 1,2 кгс/см², $i_д = 2680$ кДж/кг для деаэрации поступающих потоков воды $G_1 = 50{,}0$ кг/с с энтальпией $i_1 = 377$ кДж/кг; $G_2 = 5$ кг/с с $i_2 = 564$ кДж/кг; $G_3 = 4{,}0$ кг/с с $i_3 = 126$ кДж/кг.

Принять $i_{п.п} = 435$ кДж/кг; $\eta_д = 0{,}98$.

Ответ: $D_д = 2{,}68$ кг/с.

11-3. ТЕПЛОВАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Основные определения

Коэффициентом полезного действия конденсационной электростанции $\eta_{эс}$ называется отношение количества энергии, превращенной в электрическую, к энергии, подведенной с топливом. В системе МКГСС формула для определения к. п. д. имеет вид:

$$\eta_{эс} = \frac{Э \cdot 860}{BQ^{р}_{н}}, \qquad (11\text{-}25)$$

где $Э$ — количество выработанной электрической энергии, кВт·ч;
860 — тепловой эквивалент 1 кВт·ч (1 кВт·ч = 860 ккал);
B — расход топлива, кг/ч;
$Q^{р}_{н}$ — низшая теплота сгорания топлива на рабочую массу, ккал/кг.

Если B задано в килограммах условного топлива, то формула для к. п. д. электростанции имеет вид:

$$\eta_{эс} = \frac{0{,}123}{b^{э}_{у}}, \qquad (11\text{-}26)$$

где $b^{э}_{у}$ — расход условного топлива на 1 кВт·ч,

$$b^{э}_{у} = \frac{B}{Э}. \qquad (11\text{-}27)$$

В системе СИ формулы для определения к. п. д. принимают вид:

$$\eta_{эс} = \frac{Э}{BQ^{р}_{н}}, \qquad (11\text{-}28)$$

где $Э$ — количество выработанной электроэнергии, МДж;
B — расход топлива, кг/ч;
$Q^{р}_{н}$ — теплота сгорания, МДж/кг.

Если $b^{э}_{у}$ задано в кг/(кВт·ч),

$$\eta_{эс} = \frac{0{,}123}{b^{э}_{у}}; \qquad (11\text{-}29)$$

если $b^{э}_{у}$ задано в кг/МДж,

$$\eta_{эс} = \frac{0{,}0342}{b^{э}_{у}}. \qquad (11\text{-}30)$$

Удельный расход топлива

$$b^{э}_{у} = \frac{0{,}123}{\eta_{эс}} \text{ кг/(кВт·ч)}; \qquad (11\text{-}31)$$

$$b^{э}_{у} = \frac{0{,}0342}{\eta_{эс}} \text{ кг/МДж}. \qquad (11\text{-}32)$$

Удельный расход тепла на выработку электроэнергии

$$q^{э} = b^{э} Q^{р}_{н}, \qquad (11\text{-}33)$$

где $b^{э}$ — удельный расход топлива, кг/(кВт·ч) или кг/МДж.

Для условного топлива, если $Q^{р}_{н}=7000$ ккал/кг

$$q^{э}=7000b^{э}_{у} \quad (11\text{-}34)$$

или, если $Q^{р}_{н}=29{,}3$ МДж/кг,

$$q^{э}=29{,}3b^{э}_{у}. \quad (11\text{-}35)$$

Удельный расход тепла, ккал/(кВт·ч), на выработку электроэнергии может быть выражен через к. п. д. электростанции,

$$q^{э}=\frac{860}{\eta_{эс}}, \quad (11\text{-}36)$$

или в МДж/МДж

$$q^{э}=\frac{1}{\eta_{эс}}. \quad (11\text{-}37)$$

На любой электростанции часть выработанной электроэнергии расходуется на собственные нужды $Э^{с.н}$. Таким образом, количество отпущенной электроэнергии $Э^{отп}$ равно разности выработанной $Э^{выр}$ и израсходованной на собственные нужды электростанции

$$Э^{отп}=Э^{выр}-Э^{с.н}. \quad (11\text{-}38)$$

Коэффициент полезного действия электростанции, определяемый без учета расхода энергии на собственные нужды, называют к. п. д. брутто

$$\eta^{бр}_{эс}=\frac{860Э^{выр}}{BQ^{р}_{н}}. \quad (11\text{-}39)$$

Коэффициент полезного действия электростанции, определяемый по $Э^{отп}$, называют к. п. д. нетто

$$\eta^{нт}_{эс}=\frac{860Э^{отп}}{BQ^{р}_{н}}. \quad (11\text{-}40)$$

Если отношение $Э^{с.н}/Э^{выр}$ обозначить $k^{с.н}$, то можно записать

$$Э^{отп}=Э^{выр}(1-k^{с.н}) \quad (11\text{-}41)$$

и соответственно

$$\eta^{бр}_{эс}=\frac{\eta^{нт}_{эс}}{1-k^{с.н}} \quad (11\text{-}42)$$

или

$$\eta^{нт}_{эс}=\eta^{бр}_{эс}(1-k^{с.н}). \quad (11\text{-}43)$$

При этом соотношения для удельных расходов топлива принимают вид:

$$b^{выр}=b^{отп}(1-k^{с.н}); \quad (11\text{-}44)$$

$$b^{отп}=\frac{b^{выр}}{1-k^{с.н}}. \quad (11\text{-}45)$$

Если известны к. п. д. отдельных узлов и установок электростанции, то к. п. д. может быть определен по формуле

$$\eta_{эс}=\eta_{к.у}\eta_{п.п}\eta_{t}\eta_{о}\eta_{м}\eta_{г}, \quad (11\text{-}46)$$

где $\eta_{к.у}$ — к. п. д. котельной установки;
$\eta_{п.п}$ — к. п. д. паропровода (транспорта тепла);
η_{t} — термический к. п. д. цикла Ренкина при заданных параметрах пара на электростанции;
$\eta_{м}$ и $\eta_{г}$ — соответственно механический и электрический к. п. д. турбоустановки.

Для оценки экономичности теплоэлектроцентралей применяют частные к. п. д. по выработке тепла $\eta^{Q}_{ТЭЦ}$ и электроэнергии $\eta^{э}_{ТЭЦ}$

$$\eta^{Q}_{ТЭЦ}=\frac{\Sigma Q_{с}}{B^{Q}Q^{р}_{н}}; \quad (11\text{-}47)$$

$$\eta^{э}_{ТЭЦ}=\frac{860Э^{выр}}{B^{э}Q^{р}_{н}}, \quad (11\text{-}48)$$

где $\Sigma Q_{с}$ — количество тепла, отпускаемого от ТЭЦ потребителям;
B^{Q} — расход топлива на выработку отпущенной тепловой энергии;
$B^{э}$ — расход топлива на выработку электроэнергии

$$B^{Q}+B^{э}=B_{ТЭЦ}. \quad (11\text{-}49)$$

Экономия топлива, получаемая за счет комбинированного производства тепла и электроэнергии на ТЭЦ, относится на выработку электроэнергии.

В соответствии с этим расход топлива на выработку отпускаемого потребителем тепла определяется по формуле

$$B^{Q}=\frac{\Sigma Q_{с}}{Q^{р}_{н}\eta_{к.у}}; \quad (11\text{-}50)$$

$$B^{э}=B_{ТЭЦ}-B^{Q}_{ТЭЦ}; \quad (11\text{-}51)$$

$$B_{ТЭЦ}=\frac{D}{И}, \quad (11\text{-}52)$$

где D — суммарный расход пара на ТЭЦ;
$И$ — испарительность топлива.

Эффективность использования топлива на ТЭЦ оценивается коэффициентом использования тепла топлива

$$\eta_{ТЭЦ}=\frac{\Sigma Q_{с}+860Э^{выр}}{B_{ТЭЦ}Q^{р}_{н}}. \quad (11\text{-}53)$$

Удельные расходы топлива и тепла на ТЭЦ определяются так же, как и для конденсационных электростанций.

Задачи

11-25. Определить технико-экономические показатели для электростанции с тремя турбинами по 50 МВт каждая, если известны следующие данные: рабочее топливо АШ с теплотой сгорания $Q^{р}_{н}=$

$=5600$ ккал/кг, к. п. д. котла $\eta_{к.у}=0,9$, число часов использования установленной мощности $T_у=6000$ ч. Электростанцией отпускается тепло внешним потребителям в количестве $\Sigma Q_с=2,3\cdot10^6$ Гкал/год. Расход электроэнергии на собственные нужды электростанции $k^{с.н}=9\%$. Годовой расход пара $D_{год}=6,05\cdot10^6$ т. Испарительность топлива $И=8,4$ кг/кг.

