

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ**

**Алиев Б.А., Нигмаджанов С.К.,
Каримов К.Ф., Абдуллаев А.Ш.**

**ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ
ПО КУРСУ "ТЕПЛОТЕХНИКА"**

Учебное пособие

Ташкент – 2004

УДК 532.5-536.24 (075)

Алиев Б.А., Нигмаджанов С.К.,
Каримов К.Ф., Абдуллаев А.Ш.

Примеры и задачи по курсу "Теплотехника: Учебное пособие для вузов. – Ташкент, ТГТУ им. Беруни, 2004. – 162 с.

В книге представлены примеры и задачи по предмету «Основы теплотехники» для самостоятельной работы бакалавров технических высших учебных заведений. Сборник задач соответствует программе бакалавриатуры технических вузов и предназначается для студентов очных отделений высших учебных заведений. Учебное пособие также может быть использовано аспирантами и специалистами в области теплотехники.

Каждый раздел учебного пособия состоит из кратких теоретических сведений и расчётных формул, типовых задач с подробным решением и задач для самостоятельного решения, а также многовариантных контрольных заданий. Кроме того, в приложении учебного пособия приведены отдельные справочные таблицы и материалы.

Таблиц 19, илл. 13, биб. 26 назв.

Печатается по решению научно-методического совета Ташкентского государственного технического университета

Под редакцией проф. С.Г.Закирова

Рецензент:

акад. АН РУз ЗАХИДОВ Р.А.

© Ташкентский государственный технический университет, 2004

Предисловие

Данное учебное пособие составлено по программе курса «Основы теплотехники» для бакалавров технических высших учебных заведений. Курс «Основы теплотехники» является ведущим в общепрофессиональной подготовке студентов и играет важную роль в освоении ими специальных дисциплин.

В своём непрерывном развитии наука о теплотехнике, обобщая теоретические и экспериментальные методы исследования основных процессов, является генератором новых идей, ускоряющих научно-технический прогресс различных отраслей народного хозяйства. Расширение и углубление фундаментальных исследований, а также таких форм интеграции науки, техники и производства, которые позволяют обеспечить быстрое воплощение научных идей от зарождения до широкого применения на практике задач, успешно решаются высшей школой при подготовке квалифицированных бакалавров.

В освоении учебной дисциплины «Основы теплотехники», являющейся фундаментальной для технического образования, существенное значение имеют практические занятия по расчётной части курса. Книга служит естественным дополнением к известному учебнику по теплотехнике А.В.Чечеткина и Н.А.Занемова, а также Ж.Нурматова и др. Все разделы содержат типовые и контрольные задачи, а также примеры с решениями.

Главы 1,7 написаны доц. Алиевым Б.А., 2,3,4- доц. Нигматжановым С.К., 2,7 – доц. Каримовым К.Ф., 5,6- доц. Абдуллаевым А.Ш.

Авторы благодарят всех рецензентов за ценные замечания, способствующие улучшению качества учебного пособия. Обнаруженные недостатки и замечания просим направлять по адресу: Ташкент-700095, Университетская, 2, ТашГТУ, кафедра «Холодильно-компрессорные машины и установки».

ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИКА И ГИДРОДИНАМИКА

1.1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Основными физическими свойствами жидкостей являются плотность, сжимаемость и вязкость.

Плотностью ρ - называется масса m вещества, содержащаяся в единице объема V

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.1)$$

На основании уравнений Клапейрон-Менделеева плотность ρ любого газа при температуре T и давлении P может быть рассчитана по формуле

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 P}{T P_0} = \frac{\mu}{22.4} \times \frac{273 P}{T P_0}, \quad (1.2)$$

где $\rho_0 = \frac{\mu}{22.4}$ - плотность газа при нормальных условиях кг/м^3 ($T_0 = 0^\circ\text{C} = 273,15\text{K}$; $P_0 \approx 760 \text{ мм рт.ст.} \approx 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$; μ - молярная масса газа, кг/кмоль).

Плотность смеси газов:

$$\rho_{\text{см}} = y_1 \rho_1 + y_2 \rho_2 + \dots \quad (1.3)$$

Сжимаемостью χ - называют свойство жидкости изменять свой объем при изменении давления. Сжимаемость жидкостей характеризуется коэффициентом изотермического объемного сжатия:

$$\chi = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}, \text{ м}^2/\text{Н}, \quad (1.4)$$

где V_0 - начальный объем, м^3 ; ΔV - изменение объема, м^3 ; Δp - изменение давления, Н/м^2 .

Величина, обратная коэффициенту изотермического объемного сжатия, называется *модулем упругости жидкости* E . Для воды $E \approx 2,3 \cdot 10^9, \text{ Н/м}^2$.

При нагревании жидкости увеличение объема оценивается *температурным коэффициентом объемного расширения*

$$\chi_T = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t}, \text{ 1/К}. \quad (1.5)$$

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

Вязкость жидкости характеризуется коэффициентами *кинематической* (ν) или *динамической* (μ) вязкости, которые связаны соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \text{м}^2/\text{с}. \quad (1.6)$$

Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды от температуры определяется по формуле

$$\nu = \frac{0,0178}{(1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2) \cdot 10^{-4}}, \quad \text{м}^2/\text{с}. \quad (1.7)$$

Вязкость жидкости в условных градусах Энглера определяется по формуле

$$\text{ВУ} = \frac{\tau_{\text{ж}}}{\tau_{\text{в}}} \cdot \text{ВУ},$$

где $\tau_{\text{ж}}$ - время истечения 200 см³ испытуемой жидкости через калиброванное отверстие вискозиметра при заданной температуре, с; $\tau_{\text{в}}$ - время истечения 200 см³ дистиллированной воды при температуре 20°C (водное число вискозиметра), с.

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

$$\nu = \left(0,0731 \cdot \text{ВУ} - \frac{0,0631}{^\circ \text{ВУ}} \right) \cdot 10^{-4}, \quad \text{м}^2/\text{с} \quad (1.8)$$

При условной вязкости более 16° ВУ следует пользоваться формулой

$$\nu = 7,4 \cdot 10^{-6} \cdot ^\circ \text{ВУ}, \quad \text{м}^2/\text{с}.$$

З а д а ч и

Пример 1.1. Относительный удельный вес нефти 0,89. Определить плотность нефти в СИ и в системе МКГСС.

Решение. 1) СИ. Согласно уравнению (1.1),

$$\Delta = \rho / \rho_{\text{в}} = \gamma / \gamma_{\text{в}},$$

поэтому

$$\rho = \Delta \rho_{\text{в}} = 0,89 \cdot 1000 = 890 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

$$2) \text{МКГСС: } \gamma = \Delta \gamma_{\text{в}} = 0,89 \cdot 1000 = 890 \text{ кгс} / \text{м}^3.$$

По уравнению $\rho = \gamma / g = 890 / 9,81 = 90,6 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$.

Пример 1.2. Определить в СИ плотность диоксида азота при $p_{\text{н.э.}} = 10 \text{ кгс/см}^2$ и $t = 20^\circ\text{C}$. Атмосферное давление 760 мм рт. ст. (1,03 кгс/см²; 101,3 кПа).