Решение. Выработка электроэнергии за год составит:

$$Э^{выр}_{год}=N^{у}_{эс}T_у=\frac{1}{3}\cdot50\cdot6000=900\cdot10^3 \text{ МВт·ч}.$$

Годовой расход натурального топлива на теплоснабжение внешних потребителей

$$B^Q=\frac{\Sigma Q_с}{Q^р_н\eta_{к.у}}=\frac{2,3\cdot10^6\cdot10^6}{5600\cdot0,9}=457\cdot10^3 \text{ т/год}.$$

То же в пересчете на условное топливо

$$B^Q=457\cdot10^3\frac{5600}{7000}=374\cdot10^3 \text{ т/год}.$$

Годовой расход топлива по электростанции в целом

$$B_{ТЭЦ}=\frac{D_{год}}{И}=\frac{6,05\cdot10^6}{8,4}=720\cdot10^3 \text{ т/год}.$$

То же в пересчете на условное топливо

$$B_{ТЭЦ}=\frac{5600}{7000}\cdot720\cdot10^3=576\cdot10^3 \text{ т/год}.$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$B^э=B_{ТЭЦ}-B^Q=576\cdot10^3-374\cdot10^3=202\cdot10^3 \text{ т/год}.$$

Удельный расход топлива на 1 кВт·ч

$$b^{э.бр}_у=\frac{B^э}{Э^{выр}_{год}}=\frac{202\cdot10^3\cdot10^3}{900\cdot10^6}=0,224 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход тепла на выработанный 1 кВт·ч

$$q^{э.бр}=b^{э.бр}Q^р_н=0,224\cdot7000=1570 \text{ ккал/(кВт·ч)}.$$

Коэффициент полезного действия электростанции по выработке электроэнергии брутто

$$\eta^{э.бр}_{ТЭЦ}=\frac{0,123}{b^{э.бр}}=\frac{0,123}{0,224}=0,55.$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ нетто

$$\eta^{э.нт}_{ТЭЦ}=\eta^{э.бр}_{ТЭЦ}(1-k^{с.н})=55\ (1-0,09)=0,5.$$

Удельный расход топлива на отпущенный 1 кВт·ч

$$q^{э.нт}=\frac{860}{\eta^{нт}_{ТЭЦ}}=\frac{860}{0,5}=1720 \text{ ккал/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход топлива на отпущенный 1 кВт·ч

$$b^{э.нт}=\frac{q^{э.нт}}{Q^р_н}=\frac{1720}{7000}=0,246 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную 1 Гкал тепла

$$b^Q=\frac{B^Q}{\Sigma Q_с}=\frac{374\cdot10^3\cdot10^3}{2,3\cdot10^6}=163 \text{ кг/Гкал}.$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по теплу

$$\eta^Q_{ТЭЦ}=\frac{\Sigma Q_с}{B^Q Q^р_н}=\frac{2,3\cdot10^9\cdot10^6}{374\cdot10^3\cdot10^3\cdot7000}=0,88.$$

Коэффициент использования тепла топлива на ТЭЦ

$$\eta_{ТЭЦ}=\frac{860Э^{выр}_{год}+\Sigma Q_с}{B_{ТЭЦ}Q^р_н}=\frac{860\cdot900\cdot10^6+2,3\cdot10^6\cdot10^6}{576\cdot10^3\cdot10^3\cdot7000}=$$

$$=\frac{3074\cdot10^9}{4032\cdot10^9}=0,745.$$

11-26. Определить средние за месяц удельные расходы натурального топлива на выработанный и отпущенный 1 кВт·ч электроэнергии и к. п. д. ТЭЦ по выработке тепла и электроэнергии по следующим отчетным данным. Выработано электроэнергии за месяц $Э^{выр}=12,3\cdot10^3$ МВт·ч, за то же время израсходовано на собственные нужды $Э^{с.н}=12\cdot10^3$ МВт·ч, отпуск тепла внешним потребителям $\Sigma Q_с=335,2\cdot10^3$ ГДж, при этом на ТЭЦ израсходовано $B_{ТЭЦ}=67\cdot10^3$ т натурального топлива с теплотой сгорания $Q^р_н=24\,600$ кДж/кг. Расход топлива на тепло, отпущенное с ТЭЦ, составляет $B^Q_{ТЭЦ}=16,7\cdot10^3$ т.

Ответ: $b^{э.бр}=0,407$ кг/(кВт·ч); $b^{э.нт}=0,452$ кг/(кВт·ч); $\eta^Q_{ТЭЦ}=81,5\%$; $\eta^{э.бр}_{ТЭЦ}=35,8$; $\eta^{э.нт}_{ТЭЦ}=32,2\%$.

11-27. Для условий задачи 11-26 определить удельные расходы условного топлива на выработанный и отпущенный 1 кВт·ч электроэнергии.

Ответ: $b^{э.бр}=0,342$ кг/(кВт·ч); $b^{э.нт}=0,38$ кг/(кВт·ч).

11-28. Удельный расход натурального топлива на выработанный 1 кВт·ч электроэнергии $b^{э.бр}=0,5$ кг/(кВт·ч). Теплота сгорания топлива $Q^р_н=23\,000$ кДж/кг. Определить удельный расход условного топлива.

Ответ: $b^{э.бр}=0,392$ кг/(кВт·ч).

11-29. Определить к. п. д. электростанции, если удельный расход условного топлива на отпущенный 1 кВт·ч $b^{э.нт}=0{,}348$ кг/(кВт·ч).

Ответ: $\eta_{эс}^{нт}=35{,}4\%$.

11-30. Электростанция за год вырабатывает $8{,}4\cdot10^9$ кВт·ч электроэнергии с удельным расходом условного топлива $b^{э.бр}=0{,}397$ кг/(кВт·ч). Определить к. п. д. электростанции и годовой расход натурального топлива. Тепловой эквивалент сжигаемого на электростанции топлива $Э=0{,}84$.

Ответ: $\eta_{эс}^{э.бр}=31\%$; $B_{год}=3{,}97\cdot10^6$ т/год.

11-31. Определить удельный расход тепла на выработку 1 кВт·ч электроэнергии, если удельный расход условного топлива равен $b^{э.бр}=0{,}4$ кг/кВт.

Ответ: $q^{э.бр}=2800$ ккал/(кВт·ч) $=11{,}72$ МДж/(кВт·ч).

11-32. Определить удельный расход тепла на выработку 1 кВт·ч электроэнергии, если удельный расход натурального топлива равен $b^{э.бр}=0{,}6$ кг/(кВт·ч) при тепловом эквиваленте топлива $Э=0{,}63$.

Ответ: $q^{э.бр}=2645$ ккал/(кВт·ч) $=11{,}09$ МДж/(кВт·ч).

11-33. Определить удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии и к. п. д. ТЭЦ по выработке электроэнергии, если известен удельный расход тепла $q^{э.бр}=2100$ ккал/(кВт·ч).

Ответ: $b^{э.бр}=0{,}3$ кг/(кВт·ч); $\eta_{ТЭЦ}^{э.бр}=41\%$.

11-34. Определить к. п. д. электростанции, если удельный расход тепла на выработку электроэнергии равен 2700 ккал/(кВт·ч).

Ответ: $\eta_{эс}=31{,}8\%$.

11-35. Определить к. п. д. конденсационной электростанции, если известны следующие величины: начальное давление пара перед турбинами $p_1=8{,}8$ МПа, $t_1=535$°С; к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у}=0{,}9$; к. п. д. трубопроводов $\eta_{т.п}=0{,}97$; внутренний относительный к. п. д. турбины $\eta_{oi}=0{,}85$; механический к. п. д. турбогенератора $\eta_м=0{,}98$; электрический к. п. д. турбогенератора $\eta_г=0{,}98$. Давление пара в конце расширения $p_{кд}=3{,}43$ кПа.