Решение: По уравнению (1.2)

$$\rho = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{273 p}{T p_0} = \frac{46 \cdot 273 \cdot 11,03}{22,4 \cdot 293 \cdot 1,03} = 20,5 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Пример 1.3. Определить плотность воздуха при вакууме (т. е. разрежении) 440 мм рт. ст. (58,6 кПа) и температуре -40°C . Атмосферное давление в данном случае принять равным 750 мм рт. ст. (99,97 кПа).

Решение. Молярная масса воздуха (79% азота и 21% кислорода по объёму): $M = 0,79 \cdot 28 + 0,21 \cdot 32 = 28,8 \text{ кг} / \text{кмоль}$.

По формуле (1.2)

$$\rho = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{273 p}{T p_0} = \frac{28,8 \cdot 273 (750 - 440)}{22,4 \cdot 233 \cdot 760} = 0,615 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Пример 1.4. Определить кинематический коэффициент вязкости диоксида углерода при $t = 30^\circ\text{C}$ и $p_{\text{абс.}} = 5,28 \text{ кгс/см}^2$.

Решение. Пренебрегая зависимостью динамического коэффициента вязкости от давления, находим по графику [6] для диоксида углерода при 30°C : $\mu = 0,015 \text{ сП} = 0,015 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Определим плотность диоксида углерода:

$$\rho = \frac{44 \cdot 273 \cdot 5,28}{22,4 \cdot 303 \cdot 1,033} = 9,05 \text{ кг/м}^3.$$

Кинематический коэффициент вязкости:

$$\nu = \mu / \rho = 0,015 \cdot 10^{-3} / 9,05 = 1,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Пример 1.5. За некоторое время уровень мазута в вертикальном цилиндрическом баке диаметром 2 м понизился на 0,5 м. Определить количество израсходованного мазута, если плотность его при температуре окружающей среды 20°C равна $\rho = 990 \text{ кг/м}^3$.

$$\begin{aligned} \text{Решение.} \quad V = F \Delta h &= \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta h = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 0,5 = 1,57 \text{ м}^3; \\ m = V \rho &= 1,57 \cdot 990 = 1555,43 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Контрольные задачи

1.1. Найти молярную массу и плотность водяного газа при $t = 90^\circ\text{C}$ и $p_{\text{абс}} = 1,2 \text{ кгс/см}^2$ ($\sim 0,12 \text{ МПа}$). Состав водяного газа: H_2 - 50%, CO - 40%, N_2 - 5%, CO_2 - 5% (по объёму).

1.2. Определить плотность диоксида углерода при $t = 85^\circ\text{C}$ и $p_{\text{абс}} = 2 \text{ кгс/см}^2$ ($\sim 0,2 \text{ МПа}$). Атмосферное давление 760 мм рт. ст.

1.3. Состав продуктов горения 1 кг коксового газа (в кг): CO_2 - 1,45; N_2 - 8,74; H_2O - 1,92. Найти объёмный состав продуктов горения.

1.4. Динамический коэффициент вязкости жидкости при 50°C равняется 30 мПа·с. Относительная плотность жидкости 0,9. Определить кинематический коэффициент вязкости.

1.5. Найти динамический коэффициент вязкости при 20°C и атмосферном давлении азотоводородной смеси, содержащей 75% водорода и 25% азота (по объёму).

1.6. Известно, что динамический коэффициент вязкости льняного масла при 30°C равняется 0,331 П, а при 50°C - 0,176 П. Чему будет равен динамический коэффициент вязкости этого масла при 90°C ? (Воспользоваться правилом линейности, приняв за стандартную жидкость, например, 100%-ный глицерин)

1.7 Как изменится объём воды в системе отопления, имеющей ёмкость $V_1 = 100 \text{ м}^3$, после подогрева воды от начальной температуры $t_{\text{хол}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{гр}} = 95^\circ\text{C}$? Температурный коэффициент объёмного расширения воды принять равным: $\chi_p = 6 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$.

1.8. Определить изменение объёма 27 т нефтепродукта в хранилище при колебании температуры от 20 до 50°C , если плотность нефтепродукта при $t = 20^\circ\text{C}$ равна $\rho_{20} = 900 \text{ кг/м}^3$, а температурный коэффициент объёмного расширения $\chi_p = 0,001 \text{ 1/K}$.

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

1.10. Определить условную вязкость нефтепродукта, если известно, что при температуре 50°C время истечения 200 см^3

последнего через калиброванное отверстие вискозиметра равно 153 с.

Задание №1

Определить плотность смеси газа А+В при $P_{изб}$ ($P_{вак}$) и температуре t . Атмосферное давление в данном случае 760 мм рт. ст:

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{изб}$, атм	2		4		6		7		8	
$P_{вак}$, атм		0,2		0,4		0,3		0,5		0,1
T , °C	35	-10	70	-20	85	-15	90	-25	100	-5

Газ	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	N ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂	NO ₂	O ₂	N ₂	SO ₂	H ₂
B	H ₂	O ₂	H ₂	H ₂	O ₂	H	NO	CO ₂	H ₂	SO ₃

1.2. ГИДРОСТАТИКА И ГИДРОДИНАМИКА

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 сила тяжести и сила инерции. Массовые силы характеризуются ускорениями, которые они сообщают единице массы.

Сила, действующая на единицу площадки по нормали к поверхности, ограничивающей 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:

$$p = p_0 + \rho gh, \text{ Н/м}^2, \quad (1.9)$$

где p_0 – давление на свободную поверхность жидкости, Н/м^2 ; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; 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 $p_{\text{абс}}$, а величина ρgh , входящая в уравнение гидростатики, избыточным $p_{\text{изб}}$. Избыточное давление измеряется манометрами или пьезометрическими трубками.

Если давление на свободную поверхность жидкости равно атмосферному, то

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}} \quad (1.10)$$

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

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{разр}} \quad (1.11)$$

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

Сила избыточного давления жидкости на единицу площади плоской стенки

$$p_{\text{изб}} = \rho gh, \text{ Н/м}^2. \quad (1.12)$$

Полная сила, действующая на плоскую стенку, равна произведению гидростатического давления в центре тяжести стенки на ее смоченную площадь $F_{\text{см}}$:

$$P = (p_0 + \rho gh_{\text{ц.т.}}) F_{\text{см}}, \text{ Н.} \quad (1.13)$$

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

$$P = \rho gh_{\text{ц.т.}} F_{\text{см}}, \text{ Н,} \quad (1.14)$$

где $h_{\text{ц.т.}}$ – глубина погружения центра тяжести площади, м; $F_{\text{см}}$ – 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.

Давление на криволинейную стенку. Частным случаем криволинейной стенки являются стенки цилиндрических резервуаров, котлов, труб и др.