Решение. Коэффициент полезного действия конденсационной электростанции может быть определен по формуле

$$\eta_{эс}^{бр}=\eta_{к.у}\eta_{т.п}\eta_t\eta_{oi}\eta_м\eta_г.$$

Предварительно определяем термический к. п. д. установки

$$\eta_t=\frac{i_1-i_2}{i_1-i'_2}=\frac{3478-2023}{3478-110{,}5}=0{,}431\%.$$

Тогда

$$\eta_{эс}^{бр}=0{,}9\cdot0{,}97\cdot0{,}431\cdot0{,}85\cdot0{,}98\cdot0{,}98=0{,}306\%.$$

11-36. Для условий задачи 11-35 определить, как изменится к. п. д. электростанции с повышением начальных параметров пара до $p_1=235$ кгс/см² и $t_1=565$°С.

Ответ: $\eta_{эс}^{бр}=33{,}1\%$; к. п. д. повысился на 8%.

11-37. Годовая выработка электрической энергии $Э_{год}^{выр}$ составляет 1000 млрд. кВт·ч, удельный расход условного топлива $b^{э}_{у}$ равен 340 г/(кВт·ч). Определить возможную экономию топлива при снижении удельного расхода топлива на 1%.

Ответ: $\Delta B=3{,}4\cdot10^6$ т.

11-38. Определить, какое количество электрической энергии можно выработать за счет экономии топлива, полученной по условию задачи 11-37.

Ответ: $\Delta Э=10\cdot10^9$ кВт·ч.

11-39. Определить давление пара для регенеративного подогрева питательной воды на ТЭС с начальными параметрами пара 40 кгс/см² и 450°С. Количество подогревателей — три. Температура питательной воды 145,0°С, давление в конденсаторе 0,04 кгс/см². Минимальную разность между температурой насыщения греющего пара и нагреваемой воды в подогревателях поверхностного типа принять 5°С.

Решение. При равномерном распределении подогрева воды на каждый подогреватель

$$\Delta t_i=\frac{145-28{,}6}{3}=38{,}8\text{°C}.$$

Таким образом, температура воды за первым по ходу воды подогревателем должна быть равной

$$t_I=t_{кд}+\Delta t_i=28{,}6+38{,}8=67{,}4\text{°C};$$

за вторым $t_{II}=67{,}4+38{,}8=106{,}2$°С;
за третьим $t_{III}=106{,}2+38{,}8=145$°С.

С учетом температурного напора температура насыщения греющего пара из отборов должна быть равна:
для первого подогревателя $t_{нI}=67{,}4+5=72{,}4$°С;
для второго подогревателя $t_{нII}=106{,}2+5=111{,}2$°С;
для третьего подогревателя $t_{нIII}=145+5=150$°С.

По *is*-диаграмме или по таблицам воды и водяного пара находим $p_I=0{,}3523$ кгс/см²; $p_{II}=1{,}5208$ кгс/см²; $p_{III}=4{,}854$ кгс/см².

11-40. Для условий задачи 11-39 определить расход пара из отбора на первый подогреватель, если расход воды через него равен 28,5 т/ч. Принять к. п. д. подогревателя равным 0,98.

Ответ: $D_I=2{,}03$ т/ч.

Глава двенадцатая

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

12-1. ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Основные определения

Термодинамический цикл парокомпрессионной холодильной машины приведен на рис. 2-11.

Холодопроизводительность 1 кг хладагента без переохлаждения

$$q_0=i_1-i_4, \qquad (12\text{-}1)$$

где i_1 — энтальпия пара хладагента, поступающего из испарителя в компрессор, кДж/кг;

i_4 — энтальпия хладагента, поступающего в испаритель, кДж/кг.

Количество циркулирующего хладагента

$$G_x = \frac{Q_0}{q_0}, \qquad (12\text{-}2)$$

где Q_0 — холодопроизводительность холодильной машины, кДж/с.

Объем пара, всасываемого компрессором холодильной установки за 1 с,

$$V = \frac{Q_0}{q_0} v_1 = G_x v_1, \qquad (12\text{-}3)$$

где v_1 — удельный объем пара хладагента, всасываемого компрессором, м³/кг.

Теоретическая работа компрессора на 1 кг хладагента

$$l = i_2 - i_1, \qquad (12\text{-}4)$$

где i_2 — энтальпия пара на выходе из компрессора.

Теплота, отводимая в конденсаторе холодильной установки,

$$q_к = i_2 - i_3 = q_0 + l, \qquad (12\text{-}5)$$

где i_3 — энтальпия хладагента на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Теплота, отводимая от хладагента в переохладителе,

$$q_п = i_3 - i'_3, \qquad (12\text{-}6)$$

где i'_3 — энтальпия хладагента на выходе из переохладителя.

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{l}. \qquad (12\text{-}7)$$

Потребляемая теоретическая мощность компрессора, кВт

$$N_т = \frac{G_x l}{3600} = \frac{Q_0}{3600\varepsilon}. \qquad (12\text{-}8)$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_к = Q_0 + 3600 N_т = Q_0 \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon}. \qquad (12\text{-}9)$$

Тепловая нагрузка переохладителя

$$Q_п = G_x q_п = G_x (i_3 - i'_3). \qquad (12\text{-}10)$$

Теоретическая холодопроизводительность компрессора, кВт

$$Q_{к.т} = \frac{V_{h_к} q_v}{3600}, \qquad (12\text{-}11)$$

где $V_{h_к}$ — рабочий объем цилиндров первой ступени, м³/ч;

q_v — объемная холодопроизводительность, кДж/м³,

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}. \qquad (12\text{-}12)$$

Для компрессора простого действия

$$V_{h_к} = 60 \frac{\pi D^2}{4} S n z,$$

где S и D — ход поршня и диаметр цилиндра, м;

z — число цилиндров первой ступени;

n — частота вращения вала, об/мин.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \frac{V}{V_{h_к}} = \frac{G_x v_1}{V_{h_к}}. \qquad (12\text{-}13)$$

Теоретическая мощность привода компрессора, кВт

$$N_т = G'_к (i_2 - i_1), \qquad (12\text{-}14)$$

где $G'_к$ — действительное количество пара, сжимаемое компрессором, кг/с.

Индикаторная мощность привода компрессора может определяться или по среднему индикаторному давлению, или по индикаторному адиабатному к. п. д. $\eta_{i_{ад}}$:

$$N_i = \frac{N_т}{\eta_{i_{ад}}}.$$

Эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_т}{\eta_{e_{ад}}},$$

где $\eta_{e_{ад}} = \eta_{i_{ад}} \eta_м$ — эффективный адиабатный к. п. д. компрессора;

$\eta_м$ — механический к. п. д. компрессора.

Задачи

12-1. Определить массовую и теоретическую объемную холодопроизводительность фреона-12 при температуре испарения —20°С и температуре конденсации 30°С.

Ответ: $q_0 = 126{,}13$ кДж/кг; $q_v = 1140$ кДж/м³.

12-2. Холодопроизводительность фреоновой холодильной машины при температуре испарения —15°С и температуре конденсации 50°С равна 9,3 кВт и потребляемая компрессором мощность равна 5,8 кВт. Определить холодильный коэффициент и изменение холодопроизводительности при понижении температуры конденсации до 30°С. При расчете принимать коэффициент подачи компрессора неизменным.

Ответ: $\varepsilon = 1{,}6$; $Q'_0 = 11{,}27$ кВт.

12-3. Фреоновая холодильная установка имеет холодопроизводительность 840 000 кДж/ч при температуре испарения —10°С, температуре конденсации 25°С и температуре перед регулирующим вентилем 20°С. Определить холодопроизводительность при температуре испарения —15°С, температуре конденсации 30°С и температуре перед регулирующим вентилем 25°С. Принять, что с увеличением отно-

шения давлений в компрессоре его коэффициент подачи уменьшается на 8%.

Решение. Для рабочих параметров установки определяем по приложению 12 $p_к=0{,}6506$ МПа и $p_0=0{,}219$ МПа; $i_1=568{,}8$ кДж/кг; $i_4=437{,}87$ кДж/кг; $(p_к/p_0)_р=2{,}97$; $v_1=0{,}08713$ м³/кг.

Для стандартных параметров ($t_{исп}=-15$°С и $t_к=30$°С) $p_к=0{,}743$ МПа и $p_0=0{,}1826$ МПа; $i_1=566{,}39$ кДж/кг; $i_4=442{,}81$ кДж/кг; $(p_к/p_0)_с=4{,}07$; $v_1=0{,}09268$ м³/кг.

Определяем рабочую и стандартную удельную объемную холодопроизводительность

$$q_{v_р}=\frac{i_1-i_4}{v_1}=\frac{568{,}8-437{,}87}{0{,}08713}=1503 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{v_с}=\frac{i_1-i_4}{v_1}=\frac{566{,}39-442{,}81}{0{,}09268}=1333 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда стандартная холодопроизводительность

$$Q_{0_с}=Q_{0_р}\frac{\lambda_с q_{v_с}}{\lambda_р q_{v_р}}=840\,000\,\frac{0{,}92\cdot 1333}{1503}=685\,000 \text{ кДж/ч}.$$

12-4. *Определить часовую объемную производительность аммиачного компрессора холодильной установки с холодопроизводительностью 418 600 кДж/ч, работающей с температурой испарения —20°С и температурой конденсации 30°С.*

Ответ: 238,5 м³/ч.

12-2. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Основные определения

В абсорбционных холодильных машинах холод производится за счет энергии горячего источника. Коэффициент использования теплоты $q_г$ горячего источника при получении холода q_2 равен:

$$\xi=\frac{q_2}{q_г}. \qquad (12\text{-}15)$$

Если теплота горячего источника подводится при температуре $T_г$, холод получается при температуре T_2 и температуре окружающей среды T_0, то максимально возможное теоретическое значение коэффициента использования теплоты, называемого также тепловым коэффициентом холодильной машины, будет равно:

$$\xi_{макс}=\frac{T_2}{T_г}\,\frac{T_г-T_0}{T_0-T_2}, \qquad (12\text{-}16)$$

где температуры определяются по шкале Кельвина.

Действительное значение коэффициента использования теплоты значительно меньше определяемого по формуле (12-16)

$$\xi_д=\xi_{макс}k, \qquad (12\text{-}17)$$

где k — коэффициент термодинамического совершенства холодильной машины.

Коэффициент k учитывает отличие действительных процессов в абсорбционной холодильной установке от теоретических обратимых процессов идеальных циклов холодильных машин и тепловых двигателей.

Тепловой баланс абсорбционной холодильной машины

$$Q_г+Q_2=Q_к+Q_а, \qquad (12\text{-}18)$$

где $Q_г$ и Q_2 — соответственно затраченная теплота горячего источника и полученный холод;

$Q_к$ и $Q_а$ — соответственно теплота, отводимая в конденсаторе и абсорбере.

Задачи

12-5. Определить холодопроизводительность абсорбционной холодильной машины, если ее действительный коэффициент использования теплоты $\xi_д=0{,}36$ и в генераторе подводится $Q_г=10$ ГДж/ч теплоты горячего источника.

Ответ: $Q_2=1$ кДж/с.

12-6. Холодопроизводительность абсорбционной холодильной машины $Q_2=0{,}5$ кДж/с при действительном коэффициенте использования теплоты $\xi_д=0{,}4$. Определить количество теплоты, отводимой в конденсаторе и абсорбере.

Решение. Расход теплоты горячего источника

$$Q_г=\frac{Q_2}{\xi}=\frac{0{,}5}{0{,}4}=1{,}25 \text{ кДж/ч}.$$

Теплота, поступающая в установку и равная теплоте, отводимой в конденсаторе и абсорбере.

$$Q_г+Q_2=Q_к+Q_а=1{,}25+0{,}4=1{,}65 \text{ кДж/ч}.$$

12-7. Определить термодинамическую эффективность абсорбционной холодильной машины, если известно, что коэффициент использования теплоты $\xi_д=0{,}37$ при следующих значениях температуры:

горячего источника . . . . . $t_г=135$°С,

испарения хладагента . . . . . $t_2=-28$°С,

окружающей среды . . . . . $t_0=20$°С.

Ответ: $k=\dfrac{\xi_д}{\xi_{макс}}=0{,}257.$

12-8. Абсорбционная холодильная машина производит холод за счет теплоты отработавшего насыщенного пара при $t_г=105$°С. Коэффициент использования теплоты $\xi_д=0{,}35$. Степень термодинамического совершенства установки $k=0{,}2$. Определить температуру в испарителе (температуру получаемого холода), если температура окружающей среды $t_0=15$°С.

Решение. Теоретическое значение коэффициента использования теплоты

$$\xi_{м\,кс}=\frac{\xi_д}{k}=\frac{0{,}35}{0{,}2}=1{,}75.$$

По формуле (12-16)

$$\xi_{макс} = \frac{T_2}{T_г} \frac{T_г - T_0}{T_0 - T_2}.$$

Следовательно,

$$T_2 = \frac{\xi_{макс} T_г T_0}{T_г (1 + \xi_{макс}) - T_0} = \frac{1{,}75 \cdot 378 \cdot 288}{378(1+1{,}75) - 288} = 253{,}5 \text{ K};$$

$$t_2 = -19{,}5°\text{C}.$$

12-3. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Основные определения

Тепловым насосом называют установку, служащую для переноса теплоты от источника низкого потенциала к источнику более высокого потенциала. По принципу действия тепловой насос тождествен холодильной машине, но полезной теплотой у теплового насоса является теплота, передаваемая источнику высокого потенциала.

Коэффициент преобразования теплового насоса представляет отношение теплоты Q_1, переданной источнику высокого потенциала, к затраченной работе L

$$\varphi = \frac{Q_1}{L}. \qquad (12\text{-}19)$$

Так как холодильный коэффициент равен отношению

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L}$$

$$Q_1 = Q_2 + L,$$

то соотношение между ε и φ будет равно:

$$\varphi = \varepsilon + 1 \qquad (12\text{-}20)$$

или

$$\varepsilon = \varphi - 1.$$

Следовательно, коэффициент преобразования теплового насоса должен быть больше единицы.

Коэффициент преобразования теплового насоса для обратного цикла Карно

$$\varphi_{макс} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}, \qquad (12\text{-}21)$$

где T_1 и T_2 — температура источников высокого и низкого потенциала, К.

Если тепловой насос работает в системе теплофикации, то $T_2 = T_0$ (температуре окружающей среды).

Действительный коэффициент преобразования

$$\varphi_д = \varphi_{макс} \alpha = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \alpha.$$

Величина α зависит от степени совершенства теплового насоса и имеет значения α=0,35—0,55. Чем больше производительность теплового насоса, тем больше φ.

Задачи

12-9. Определить коэффициент преобразования теплового насоса, работающего в системе отопления при наружной температуре $t_0 = -10°\text{C}$ и температуре в помещении $t_1 = 18°\text{C}$. Степень совершенства теплового насоса оценивается коэффициентом α=0,35.

Ответ: $\varphi_д = 3{,}637$.

12-10. Тепловой насос подает в отапливаемое помещение при $t_1 = 20°\text{C}$ $Q_1 = 800\,000$ кДж/ч теплоты. Определить, какое количество теплоты тепловой насос будет получать из окружающей среды, если ее температура $t_0 = 0°\text{C}$. Принять степень совершенства теплового насоса α=0,4.

Решение. Действительное значение коэффициента преобразования

$$\varphi_д = \frac{T_1 \alpha}{T_1 - T_0} = \frac{293 \cdot 0{,}4}{293 - 273} = 5{,}86.$$

Работа, затрачиваемая тепловым насосом,

$$L = \frac{Q_1}{\varphi_д} = \frac{800\,000}{5{,}86} = 136\,518 \text{ кДж/ч}.$$

Теплота, получаемая из окружающей среды,

$$Q_2 = Q_1 - L = 800\,000 - 136\,518 = 663\,482 \text{ кДж/ч}.$$

12-11. Определить степень совершенства теплового насоса, если он подает в систему отопления $Q_1 = 505\,000$ кДж/ч, затрачивая при этом работу $L = 83\,500$ кДж/ч. Расчетные температуры $t_1 = 15°\text{C}$; $t_0 = -5°\text{C}$.

Ответ: α=0,42.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИТЕЛЬНЫМИ В ТЕПЛОТЕХНИКЕ ЕДИНИЦАМИ ИЗМЕРЕНИЯ

Масса

1 (кгс·с²)/м=9,80665 кг;
1 кг=0,101972 (кгс·с²)/м.

Сила

1 кгс=9,80665 Н;
1 Н=0,101972 кгс.

Давление

1 Н/м²=1 Па;
1 кгс/см²=98066,5 Па;
1 ат=760 мм рт. ст.=101 325 Па;
1 кгс/м²=1 мм вод. ст.=9,80665 Па;
1 мм рт. ст.=133,322 Па;
1 Па=$1{,}01972 \cdot 10^{-5}$ кгс/см²=0,101972 кгс/м²;
1 Па=$7{,}5006 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст.=0,101972 мм вод. ст.