Полная сила давления, действующая на цилиндрическую поверхность,

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}, \quad H, \quad (1.15)$$

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

$$P_x = \rho g h_{\text{ц.т.}} F_{\text{верт}} \quad H;$$

P_y – вертикальная составляющая силы давления, равная силе тяжести в объеме тела давления V :

$$P_y = \rho g V, \quad H.$$

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:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_y}{P_x}. \quad (1.16)$$

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

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{P_x^2 + 0} = P_x, \quad H. \quad (1.17)$$

З а к о н А р х и м е д а. На любое тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная силе тяжести жидкости, вытесненной этим телом:

$$P = \rho g V, \quad H, \quad (1.18)$$

где P – выталкивающая (архимедова) сила, H ; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; g – местное ускорение свободного падения, м/с^2 ; V – объем погруженной части тела, м^3 .

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.

З а д а ч и

Пример 1.6. В открытом резервуаре находится жидкость с относительной плотностью 1,23. Манометр, присоединённый в некоторой точке к стенке резервуара, показывает давление $p_{\text{ман}} = 0,31$ кгс/см². На какой высоте над данной точкой находится уровень жидкости в резервуаре?

Решение. Высота уровня жидкости в резервуаре над точкой присоединения манометра определяется уравнением

$$h = \frac{p - p_0}{\rho g}.$$

По условию: $p - p_0 = 0,31 \text{ кгс/см}^2 = 0,31 \cdot 10^4 \cdot 9,81 \text{ Па}.$

Плотность жидкости: $\rho = 1,23 \cdot 1000 = 1230 \text{ кг/м}^3.$

Отсюда

$$h = \frac{0,31 \cdot 10^4 \cdot 9,81}{1230 \cdot 9,81} = 2,52 \text{ м}.$$

Пример 1.7. Вакуумметр на барометрическом конденсаторе показывает вакуум, равный 60 см рт. ст. Определить: а) абсолютное давление в конденсаторе в Па и в кгс/см²; б) на какую высоту H поднимается вода в барометрической трубе (рис. 1.1).

Решение. Абсолютное давление в конденсаторе:

$$p = 748 - 600 = 148 \text{ мм рт. ст.} = 148 \cdot 133,3 = 19700 \text{ Па};$$

$$p = \frac{19700}{9,81 \cdot 10^4} = 0,201 \text{ кгс/см}^2.$$

Высоту столба воды в барометрической трубе найдём из уравнения: $p_{\text{сф}} = p + H\rho g.$

Откуда

$$H = \frac{P_{\text{изп}} - P}{\rho g} = \frac{600 \cdot 133,3}{1000 \cdot 9,81} = 8,16 \text{ м.}$$

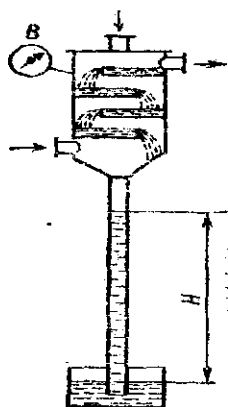


Рис. 1.1.

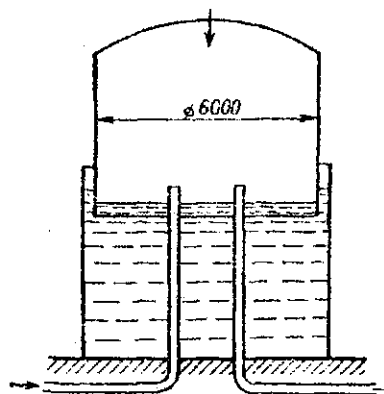


Рис. 1.2.

Пример 1.8. Колокол мокрого газохранилища (газгольдера) для азота диаметром 6 м весит с дополнительным балластом 2900 кгс (рис. 1.2). Пренебрегая потерей в весе погруженной в воду части колокола, определить избыточное давление газа в наполненном газохранилище.

Решение. Площадь горизонтальной проекции колокола:
 $0,785 \cdot 6^2 = 28,2 \text{ м}^2.$

Давление в газохранилище: $P_{\text{изп}} = \frac{2900 \cdot 9,81}{28,2} = 1010 \text{ Па,}$

или $\frac{1010}{9,81 \cdot 10^4} \approx 0,01 \text{ кгс/см}^2.$

Пример 1.9. 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:

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi h}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 314}{3,14 \cdot 4}} = 10 \text{ м.}$$

Сила давления на боковую стенку

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

Сила давления на дно резервуара

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

Пример 1.10. 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):

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h = 750 \cdot 133,322 + 9,981 \cdot 1000 \cdot 0,5 = 104905 \text{ Н/м}^2$$

Ответ: $\therefore p_{\text{абс}} = 1,049 \text{ атм.}$

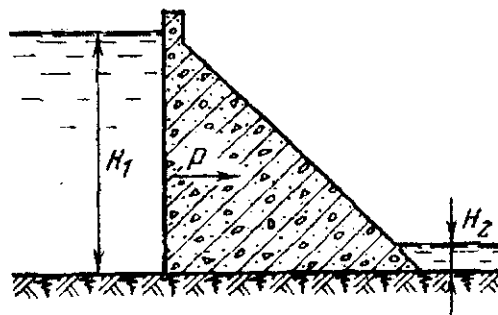


Рис.1.3.

Пример 1.11. Определить силу, действующую на деревянный брусок длиной $l=50,0$ см и поперечным сечением 200 см^2 , полностью погруженный в воду. Плотность древесины принять равной; $\rho_d=600 \text{ кг/м}^3$.

Решение. Сила, действующая на брусок, полностью погруженный в воду, равна разности между выталкивающей силой P_B и весом бруска G_d : $P = P_B - G_d$; $P_B = \rho_B g V_d$; $G_d = \rho_d g V_d$;
 $P = \rho_B g V_d - \rho_d g V_d = g V_d (\rho_B - \rho_d) = 9,81 \cdot 200 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 (1000 - 600) = 39,24 \text{ Н.}$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

1.11. Разрежение в осушительной башне сернокислотного завода измеряется U-образным тягомером, наполненным серной кислотой плотностью 1800 кг/м^3 . Показание тягомера 3 см. Каково абсолютное давление в башне, выраженное в Па, если барометрическое давление составляет 750 мм рт. ст.

1.12. Манометр на трубопроводе, заполненном жидкостью, показывает давление $0,18 \text{ кгс/см}^2$. На какую высоту h над точкой присоединения манометра поднимается в открытом пьезометре жидкость, находящаяся в трубопроводе, если это жидкость: а) вода, б) четырёххлористый углерод?

1.13. Высота уровня мазута в резервуаре 7,6 м. Относительная плотность мазута 0,96. На высоте 800 мм от дна в резервуаре имеется круглый лаз диаметром 760 мм, крышка которого прикрепляется болтами диаметром 10 мм. Принимая для болтов допустимое напряжение на разрыв 700 кгс/см^2 , определить необходимое число болтов. Определить также давление мазута на дно резервуара.

1.14. Определить силу давления воды на дно сосуда, если площадь дна его $0,25 \text{ м}^2$, а уровень воды расположен на высоте 2 м от дна.