Работа и энергия

1 кгс·м=9,80665 Дж;
1 л. с·ч=$2{,}648 \cdot 10^{6}$ Дж;
1 кВт·ч=$3{,}6 \cdot 10^{6}$ Дж=860 ккал/ч;
1 Дж=0,101972 кгс·м;
1 Дж=$0{,}37764 \cdot 10^{-6}$ л. с·ч=$0{,}27778 \cdot 10^{-6}$ кВт·ч.

Мощность

1 кгс·м/с=9,80665 Вт;
1 л. с.=735,499 Вт;
1 Вт=1 Дж/с=0,101972 кгс·м/с=0,00136 л. с.;
1 Вт=0,859845 ккал/ч.

Количество теплоты

1 кал=4,1868 Дж;
1 ккал=4186,8 Дж;
1 Дж=0,23885 кал=$0{,}23885 \cdot 10^{-3}$ ккал.

Тепловой поток

1 Дж/с=1 Вт;
1 кал/с=4,1868 Вт;
1 ккал/ч=1,163 Вт;
1 Вт=0,23885 кал/с=0,859845 ккал/ч.

Плотность теплового потока

1 ккал/(м²·ч)=1,1630 Вт/м²;
1 Вт/м²=$0{,}23885 \cdot 10^{-4}$ кал/(см²·с)=0,859845 ккал/(м²·ч).

Удельная теплоемкость, удельная энтропия

1 кал/(г·К)=1 ккал/(кг·К)=4186,8 Дж/(кг·К);
1 Дж/(кг·К)=$0{,}23885 \cdot 10^{-3}$ кал/(г·К)=$0{,}23885 \cdot 10^{-3}$ ккал/(кг·К).

Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи

1 ккал/(м²·ч·К)=1,1630 Вт/(м²·К);
1 Вт/(м²·К)=0,859845 ккал/(м²·ч).

Коэффициент теплопроводности

1 ккал/(м·ч·К)=1,1630 Вт/(м·К);
1 Вт/(м·К)=0,859845 ккал/(м·ч·К).

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Вид местных сопротивлений	$\xi_м$
Вентили проходные $d = 40 \div 400$ мм	4—8
Задвижки нормальные	0,3—0,5
Кран пробковый (открытие $\alpha = 30°$)	5—7
Компенсатор гнутый	1,7—2,0
Компенсатор сальниковый	0,2
Угольник 90°	1,0—2,0
Колено 90°, $R = 4d$	0,5
Тройник (поток встречный)	3,0
Входная насадка	0,5—1,0
Входная насадка с плавным изменением сечения	0,1—0,5
Внезапное расширение потока	1,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Физические параметры сухого воздуха при давлении 101,325 кН/м²

t, °C	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^2$, м²/ч	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м²	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
—10	1,342	1,009	2,361	6,28	1,67	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,442	6,77	1,72	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,512	7,22	1,77	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,593	7,71	1,81	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,675	8,23	1,86	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,756	8,75	1,91	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,826	9,26	1,96	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,896	9,79	2,01	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,966	10,28	2,06	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,047	10,87	2,11	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,128	11,48	2,15	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,210	12,11	2,19	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,338	13,26	2,29	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,489	14,52	2,37	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,640	15,80	2,45	30,09	0,682
180	0,779	1,021	3,780	17,10	2,53	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,931	18,49	2,60	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,268	21,96	2,74	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,606	25,76	2,97	48,33	0,674

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Коэффициент теплопроводности некоторых газов при атмосферном давлении

t°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/К						
	Воздух	Азот	Кислород	Водяной пар	Углекислый газ	Водород	Аргон
0	24,4	24,2	24,6	16,1	14,6	174	16,2
100	32,0	31,4	32,8	23,9	22,7	215,8	21,0
200	39,2	38,4	40,6	32,9	30,8	257,5	25,8
300	45,9	44,8	47,9	43,3	39,0	299,3	30,4
400	52,0	50,6	54,9	54,9	47,1	341,0	34,8
500	57,3	55,7	61,4	67,7	54,8	382,8	39,1
600	62,1	60,2	67,3	82,0	61,9	424,6	43,3
700	66,9	64,0	72,6	97,1	68,7	466,3	47,2
800	71,6	67,3	77,5	114,7	74,9	508,1	51,0
900	76,1	69,9	81,8	132,8	80,7	549,8	54,6
1000	80,5	72,1	85,6	152,0	86,1	591,6	58,1

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Физические свойства некоторых твердых тел (элементоз) при 0°С

Наименование элемента	Атомная масса	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К)
Алюминий	26,97	2700	209	0,896
Вольфрам	184,0	19 340	169	0,134
Железо	55,84	7880	74	0,44
Золото	197,2	19 310	313	0,130
Калий	39,10	870	100	0,737
Литий	6,94	534	68,6	3,31
Магний	24,32	1760	158	0,975
Медь	63,57	8930	390	0,388
Натрий	23,00	975	109	1,20
Никель	58,69	8900	67,5	0,427
Олово	118,70	7300	66,3	0,222
Платина	195,23	21 460	69,8	0,132
Свинец	207,22	11 350	35,1	0,127
Серебро	107,88	10 500	419	0,234
Титан	47,90	4540	15,1	0,531
Углерод, графит	12,01	1700—2300	174	0,67
Уран	238,07	19 100	19,2	0,117
Цинк	65,38	7150	113	0,384

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Физические свойства технических материалов

Наименование материала	ρ, кг/м³	t, °С	λ, Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К
Асбест	500	20	0,106	0,837
Бакелитовый лак	1400	—	0,29	—
Бетон сухой	1600	20	0,84	0,840
Бумага обыкновенная	—	20	0,14	1,507
Гетинакс	—	20	0,156—0,175	—
Графитовые изделия	1600	100	158	0,837
Двуокись циркония	5220—5350	100	167	0,586
Железобетон	2200	20	1,55	0,840
Картон	—	20	0,14—0,35	1,507
Кембрик (лакированный)	—	38	0,157	—
Кирпич красный машинной формовки	1800	0	0,77	0,879
Котельная накипь	2000—2700	100	0,7—2,3	—
Льняная ткань	—	—	0,088	—
Миканит	—	20	0,21—0,41	—
Мипора	17,5	30	0,038	—
Окись алюминия	3690—3790	100	30,2	0,925
Парафин	920	20	0,27	—
Пенокерамика	1400		1,16	0,840
Пенопласты	200	20	0,058	—

Продолжение прилож. 6

Наименование материала	ρ, кг/м³	t, °С	λ, Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К)
Пеностекло	400	20	0,107	—
Плексиглас	1180	20	0,184	1,425
Резина:				
пористая	160	—	0,05	—
твердая обыкновенная	1200	0—100	0,157—0,161	1,382
мягкая	—	20	0,13—0,16	1,382
Слюда (поперек слоев)	2600—3200	20	0,47—0,58	0,879
Стекло обыкновенное	2500	—	0,74+0,00116t	0,670
Стекловата	200	20—30	0,0465	—
Стеклотекстолит	1650	20	0,459	1,640
Текстолит	1300—1400	20	0,23—0,34	1,465—1,507
Тефлон	2150	—	0,246	1,05
Фарфор	2400	95	1,04	1,089
	2400	1055	0,80	1,089
Фибра красная	1200	20—100	0,46—0,5	—
Шелк	100	0—93	0,043—0,058	—
Шерстяная ткань	240	—	0,052	—
Эбонит	1200	20	0,157—0,174	—

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Степень черноты некоторых материалов

Наименование материала	t, °С	ε
Алюминий шероховатый	26	0,055
Алюминий, окисленный при 600°С	200—600	0,11—0,19
Железо окисленное гладкое	125—525	0,78—0,82
Золото полированное	225—635	0,018—0,035
Латунь прокатанная	22	0,06
Латунь, окисленная при 600°С	200—600	0,61—0,59
Медь полированная	80—115	0,018—0,023
Медь, окисленная при 600°С	200—600	0,57—0,87
Молибденовая нить	725—2600	0,096—0,292
Никель технический, полированный	225—376	0,07—0,087
Никелевая проволока	185—1000	0,096—0,186
Никель, окисленный при 600°С	200—600	0,37—0,48
Платина чистая, полированная пластина	225—625	0,054—0,104
Платиновая проволока	225—1375	0,73—0,182
Серебро полированное чистое	225—625	0,020—0,032
Асбестовый картон	40—370	0,93—0,950
Бумага тонкая	19	0,92
Кирпич красный	20	0,93
Кирпич огнеупорный	—	0,8—0,9
Лак белый и черный	40—95	0,80—0,98