1.15. Дизельное топливо хранится в цилиндрической емкости высотой 8 м и диаметром 5 м. Определить силу, действующую на боковую стенку хранилища. Плотность дизельного топлива $\rho = 0,86 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

1.16. Определить давление воды на корпус подводной лодки при погружении на глубину 50 м.

1.17. Определить абсолютное давление, если показание вакуумметра равно 50 кН/м^2 при барометрическом давлении 100 кН/м^2 .

1.18. На скалку гидравлического пресса действует сила $P_2 = 50 \text{ Н}$. Площадь поперечного сечения скалки $F_2 = 4 \text{ см}^2$, площадь поршня $F_1 = 144 \text{ см}^2$. К.п.д. пресса $\eta = 0,85$. Определить давление, развиваемое прессом.

1.19. На малый поршень диаметром 40 мм ручного гидравлического процесса действует сила 589 Н (60 кгс). Пренебрегая потерями, определить силу, действующую на прессуемое тело, если диаметр большого поршня 300 мм.

Задание №2

Определить абсолютное давление, если манометр (вакуумметр) показывает давление газа в аппарате, равное A , а атмосферное давление – B .

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A , мм.рт.ст.	100	400	200	600	250	750	300	800	150	770
B , мм.рт.ст.	745	750	755	760	765	760	755	750	745	740

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

Живым сечением потока называется поверхность, проведенная внутри потока жидкости, в каждой точке которой скорость потока нормальна к этой поверхности.

Живое сечение потока имеет следующие основные характеристики: $F_{ж.с.}$ – площадь живого сечения, $м^2$; S_c – смоченный периметр или периметр живого сечения, соприкасающийся со стенками, ограничивающими поток, $м$; R_t – гидравлический радиус, $м$:

$$R_t = \frac{F_{ж.с.}}{S_c}, \text{ м.} \quad (1.19)$$

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

Различают *массовый расход*

$$m_t = \frac{m}{t}, \text{ кг/с,} \quad (1.20)$$

и *объемный расход* –

$$V_t = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (1.21)$$

Скорость потока может быть объемной или массовой.

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

$$v = \frac{V_t}{F_{ж.с.}}, \quad \text{м/с.} \quad (1.22)$$

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

$$v_m = \frac{m_t}{F_{ж.с.}} = \rho v, \quad \text{кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}. \quad (1.23)$$

У р а в н е н и е н е р а з р ы в н о с т и п о т о к а .
При установившемся движении через любое поперечное сечение потока в единицу времени проходит одно и то же количество жидкости: $m_{t1} = m_{t2} = m_t = \text{const}$

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

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

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = v_3 F_3 = \dots = \text{const}$$

$$\text{или} \quad \rho v_1 F_1 = \rho v_2 F_2 = \rho v_3 F_3 = \dots = \text{const.} \quad (1.24)$$

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

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Р е ж и м ы д в и ж е н и я ж и д к о с т и . Различают два режима движения жидкости: *ламинарный*, при котором жидкость движется слоями, не перемешиваясь, и *турбулентный*, при котором частицы жидкости перемешиваются.

Критерием, определяющим режим движения жидкости, является число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v d \rho}{\mu} = \frac{v d}{\nu}, \quad (1.25)$$

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 $R_h = d/4$, тогда

$$Re = \frac{4vR_h}{\nu}.$$

Значение числа Рейнольдса $Re = 2300$ называют критическим.

В круглых гладких трубах при $Re < 2300$ режим движения ламинарный, при $Re > 2300$ – турбулентный.

У р а в н е н и е Б е р н у л л и. 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:

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}. \quad (1.26)$$

В этом уравнении $z_1 g$ и $z_2 g$ – удельная энергия положения 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 принять местное ускорение силы тяжести g равным нормальному $g_n = 9,81 \text{ м/с}^2$, то уравнение приобретает вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

все члены этого уравнения имеют размерность длины и измеряются высотой столба жидкости (рис. 1.4).

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 ; $v^2/2g$ – скоростной напор, представляющий собой удельную кинетическую энергию 1 кг жидкости, м .

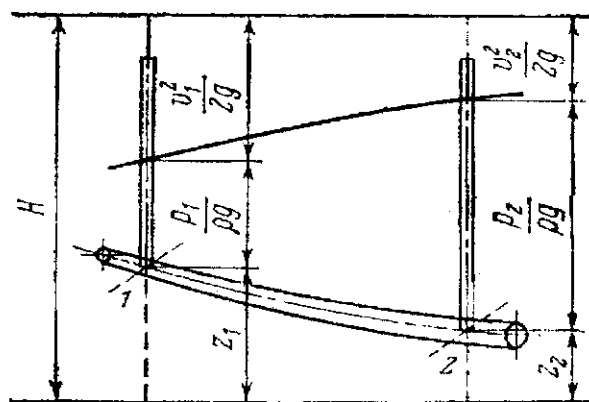


Рис. 1.4.

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

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const.}$$

Это уравнение называется уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Для потока реальной вязкой жидкости следует учитывать различие в скоростях по сечению потока. В практических расчетах пользуются 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 исследуемых сечений потока — $h_{\text{пот}}$.

Потеря напора на участке складывается из потерь на трение (линейные потери) h и потерь на местные сопротивления h_m :

$$h_{\text{пот}} = h_n + h_m \quad \text{м.} \quad (1.27)$$

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

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}.$$

Практическое применение уравнения Бернулли. Измерение скорости в открытом потоке можно произвести при помощи трубки Пито, установленной по схеме рис. 1.5.

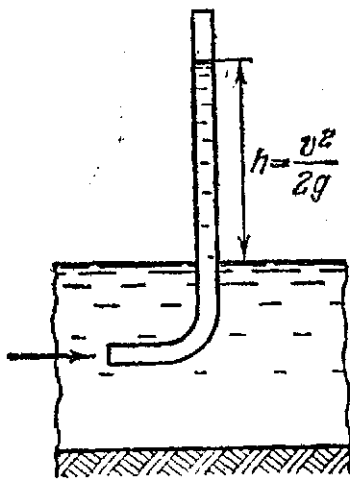


Рис. 1.5.

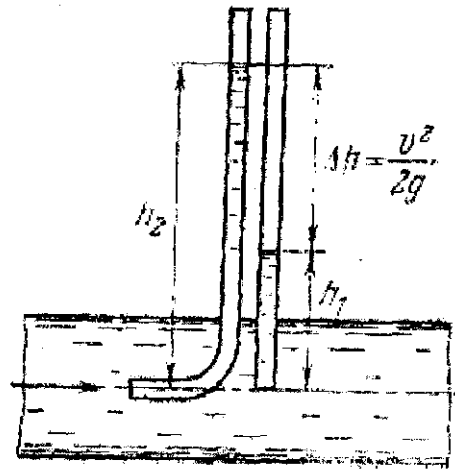


Рис.1.6.

Скорость потока в точке расположения нижнего отверстия трубки Пито

$$v = \varphi \sqrt{2gh}, \quad \text{м/с,} \quad (1.28)$$

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. 1.6).