Продолжение прилож. 7

Наименование материала	t, °С	ε
Масляные краски различных цветов	100	0,92—0,86
Сажа, свечная копоть	95—270	0,95
Угольная нить	1040—1405	0,53
Штукатурка шероховатая, известковая	10—88	0,91

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Физические характеристики воды на линии насыщения

t, °С	p, МПа	c_p, кДж/(кг·К)	λ·10³, Вт/(м·К)	μ·10⁶, Н·с/м²	Pr	υ·10³, м³/кг
0,01	0,00061	4,218	55,13	1786,5	13,67	1,0002
10	0,00123	4,193	57,56	1304,4	9,52	1,0004
20	0,00234	4,182	59,9	1003,5	7,02	1,0018
30	0,00424	4,178	61,8	800,7	5,42	1,0044
40	0,00738	4,179	63,4	652,7	4,31	1,0079
50	0,01234	4,181	64,8	548,8	3,54	1,0121
60	0,01992	4,184	65,9	469,4	2,98	1,0171
70	0,03117	4,189	66,8	405,7	2,55	1,0228
80	0,04736	4,196	67,5	354,8	2,21	1,0290
90	0,07011	4,205	68,0	314,6	1,95	1,0359
100	0,10132	4,217	68,3	282,2	1,75	1,0435
110	0,14326	4,230	68,5	258,7	1,60	1,0515
120	0,19854	4,245	68,6	237,6	1,47	1,0603
130	0,27011	4,264	68,6	217,6	1,36	1,0697
140	0,3614	4,286	68,5	200,9	1,26	1,0798
150	0,4760	4,311	68,4	186,2	1,17	1,0906
160	0,6180	4,346	68,3	173,5	1,10	1,1021
170	0,7920	4,372	67,9	162,7	1,04	1,1144
180	1,0027	4,409	67,5	152,9	1,00	1,1275
190	1,2553	4,451	67,0	144,1	0,96	1,1415
200	1,5551	4,498	66,3	136,2	0,93	1,1565
210	1,9080	4,552	65,5	130,3	0,91	1,1726
220	2,3201	4,614	64,5	124,5	0,89	1,1900
230	2,7979	4,686	63,7	119,6	0,88	1,2087
240	3,3480	4,769	62,8	114,7	0,87	1,2291
250	3,9776	4,866	61,8	108,8	0,86	1,2512
260	4,694	4,981	60,5	105,8	0,87	1,2755
270	5,505	5,118	59,0	101,9	0,88	1,3023
280	6,419	5,28	57,5	98,0	0,90	1,3321
290	7,445	5,49	55,8	94,1	0,93	1,3655
300	8,592	5,75	54,0	91,1	0,97	1,4036
310	9,870	6,10	52,3	88,2	1,03	1,447
320	11,290	6,56	50,6	85,3	1,11	1,499
330	12,865	7,21	48,4	81,3	1,22	1,562
340	14,608	8,16	45,7	77,4	1,39	1,639
350	16,537	9,80	43,0	72,5	1,60	1,741
360	18,674	13,98	39,5	66,6	2,35	1,894
370	21,053	40,32	33,7	56,8	6,79	2,22

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Вода и водяной пар на линии насыщения (по давлениям)

p, МПа	t, °С	v', м³/кг	v'', м³/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
0,0010	6,92	0,0010001	129,9	29,32	2513	0,1054	8,975
0,0020	17,14	0,0010014	66,97	73,52	2533	0,2609	8,722
0,0030	24,097	0,0010028	45,66	101,04	2545	0,3546	8,576
0,0040	28,979	0,0010041	34,81	121,42	2554	0,4225	8,473
0,0050	32,88	0,0010053	28,19	137,83	2561	0,4761	8,393
0,0100	45,84	0,0010103	14,68	191,9	2584	0,6492	8,149
0,020	60,08	0,0010171	7,647	251,4	2309	0,8321	7,907
0,030	69,12	0,0010222	5,226	289,3	2625	0,9441	7,769
0,050	81,35	0,0010299	3,239	340,6	2645	1,0910	7,593
0,100	99,64	0,0010432	1,694	417,4	2675	1,3026	7,360
0,200	120,23	0,0010605	0,8854	504,8	2707	1,5302	7,127
0,30	133,54	0,0010733	0,6057	561,4	2725	1,672	6,992
0,50	151,84	0,0010927	0,3747	640,1	2749	1,860	6,822
1,00	179,88	0,0011273	0,1946	762,7	2778	2,138	6,587
1,50	198,28	0,0011539	0,1317	844,6	2792	2,314	6,445
2,00	212,37	0,0011766	0,09958	908,5	2799	2,447	6,340
2,50	223,93	0,0011972	0,07993	961,8	2802	2,554	6,256
3,00	233,83	0,0012163	0,06665	1008,3	2804	2,646	6,186
4,00	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2801	2,795	6,070
5,00	263,91	0,0012857	0,03944	1154,4	2794	2,921	5,973
6,00	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2785	3,027	5,890
8,00	294,98	0,0013838	0,02352	1317,0	2758	3,208	5,745
10,00	310,95	0,0014521	0,01803	1407,7	2725	3,360	5,615
15,00	342,11	0,001658	0,01035	1610	2611	3,684	5,310
20,00	365,71	0,00204	0,00585	1827	2410	4,015	4,928
22,00	373,7	0,00273	0,00367	2016	2168	4,303	4,591

Примечание. Параметры критического состояния: $t_{кр} = 374{,}15$ °С; $p_{кр} = 22{,}129$ МПа; $v_{кр} = 0{,}00326$ м³/кг.

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Вода и водяной пар на линии насыщения (по температурам)

t, °С	p, МПа	v', м³/кг	v'', м³/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
0,01	0,0006108	0,0010002	206,3	0	2501	0	9,1544
5	0,0008719	0,0010001	147,2	21,05	2510	0,0762	9,0241
10	0,0012277	0,0010004	106,42	42,04	2519	0,1510	8,8994
15	0,0017041	0,0010010	77,97	62,97	2528	0,2244	8,7806
20	0,002337	0,0010018	57,84	83,90	2537	0,2964	8,6665
25	0,003166	0,0010030	43,40	104,81	2547	0,3672	8,5570
30	0,004241	0,0010044	32,93	125,71	2555	0,4366	8,4523
40	0,007375	0,0010079	19,55	167,50	2574	0,5723	8,2559
60	0,019917	0,0010171	7,678	251,1	2609	0,8311	7,9084
80	0,04736	0,0010290	3,408	334,9	2643	1,0753	7,6116
100	0,10132	0,0010435	1,673	419,1	2676	1,3071	7,3547
120	0,19854	0,0010603	0,8917	503,7	2706	1,5277	7,1298
140	0,3614	0,0010798	0,5087	589,0	2734	1,7392	6,9304
160	0,6180	0,0011021	0,3068	675,5	2758	1,9427	6,7508
180	1,0027	0,0011275	0,1939	763,1	2778	2,1395	6,5858
200	1,5551	0,0011565	0,1272	852,4	2793	2,3308	6,4318
220	2,3201	0,0011900	0,08606	943,7	2802	2,5179	6,2849
240	3,3480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803	2,7021	6,1425
260	4,694	0,0012755	0,04215	1135,1	2796	2,8851	6,0013
280	6,491	0,0013322	0,03013	1236,9	2780	3,0681	5,8573
300	8,592	0,0014036	0,02164	1344,9	2749	3,2548	5,7049
320	11,290	0,001499	0,01545	1462,1	2700	3,4495	5,5353
340	14,608	0,001639	0,01078	1594,7	2622	3,6605	5,3361
360	18,674	0,001894	0,006943	1762	2481	3,9162	5,0530
374	22,122	0,00280	0,00347	485,3	512,7	1,0332	1,0755