С учетом поправочного коэффициента

$$v = \varphi \sqrt{2g\Delta h}, \text{ м/с.} \quad (1.29)$$

О п р е д е л е н и е р а с х о д а ж и д к о с т и.
В длинных трубопроводах и каналах произвольных сечений измерение расхода без нарушения целостности потока может быть выполнено с помощью водомера Вентури (рис. 1.7).

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

$$v_2^2 - v_1^2 = 2g\Delta h.$$

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

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

где f_1 и 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 :

$$Q = v_1 f_1 = f_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{(f_1/f_2)^2 - 1}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (1.30)$$

С учетом коэффициента расхода μ формула принимает вид

$$Q = \mu f_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{(f_1/f_2)^2 - 1}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (1.30a)$$

Как правило, $\mu = 0,96 \div 0,98$.

Д в и ж е н и е ж и д к о с т и п о т р у б о п р о в о д а м. При движении реальной жидкости в трубе часть гидродинамического напора расходуется на преодоление линейных h_n и местных h_m гидравлических сопротивлений.

Линейное сопротивление h_n определяют по формуле Дарси:

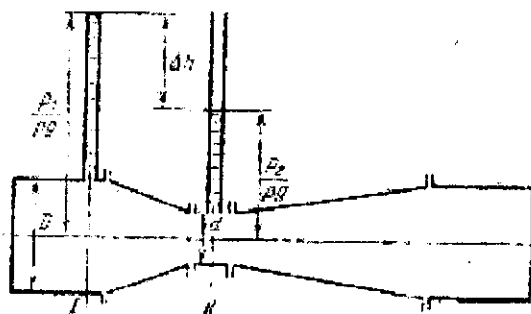


Рис 1.7.

$$h_a = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho, \quad \text{Н/м}^2, \quad (1.31)$$

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:

$$\lambda_{тр} = \frac{64}{\text{Re}} \quad (1.32)$$

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

$$\lambda_{тр} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (1.33)$$

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

$$\lambda_{тр} = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}. \quad (1.34)$$

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

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (1.35)$$

$$Re_{\text{пред}} = 568 \cdot \frac{d}{k_{\text{э}}}, \quad (1.36)$$

где d – диаметр трубопровода, м; $k_{\text{э}}$ – абсолютная шероховатость труб, м.

Для шероховатых труб в квадратичной зоне применяется формула Шифринсона:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}. \quad (1.37)$$

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

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad \text{Н/м}^2, \quad (1.38)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления; v – скорость жидкости за местным сопротивлением, м/с.

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

$$h = h_{\text{л}} + \Sigma h_{\text{м}}, \quad \text{Н/м}^2.$$

Г и д р а в л и ч е с к и й у д а р. Гидравлическим ударом называют резкое повышение давления в трубопроводе, возникающее в результате изменения скорости потока при быстром закрытии крана или задвижки. Гидравлический удар может привести к разрыву стенок трубы.

Повышение давления, возникающее при гидравлическом ударе,

$$\Delta p = \rho c v, \text{ Н/м}^2, \quad (1.39)$$

где ρ - плотность жидкости, кг/м^3 ; 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 достигает максимальной величины. При медленном закрытии задвижки повышение давления определяется по формуле

$$\Delta p = \rho c v \frac{T}{t} = \frac{2\rho l v}{t}, \text{ Н/м}^2. \quad (1.40)$$

Гидравлический расчет простого водопровода. Простым называется водопровод, который не имеет ответвлений. В задачу гидравлического расчета может входить определение расхода Q , потери напора $h_{\text{пот}}$ или диаметра трубопровода d . При расчете длинных трубопроводов учитывают только потери напора по длине, так как местные потери составляют обычно менее 10% всех потерь. При расчете коротких трубопроводов необходимо учитывать не только потери напора по длине, но и в местных сопротивлениях.

Расход воды в трубе при заданной величине потери напора $h_{\text{пот}}$ определяется по формуле

$$Q = K \sqrt{i} = K \sqrt{\frac{h_{\text{пот}}}{l}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.41)$$

где K - расходная характеристика сечения, зависящая от диаметра и шероховатости трубы (приложение 2); i - гидравлический уклон; $i = h_{\text{пот}} / l$; l - длина водопровода, м .

Если простой трубопровод составлен из нескольких последовательно соединенных труб различных диаметров, то полная потеря напора $h_{\text{пот}}$ определяется как сумма потерь напора на отдельных участках:

$$h_{\text{пот}} = h_1 + h_2 + \dots + h_n. \quad (1.42)$$

Истечение жидкости через отверстие. Скорость истечения идеальной жидкости через отверстие в тонкой стенке при условии постоянства давления по сечению потока рассчитывается по формуле Торичелли:

$$v_0 = \sqrt{2gH}, \text{ м/с}, \quad (1.43)$$

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 $\varphi \approx 0,97$:

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.44)$$

Расход идеальной жидкости Q_0 через отверстие определяется по формуле

$$Q_0 = v_0 F = F \sqrt{2gH}, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (1.45)$$

где F – площадь выходного отверстия, м².

При расчете расхода реальной жидкости через отверстие или внешний насадок учитывают коэффициент расхода μ :

$$Q = \mu Q_0, \quad \text{м}^3/\text{с}. \quad (1.46)$$

Коэффициенты расхода для некоторых типов насадков приведены в приложении 3.

З а д а ч и

Пример 1.12. Теплообменник изготовлен из стальных труб диаметром 76×3 мм. По трубам проходит газ под атмосферным давлением. Требуется найти необходимый диаметр труб при работе с тем же газом, но под давлением $p_{\text{изб}} = 5$ кгс/см², если требуется скорость газа сохранить прежней при том же массовом расходе газа и том же числе труб.

Решение. Под давлением $p_{\text{изб}} = 5$ кгс/см² (~0,5 МПа) плотность газа в соответствии с формулой (1.5) будет в 6 раз больше, чем при атмосферном давлении, так как массовый расход газа

$$G = V\rho = \omega f \rho$$

должен быть сохранён неизменным, то

$$\omega_1 n_1 \cdot 0,785 d_1^2 \rho_1 = \omega_2 n_2 \cdot 0,785 d_2^2 \rho_2.$$

Подставляя $\omega_2 = \omega_1$, $n_2 = n_1$, $\rho_2 = 6\rho_1$, $d_1 = 0,07$ м,

получаем: $0,07^2 = 6 d_2^2$, откуда

$$d_2 = \sqrt{0,07^2 / 6} = 0,0286 \text{ м} \approx 29 \text{ мм}.$$

Пример 1.13. Найти критическую скорость в прямой трубе диаметром $51 \times 2,5$ мм: а) для воздуха при 20°C и $p_{\text{абс}} = 0,1$ МПа;

б) для нефтяного масла, имеющего $\mu = 35 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и относительную плотность 0,963.

Решение. Критическая скорость будет иметь место при $Re_{кр} = 2300$; следовательно, из уравнения (1.25)

$$\omega_{кр} = \frac{2300 \mu}{d \rho}.$$

а) Для воздуха: $\omega_{кр} = \frac{2300 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,046 \cdot 1,2} = 0,75 \text{ м/с},$

где 0,018 - динамический коэффициент вязкости воздуха при 20°C [6.12], мПа·с; 1,2 кг/с - плотность воздуха при 20°C и $p_{абс} = 0,1 \text{ МПа}$ по формуле (1.2).

б) Для нефтяного масла: $\omega_{кр} = \frac{2300 \cdot 35 \cdot 10^{-3}}{0,046 \cdot 963} = 1,8 \text{ м/с}.$

Пример 1.14. Определить повышение давления ΔP , возникающее при внезапном закрытии задвижки на водопроводной трубе, если скорость движения воды 1 м/с. Скорость распространения ударной волны с принять равной 1000 м/с.

Решение. Для определения мгновенного повышения давления воспользуемся формулой (1.39):

$$\Delta P = \rho c v = 1\,000 \cdot 1\,000 \cdot 1 = 10^6 \text{ Н/м}^2 = 10 \text{ атм}.$$

Пример 1.15. Определить скорость истечения и расход воды из бака через круглое отверстие $d=10 \text{ см}$, если превышение уровня воды над центром отверстий $H=5 \text{ м}$. Коэффициент расхода $\mu = 0,62$.

Решение. Для определения действительной скорости истечения воды через отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5} = 9,6 \text{ м/с}.$$

Расход воды из бака с учетом коэффициента расхода

$$Q = \mu F \sqrt{2gH} = 0,62 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 5} = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}.$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

1.20. Как изменится скорость течения реки, если в результате обвала горных пород живое сечение потока сократилось вдвое?

1.21. Определить гидравлический радиус для трубы с внутренним диаметром $D = 412$ мм, работающей полным сечением.

1.22. Решить задачу (1.21) при условии, что труба заполнена жидкостью только на половину сечения.

1.23. Определить гидравлический радиус открытого канала шириной $b = 3$ м и глубиной $h = 1$ м.

1.24. Определить расход воды, если разность пьезометрических напоров в большом и малом сечениях водомерной трубы Вентури $\Delta h = 250$ мм, диаметр большого сечения $D = 200$ мм, диаметр малого сечения $d = 100$ мм. Коэффициент расхода $\mu = 0,98$.

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

1.26. Для определения расхода воды установлен водомер Вентури следующих геометрических размеров: $D = 50$ мм, $d = 30$ мм. Определить расход воды, если разность уровней ртути в U – образном дифференциальном манометре $\Delta h = 400$ мм.

1.27. По трубопроводу с внутренним диаметром 150 мм передается пар с давлением $P_{абс} = 100$ кгс/см² и температурой $t = 500^\circ\text{C}$ со скоростью $v = 40$ м/с. Определить часовой расход пара и критерий Рейнольдса.

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

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

1.30. Холодильник состоит из двух концентрических стальных труб диаметром $29 \times 2,5$ мм и $54 \times 2,5$ мм. По внутренней трубе протекают 3,73 т/ч рассола плотностью 1150 кг/м³. В межтрубном пространстве проходит 160 кг/ч газа под давлением $P_{абс} = 3$ кгс/см² ($\sim 0,3$ МПа) при средней температуре 0°C и 760 мм рт. ст. плотность равна 1,2 кг/м³. Найти скорости газа и жидкости в холодильнике.

Задание №3

Газ А протекает по трубопроводу с диаметром d_1 мм со скоростью w_1 и протекает на трубопровод с диаметром d_2 . Требуется определить скорость w_2 и массовый расход газа. Давление газа P_m .

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_1 , мм	25	50	30	55	35	60	40	65	45	70
w_1 , м/с	1,5	3,0	2	2,5	2,5	2,0	3,0	1,5	3,5	1,0
d_2 , мм	50	25	60	30	70	35	80	40	90	45
P_m , атм	4	3	2,5	6	4,5	3,5	2,0	5,0	1,5	5,5
А (газ)	CO	CO ₂	H ₂	O ₂	Воздух	N ₂	NO	SO ₂	SO ₃	H ₂
Вариант	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90

1.3. НАСОСЫ

Напор насоса. Полным напором насоса H называется количество энергии, сообщаемое насосом одному килограмму перекачиваемой жидкости

$$H = \frac{P_m}{\rho g} - \frac{P_n}{\rho g} + \Delta h + \frac{v_n^2 - v_{nc}^2}{2g}, \text{ м вод. ст.}; \quad (1.47)$$

$$H = H_m + \frac{v_n^2 - v_{nc}^2}{2g}, \text{ м вод. ст.} \quad (1.48)$$

где P_m и P_n — давления соответственно в напорном и высасывающем патрубках трубопровода насоса, $H/\text{м}^2$; $\Delta h = z_m - z_n$ — расстояние по вертикали между точками установки манометра и вакуумметра, м; v_n и v_{nc} — скорости в нагнетательном и высасывающем патрубках, м/с;

H_m — манометрический напор насоса, представляющий собой сумму показаний манометра h_m , вакуумметра h_n , м вод. ст., и геометрического напора между точками установки этих приборов Δh ;

$$H_m = h_m + h_b + \Delta h, \text{ м вод. ст.} \quad (1.49)$$

В том случае, когда диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков равны, полный напор насоса равен манометрическому:

$$H = H_m, \text{ м вод. ст.}$$

Производительность поршневого насоса. Действительная производительность поршневого насоса простого действия определяется по формуле

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (1.50)$$

двойного действия

$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f)Sni}{60}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.51)$$

где F – площадь поршня, м^2 ; f – площадь сечения штока, м^2 ; 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.

Мощность насоса и коэффициент полезного действия. Полезная мощность насоса определяется по формулам

$$N_{\text{пол}} = \rho g Q H, \text{ Вт};$$

$$N_{\text{пол}} = \frac{\rho Q H}{102}, \text{ кВт}, \quad (1.52)$$

где Q – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; H – полный напор насоса, м .

Мощность, потребляемая насосом –

$$N_{\text{нас}} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_n}, \text{ кВт}. \quad (1.53)$$

Полный к.п.д. η_n для поршневых насосов равен 0,6–0,9; для центробежных – 0,77–0,88.

Математически зависимость между Q , H , N при любом n записывается в следующем виде

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (1.54)$$

З а д а ч а

Пример 1.16. Определить полный напор насоса производительностью $Q = 140$ л/с, если известны следующие величины: диаметр всасывающего патрубка $d_{вс} = 250$ мм, диаметр напорного патрубка $d_n = 200$ мм, показания манометра $p_m = 8,5$ кгс/см², показание вакуумметра $p_v = 0,4$ кгс/см², расстояние между точками замера p_m и p_v $\Delta h = 0,3$ м.