Примечание. Параметры критического состояния: $t_{кр} = 374{,}15$ °С; $p_{кр} = 22{,}129$ МПа; $v_{кр} = 0{,}00326$ м³/кг.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Термодинамические свойства аммиака на линии насыщения

t, °С	p, МПа	v', м³/кг	v'', м³/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)	i', кДж/кг	i'', кДж/кг
—50	0,0409	0,001425	2,623	3,3000	9,6204	193,4	1608,1
—45	0,0546	0,001437	2,007	3,3767	9,5199	215,6	1616,5
—40	0,0718	0,001449	1,550	3,4730	9,4245	237,8	1624,9
—35	0,0932	0,001462	1,215	3,5672	9,3341	260,0	1632,8
—30	0,1195	0,001476	0,963	3,6601	9,2486	282,2	1640,8
—25	0,1516	0,001490	0,771	3,7514	9,1674	304,4	1648,3
—20	0,1902	0,001504	0,624	3,8410	9,0895	327,4	1655,9
—15	0,2363	0,001519	0,509	3,9293	9,0150	350,0	1662,6
—10	0,2909	0,001534	0,418	4,0164	8,9438	372,6	1669,3
—5	0,3549	0,001550	0,347	4,1022	8,8756	395,6	1675,1
0	0,4294	0,001566	0,290	4,1868	8,8094	418,7	1681,0
5	0,5517	0,001583	0,244	4,2705	8,7458	441,7	1686,4
10	0,6150	0,001601	0,206	4,3530	8,6838	465,2	1691,0
15	0,7283	0,001619	0,175	4,4346	8,6240	488,6	1695,6
20	0,8572	0,001639	0,149	4,5155	8,5658	512,5	1699,4
25	1,0027	0,001659	0,128	4,5954	8,5092	536,3	1703,2
30	1,1665	0,001680	0,111	4,6746	8,4536	561,1	1705,7
35	1,3499	0,001702	0,096	4,7528	8,3991	584,9	1708,2
40	1,5544	0,001726	0,083	4,8307	8,3455	609,2	1709,9
45	1,7814	0,001750	0,073	4,9078	8,2928	633,9	1710,7
50	2,0326	0,001777	0,064	4,9840	8,2400	659,0	1711,1

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Термодинамические свойства фреона-12 на линии насыщения

t, °С	p, МПа	v', м³/кг	v'', м³/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
—39	0,06730	0,0006605	0,2337	384,06	554,63	4,0513	4,7797
—35	0,08076	0,0006658	0,1973	387,46	556,59	4,0655	4,7759
—30	0,10044	0,0006725	0,1613	391,73	559,03	4,0832	4,7716
—25	0,12369	0,0006793	0,1331	396,07	561,54	4,1007	4,7675
—20	0,15094	0,0006868	0,1107	400,44	563,93	4,1180	4,7642
—15	0,18257	0,0006940	0,09268	404,92	566,39	4,1353	4,7610
—10	0,21904	0,0007018	0,08713	409,44	568,82	4,1525	4,7583
—5	0,26080	0,0007092	0,06835	414,00	571,16	4,1695	4,7558
0	0,30848	0,0007173	0,05667	418,65	573,51	4,1865	4,7533
+5	0,36234	0,0007257	0,04803	423,34	578,81	4,2033	4,7515
+10	0,42289	0,0007342	0,04204	428,11	578,07	4,2201	4,7498
+15	0,49094	0,0007435	0,03648	432,97	580,29	4,2368	4,7481
+20	0,56653	0,0007524	0,03175	437,87	582,42	4,2534	4,7465
+25	0,65062	0,0007628	0,02773	442,81	584,48	4,2699	4,7451
+30	0,74324	0,0007734	0,02433	447,83	586,44	4,2864	4,7437
+40	0,95818	0,0007968	0,01882	458,08	590,09	4,3194	4,7410
+50	1,2147	0,0008244	0,01459	468,54	593,10	4,3519	4,7374
+60	1,5182	0,0008568	0,01167	479,68	596,58	4,3851	4,7360
+70	1,8727	0,0008936	0,00919	491,07	599,09	4,4179	4,7327
+80	2,1840	0,0009398	0,00723	502,96	600,64	4,4510	4,7276

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Расчетные температуры наружного воздуха

Наименование города	Расчетная для проектирования: отопления $t_{пр.о}$, °С	Расчетная для проектирования: вентиляции $t_{пр.в}$, °С	Средняя отопительного периода $t^{ср}_{о.п}$, °С	Средняя самого холодного месяца $t^{х.м}_{ср}$, °С	Продолжительность отопительного периода $z_{о.п}$, сут
Архангельск	—32	—19	—4,7	—12,5	251
Волгоград	—22	—13	—3,4	—9,2	182
Казань	—30	—18	—5,7	—13,5	218
Киев	—21	—10	—1,1	—5,9	187
Киров	—31	—19	—5,8	—14,2	231
Магнитогорск	—34	—22	—7,9	—16,9	218
Москва	—25	—14	—3,2	—9,4	205
Оренбург	—29	—20	—8,1	—14,8	201
Свердловск	—31	—20	—6,4	—15,3	228
Смоленск	—26	—13	—2,7	—8,6	210
Харьков	—23	—11	—2,1	—7,8	189
Челябинск	—29	—20	—7,1	—15,5	216
Владивосток	—25	—16	—4,8	—14,4	201
Иркутск	—38	—25	—8,9	—20,9	241
Томск	—40	—25	—8,8	—19,2	234
Хабаровск	—32	—23	—10,1	—22,3	205

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Удельные теплопотери q_0 и удельные расходы тепла на вентиляцию $q_в$ для промышленных зданий

Назначение здания	Внутренняя температура, °С	Строительный объем здания, м³	Удельные характеристики, кДж/(м³·ч·К): для отопления q_0	Удельные характеристики, кДж/(м³·ч·К): для вентиляции $q_в$
Чугунолитейные цехи	14	10—50	1,25—1,05	4,6—4,2
		50—100	1,05—0,9	4,2—3,8
		100—150	0,9—0,75	3,8—3,4
Кузнечные цехи	14	До 10	1,7—1,25	2,9—2,5
		10—50	1,25—1,05	2,5—2,1
		50—100	1,05—0,63	2,1—1,25
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	15	5—10	2,3—1,9	1,7—1,05
		10—50	1,9—1,7	1,05—0,63
		50—100	1,7—1,6	0,63—0,5
		100—200	1,6—1,5	0,5—0,34
Деревообделочные цехи	15	До 5	2,5—2,3	2,5—2,1
		5—10	2,3—1,9	2,1—1,9
		10—50	1,9—1,7	1,9—1,7

Продолжение приложе. 14

Назначение здания	Внутренняя температура, °С	Строительный объем здания, м³	Удельные характеристики, кДж/(м³·ч·К)	
			для отопления q_0	для вентиляции $q_в$
Локомотивные депо	15	До 5	2,9—2,7	1,7—1,25
		5—10	2,7—2,5	1,25—1,05
Бытовые и административно-вспомогательные помещения	18	0,5—1	2,5—1,9	—
		1—2	1,9—1,7	—
		2—5	1,7—1,4	0,6—0,5
		5—10	1,4—1,25	0,5—0,45
		10—20	1,25—1,05	0,45—0,4

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Усредненные расчетные температуры воздуха внутри помещения $t_в$

Назначение здания	Температура воздуха внутри помещения $t_в$, °С
Жилые здания, гостиницы, общежития, административные здания	+18
Учебные заведения, общеобразовательные школы, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы, дома культуры	+16
Театры, магазины, прачечные, пожарные депо	+15
Кинотеатры	+14
Детские сады-ясли, поликлиники, амбулатории, диспансеры, больницы	+20
Гаражи	+10
Бани	+25

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Удельные расходы тепла на вентиляцию $q_в$ служебных и общественных зданий

Наименование зданий	Удельный расход тепла на вентиляцию $q_в$, кДж/(м³·ч·К)
Административные здания, научно-исследовательские и проектные институты	0,75
Клубы	0,85
Театры и кинотеатры	1,7

Продолжение приложе. 16

Наименование зданий	Удельный расход тепла на вентиляцию $q_в$, кДж/(м³·ч·К)
Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,42
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	1,05
Больницы	1,25
Бани, лаборатории	4,2
Предприятия общественного питания, гаражи	3,0
Прачечные	3,4
Детские ясли-сады	0,42
Школы общеобразовательные	0,34

Примечание. При отсутствии перечня общественных зданий можно применять для ориентировочных расчетов $q_в = 0{,}85$ кДж/(м³·ч·К) для суммарного объема всех общественных зданий.