Решение. Полный напор насоса определяется по формуле (1.47):

$$H = \frac{p_m}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} + \Delta h + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g}, \text{ м вод. ст.};$$

$$p_m = 8,5 \cdot 98066,5 = 833565,25 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_v = 0,4 \cdot 98066,5 = 39226 \text{ Н/м}^2.$$

Если известны расход воды и диаметры всасывающего и напорного патрубков, по уравнению неразрывности можно определить скорости воды во всасывающем и напорном патрубках:

$$v_{вс} = \frac{4Q}{\pi d_{вс}^2} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot 0,25^2} = 2,85 \text{ м/с};$$

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 0,14}{3,14 \cdot 0,2^2} = 4,5 \text{ м/с}.$$

Полный напор насоса

$$H = \frac{0,833 \cdot 10^6}{1 \cdot 10^3 \cdot 9,81} - \frac{0,039 \cdot 10^6}{1 \cdot 10^3 \cdot 9,81} + 0,3 + \frac{4,5^2 - 2,85^2}{2 \cdot 9,81} = 81,91 \text{ м вод.ст.}$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

1.31. Определить к.п.д. насосной установки. Насос подает 380 дм³/мин мазута относительной плотности 0,9. Полный напор 30,8 м. Потребляемая двигателем мощность 2,5 кВт.

1.32. Определить полный напор насоса, если манометр на напорном патрубке водопровода показывает $p_m = 10$ кгс/см², а вакуумметр на всасывающем патрубке $p_v = 0,5$ кгс/см², расстояние по вертикали между точками установки обоих приборов $\Delta h = 0,5$ м. Диаметры напорного и всасывающего патрубков равны между собой.

1.33. Определить производительность 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. принят $\eta_0 = 0,95$.

1.34. Определить мощность, потребляемую насосом, подающим $Q_1 = 20$ м³/ч воды на высоту $H = 1000$ м. Полный к.п.д. насоса $\eta_n = 0,8$.

1.35. Производительность центробежного питательного насоса $Q = 200$ м³/ч, частота вращения $n_1 = 1450$ об/мин, потребляемая мощность $N_1 = 135$ кВт, напор $H_1 = 140$ м вод. ст. Определить производительность насоса, развиваемый напор и потребляемую мощность, если частота вращения снижена до $n_2 = 960$ об/мин.

1.36. Центробежный насос для перекачки воды имеет следующие паспортные данные: $Q_1 = 56$ м³/ч, $H = 42$ м, $N = 10,9$ кВт при $n = 1140$ об/мин. Определить: 1) к.п.д. насоса, 2) производительность его, развиваемый напор и потребляемую мощность при $n = 1450$ об/мин, считая, что к.п.д. остался неизменным.

Задание № 4

Центробежный насос для перемещения технического масла имеет следующие параметры: производительность $Q_1 = 6$ м³/час, напор $H_1 = 10$ м; мощность $N_1 = 5$ кВт и число оборотов $n_1 = 1440$ об/мин. Если число оборотов с n_1 изменить до n_2 , то на сколько изменится производительность, напор и потребляемая мощность? Также определить к.п.д. насоса.

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n_1 \cdot 10^{-2}$, об/мин	28,8	21	24	18	16,8	22	27	25	26	19

ГЛАВА 2. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1. СОСТОЯНИЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Все процессы в теплотехнике связаны с использованием рабочих тел, в качестве которых применяются газы и пары.

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

Температура характеризует тепловое состояние тела и изменяется в градусах. Численное значение температуры зависит от принятой температурной шкалы. Используются температурные шкалы: абсолютная или термодинамическая – T, K , Цельсия или стоградусная, называемая также международной практической шкалой – $t, ^\circ C$, шкала Фаренгейта – $t, ^\circ F$ и др.

Абсолютная температура тела

$$T (K) = t ^\circ C + 273,15.$$

По шкале Фаренгейта, применяемой в Англии и США, температура плавления льда $32^\circ F$ и температура кипения воды $212^\circ F$, следовательно,

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

Давление представляет силу, действующую по нормали на единицу поверхности. Единицей давления в системе СИ является давление силы в 1 Н на площадь в $1 м^2$, т. е. $1 Н/м^2$. Давление измеряется манометрами, если оно больше атмосферного, или вакуумметрами, если меньше.

Абсолютное давление p_{abs} , если оно больше барометрического p_b , определяется как сумма:

$$p_{abs} = p_b + p_m,$$

где p_m – показание манометра, измеряющего избыточное давление.

Если $p_{abs} < p_b$, то $p_{abs} = p_b - p_v$,

где p_v – показание вакуумметра, измеряющего разрежение.

Удельный объем тела или объем единицы массы

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

где V и m – соответственно полный объем тела и его масса.

Нормальные физические условия (н.ф.у.) соответствуют $t_n = 0^\circ C$ и $p_n = 101325 Н/м^2 = 760 мм рт. ст.$

Уравнение состояния тела устанавливает зависимость между параметрами состояния. Для идеального газа уравнение состояния получено Клапейроном:

а) для 1 кг газа

$$p v = R T, \quad (2.1)$$

где R – газовая постоянная;

б) для m кг газа –

$$p V = m R T. \quad (2.2)$$

Для моля идеального газа уравнение состояния предложено Менделеевым:

$$pV_{\mu} = \mu RT, \quad (2.3)$$

где V_{μ} – объем моля газа; μ – молекулярная масса.

При нормальных физических условиях $V_{\mu} = 22,4 \text{ м}^3$.

Универсальная газовая постоянная

$$\mu R = \frac{101325 \cdot 22,4}{273,15} = 8314,3 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}.$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8314,3}{\mu} \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}. \quad (2.4)$$

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

$$V_0 = V \frac{p T_n}{p_n T}.$$

З а д а ч и

Пример 2.1. В сосуде содержится воздух массой 16 кг. Определить объем воздуха, если давление $P=0,24 \text{ МПа}$ и температура $t = 36^{\circ}\text{C}$.

Решение. По уравнению состояния $PV = MRT$, определяем объем воздуха:

$$V = \frac{MRT}{P} = \frac{16 \cdot 187 \cdot (36 + 273)}{0,24 \cdot 10^6} = 5,9 \text{ м}^3.$$

Здесь $R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{29} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$; $\mu = 29$ [6,12].

Пример 2.2. В ёмкости с объемом 60 м^3 хранится углекислый газ (CO_2). Определить массу газа, если температура $t = 17^{\circ}\text{C}$ и давление $P=7,5 \text{ МПа}$.

Решение. Из уравнения состояния определяем массу газа

$$M = \frac{PV}{RT} = \frac{7,5 \cdot 10^6 \cdot 60}{189 \cdot 290} = 8200 \text{ кг},$$

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{44} = 189 \text{ Дж / кг}^{\circ}\text{C}; \quad \mu = 44 \text{ [6,12]}.$$

Пример 2.3. В сосуде объёмом 45000 л содержится газ температурой $t = 6^{\circ}\text{C}$ и давлением $P = 1,7 \text{ МПа}$. Определить, какой газ содержится в сосуде, если его масса $M = 66 \text{ кг}$.

Решение. По молекулярной массе вещества можно определить, какой газ содержится в сосуде. Для этого по уравнению состояния находим:

$$\mu = \frac{R_{\mu} \cdot MT}{PV} = \frac{8314 \cdot 66 \cdot 279}{1,7 \cdot 10^6 \cdot 45} = 2,001$$

Значит, в сосуде содержится водород.