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Объемы помещений на 1000 жителей, число мест и операций, расход горячей воды на 1 место или операцию для коммунально-бытовых и административных зданий жилого района

Категория зданий	Показатели на 1000 жителей		Нормы расхода горячей воды на 1 место, операцию, кг/сут
	Наружный объем, м³	Число мест, операций и пр.	
Административные здания	1000	—	—
Гостиницы с общими ваннами и душами	500	5 мест	60 на 1 место
Клубы и кинотеатры	1000	2 крана на район	300 на 1 кран
Столовые и кафе	1000	50 мест, 125 блюд в сутки на 1 место	4 на 1 блюдо
Детские ясли-сады с дневным пребыванием детей	2000	75 мест	25 на 1 место
Школы с душевыми в гимнастическом зале	3400	200 мест	7 на 1 место
Амбулатории	360	30 посещений в день	5 на 1 посещение
Больницы	600	6 мест	180 на 1 место
Прачечные механизированные	825	330 кг белья в сутки	25 на 1 кг белья

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Нормы расхода горячей воды

Потребители	Норма расхода горячей воды $t_г = 65°C$ и ее единица измерения
Жилые дома квартирного типа, оборудованные умывальниками, мойками, душами	80—100 л/(сутки-житель)
То же с ваннами, оборудованными душем	110—130 (сутки-житель)
Общежития с общими душевыми	40—50 (сутки-житель)
То же со столовыми и прачечными	50—60 (сутки-житель)
Гостиницы и пансионаты с общими ваннами и душами	50—60 (сутки-житель)
То же с ваннами в 75% номеров	120—160 (сутки-житель)
Больницы, санатории общего типа и дома отдыха (с общими ваннами и душем)	150—180 л/(сутки-койка)
Поликлиники и амбулатории	5 л/посетитель
Душевые в клубах, домах культуры с общими раздевальными	160—180 л/(ч·сетка)
Душевые в бытовых помещениях промышленных предприятий и при спортивных сооружениях	270 л/ч
Бани русского типа (без бассейнов)	90—110 л/посетитель
Прачечные механизированного типа	20—25 л/кг сухого белья
Учебные заведения и общеобразовательные школы с душевыми для гимнастических залов	7 л/(смена-ученик)
Детские ясли	25—30 л/(сутки-ребенок)
Предприятия общественного питания	4 л/блюдо
Водоразборные точки у технологического оборудования или мойки в столовых, кафе, чайных, магазинах	250—300 л/(ч·точка)
Краны умывальников общего пользования на предприятиях общественного питания	55—65 л/(ч·точка)
Парикмахерские	40—65 л/(сутки-место)
Гаражи при ручной мойке:	
легковых машин	150—200 л/машина
грузовых	200—300 л/машина
автобусов	250—350 л/машина

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

Расчетные характеристики некоторых видов топлива

Район месторождения	Марка и сорт	Рабочая масса топлива, %									Теплота сгорания низшая $Q^р_н$, МДж/кг	Теоретическое количество воздуха при нормальных физических условиях $V^0_т$, м³/кг
		$W^р$	$A^р$	$S^р_к$	$S^р_{ор}$	$C^р$	$H^р$	$N^р$	$O^р$			
Донецкий бассейн	Д	13	19,6	2,4	1,6	50,6	3,7	1,1	8,0		20,26	5,35
	АМ, АС	5,0	13,3	1,0	0,7	76,4	1,5	0,8	1,3		27,21	7,21
	АРШ	6,0	16,9	1,2	0,6	71,7	1,4	0,8	1,4		25,5	6,76
Кузнецкий бассейн	Д	10	5,0	0,4		67,2	4,7	2,0	10,7		26,37	6,88
	Т	7,0	16,7	0,6		68,3	3,1	1,5	2,8		25,67	6,82
Карагандинский бассейн	Б	26,0	17	0,6		41,9	2,7	0,5	11,3		15,15	4,09
Подмосковный бассейн	Б	33	23,5	1,7	1,2	29,1	2,2	0,6	8,7		10,15	2,98
Красноярский край	Б	32	10,2	0,3	0,2	41,6	2,9	0,8	12		14,94	4,09
	Д	13	10,4	0,2	0,4	67,9	4,8	1,9	1,4		25,54	7,28
Торф	Кусковой	40	6,6		0,2	30,9	3,2	1,3	17,8		10,72	3,01
	Фрезерный	50	5,5		0,1	25,7	2,7	1,1	14,9		8,5	2,51
Мазут	Маслосернистый	3	0,3		0,5	85,3	10,2		0,7		38,98	10,28
	Высокосернистый	3	0,3		2,9	83,4	10,0		0,4		38,39	10,15

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дрыжаков Е. В., Исаев С. И.** и др. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче. М.: Высшая школа, 1968.
2. **Литвин А. М.** Теоретические основы теплотехники. М.: Энергия, 1969.
3. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.
4. **Рабинович О. М.** Сборник задач по технической термодинамике. М.: Машиностроение, 1973.
5. **Чернов А. В., Бессребренников Н. К., Силецкий В. С.** Основы теплотехники и гидравлики. М.: Энергия, 1975.
6. **Черняк О. В.** Основы теплотехники и гидравлики. М.: Высшая школа, 1974.
7. **Справочник** проектировщика. Проектирование тепловых сетей/ Под ред. А. А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965.
8. **Справочник** проектировщика, ч. 1. Отопление, водопровод, канализация/ Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1975.
9. **Лебедев П. Д.** Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. **Основы гидравлики и насосы** 4

1-1. Физические свойства жидкостей 4
1-2. Гидростатика 8
1-3. Гидродинамика 17
1-4. Насосы 35

Глава вторая. **Основы технической термодинамики** . . 40

2-1. Состояние рабочего тела 40
2-2. Смеси идеальных газов 44
2-3. Теплоемкость 47
2-4. Первый закон термодинамики 54
2-5. Основные термодинамические процессы 56
2-6. Второй закон термодинамики 65
2-7. Водяной пар 68
2-8. Истечение и дросселирование газов и паров . . . 71
2-9. Циклы паросиловых установок 75
2-10. Циклы двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин 80
2-11. Циклы холодильных машин 84
2-12. Влажный воздух 87

Глава третья. **Основы теплопередачи** 90

3-1. Теплопроводность 90
3-2. Конвективный теплообмен 93
3-3. Теплообмен при кипении и конденсации 98
3-4. Теплообмен излучением 100
3-5. Теплопередача 105

Глава четвертая. **Компрессоры и вентиляторы** . . . 109

4-1. Компрессоры 109
4-2. Вентиляторы 116

Глава пятая. **Топливо и его сжигание** 118

5-1. Состав топлива 118
5-2. Процесс горения топлива 123
5-3. Топочные устройства 129

Глава шестая. **Котельные установки** 130

6-1. Тепловой баланс, к. п. д. котельного агрегата и расход топлива 130

Глава седьмая. **Теплоиспользующие установки** . . . 136

7-1. Теплообменные аппараты 136
7-2. Выпарные установки 139
7-3. Дистилляционные и ректификационные установки . . 147
7-4. Сушильные установки 151
7-5. Промышленные печи 156

Глава восьмая. **Системы теплоснабжения** 160

8-1. Отопление 160
8-2. Вентиляция 165
8-3. Горячее водоснабжение 169
8-4. Кондиционирование воздуха 172
8-5. Тепловые сети 176

Глава девятая. **Двигатели внутреннего сгорания** . . . 184

9-1. Мощность двигателя 184
9-2. Расход топлива и к. п. д. двигателей внутреннего сгорания 185
9-3. Тепловой баланс двигателя 187

Глава десятая. **Паровые и газовые турбины** 190

10-1. Характеристики рабочего процесса турбин 190
10-2. Теплоиспользование в турбинах 194
10-3. Конденсаторы паровых турбин 197
10-4. Камеры сгорания ГТУ 198

Глава одиннадцатая. **Тепловые электрические станции** 199

11-1. Показатели режима эксплуатации 199
11-2. Тепловые схемы 202
11-3. Тепловая экономичность 211

Глава двенадцатая. **Холодильные установки** . . . 217

12-1. Парокомпрессионные холодильные машины . . . 217
12-2. Абсорбционные холодильные машины 220
12-3. Тепловые насосы 222

Приложения 224

Список литературы 238

Файл взят с сайта

Das-buch.at.ua
Портал технической литературы

на котором есть еще много книг