Пример 2.4. Определить абсолютное давление газа в резервуаре, если ртутный манометр показывает давление 305 мм рт. ст., а барометр 745 мм рт. ст.

Решение. Абсолютное давление в резервуаре $p_{\text{абс}}$ больше барометрического, поэтому оно равно сумме манометрического (избыточного) $p_{\text{м}}$ и барометрического $p_{\text{б}}$ давления:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{б}} + p_{\text{м}} = 1050 \text{ мм рт. ст.} = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,4 \text{ бар.}$$

Пример 2.5. Чему равно абсолютное давление газа в резервуаре, если при температуре 30°C ртутный манометр показывает 1200 мм, а ртутный барометр – 755 мм. Температурное расширение ртути учитывать по формуле $h_0 = h (1 - 0,000172 t)$.

Решение. Без учета поправки на температурное расширение ртути

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{н}} + p_{\text{б}} = 1200 + 755 = 1955 \text{ мм рт. ст.} = 2,605 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

С учетом поправки

$$p_{\text{абс}} = 2,605 \cdot 10^5 (1 - 0,000172 \cdot 30) = 2,595 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

2.1. Чтобы исключить испарение ртути из открытого конца трубки U - образного манометра, на ртуть налит слой воды высотой 10 мм. Определить вызванную этим относительную погрешность манометра, если его показание $p_{\text{м}} = 350 \text{ мм рт. ст.}$

2.2. При температуре 20°C давление в баллоне с кислородом 100 бар. Как изменится показание манометра, если баллон будет охлажден до -30°C ? Давление считать равным 10^5 Н/м^2 .

2.3. Определить молекулярную массу газа, если в сосуде емкостью 1 л при температуре 15°C и давлении $2 \cdot 10^5$ Н/м² содержится 0,00267 кг газа.

2.4. Какой объем занимает 1кг воздуха при нормальных физических условиях?

2.5. Определить плотность азота и кислорода при нормальных физических условиях.

2.6. Определить производительность компрессора при нормальных физических условиях, если он подает 0,1 м³/с воздуха при $p = 0,9$ МН/м² и температуре 160°C.

Задание № 5

В баллоне объемом V (л) содержится газ давлением P_1 (МПа) и температурой t_1 (°C). После использования некоторого количества газа давление и температура стали P_2 (МПа) и t_2 (°C). Определить массу использованного газа.

Вариант по последней цифре шифра	Газ	V , л	P_1 , МПа	t_1 , °C	Вариант по предпоследней цифре шифра	P_2 , МПа	t_2 , °C
0	CO ₂	60	0,8	27	0	0,6	20
1	Воздух	110	1,2	54	1	0,4	18
2	O ₂	20	7,0	85	2	0,7	8
3	CO	70	4,3	11	3	1,4	4
4	N ₂	30	2,0	90	4	0,9	40
5	CH ₄	140	0,6	21	5	0,2	7
6	O ₂	10	3,2	34	6	1,7	18
7	N ₂	40	1,0	85	7	0,5	42
8	H ₂	90	1,8	36	8	1,0	20
9	Ar	200	9,0	40	9	4,5	20

2.2. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

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 называется давление, создаваемое отдельным компонентом в полном объеме при температуре смеси. Если объ-

ем смеси V (м^3) и давление p ($\text{Н}/\text{м}^2$), то парциальное давление отдельного компонента

$$p_i = p \frac{V_i}{V}, \quad \text{Н}/\text{м}^2, \quad (2.5)$$

где V_i – приведенный объем отдельного компонента при параметрах смеси, м^3 .

Состав смеси может быть задан одним из следующих способов.

1. Массовый состав смеси:

а) в абсолютных единицах массы

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_n, \quad \text{кг},$$

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

б) в относительных массовых долях

$$\frac{m_1}{m} + \frac{m_2}{m} + \dots + \frac{m_n}{m} = g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1; \quad \sum_{i=1}^n g_i = 1. \quad (2.6)$$

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

2. Объемный состав смеси:

а) в абсолютных единицах объема

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n, \quad \text{м}^3,$$

где V_1 , V_2 и т. д. – приведенные объемы отдельных компонентов смеси, м^3 ;

б) в относительных объемных долях

$$\frac{V_1}{V} + \frac{V_2}{V} + \dots + \frac{V_n}{V} = r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1; \quad (2.7)$$

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1,$$

где r_i – объемная доля отдельного компонента.

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

Кажущаяся молекулярная масса смеси

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

где μ_i – молекулярная масса отдельных компонентов смеси.

Газовая постоянная смеси

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} = 8314 \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}, \quad \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \quad (2.9)$$

Соотношение между массовыми и объемными долями

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}; \quad r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (2.10)$$

З а д а ч а

Пример 2.6. Определить парциальные давления кислорода и азота в воздухе при нормальных физических условиях, если массовый состав воздуха $g_{O_2} = 23,2\%$ и $g_{N_2} = 76,8\%$.

Решение. Парциальное давление компонента смеси определяется давлением смеси и объемной долей r_i этого компонента: $p_i = p r_i$. Объемная доля может быть определена, если известны массовая доля и молекулярная масса смеси:

$$r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}; \quad r_{O_2} = \frac{\frac{0,232}{32}}{\frac{0,232}{32} + \frac{0,768}{28}} = 0,21.$$

Так как $\sum r_i = 1$, то $r_{N_2} = 1 - 0,21 = 0,79$. Тогда

$$p_{O_2} = 101300 \cdot 0,21 = 21300 \text{ Н/м}^2. \text{ По закону Дальтона } \sum_{i=1}^n p_i = p.$$

Следовательно, $p_{N_2} = 101300 - 21300 = 80000 \text{ Н/м}^2$.

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

2.7. Смесь содержит 20 массовых долей водорода и 80 кислорода. Определить объемный состав смеси.

2.8. Определить молекулярную массу и газовую постоянную дымовых газов, имеющих следующий объемный состав:

$$r_{CO_2} = 8,6\%; \quad r_{O_2} = 9\%; \quad \text{и} \quad r_{N_2} = 82,4\%.$$

2.9. 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.

2.10. 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 $p_{из} = 0,1 \text{ МН/м}^2$. Параметры окружающей среды: $p_0 = 750 \text{ мм рт. ст.}$ и $t = 20^\circ\text{C}$.

Задание № 6

Состав газовой смеси (по объёму), находящийся в сосуде объёмом V , следующий: H_2 , CO , CO_2 , N_2 , SO_2 . Определить удельную газовую постоянную, молекулярную массу, массовые доли, парциальные давления и массу газовой смеси, если его температура t и давление p . (Данные по решению задачи приведены в таблице).

Последняя цифра шифра	V , м^3	P , МПа	t , $^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	H_2 , %	CO , %	CO_2 , %	N_2 , %	SO_2 , %
0	200	0,10	19	0	7,0	27,6	2,0	4,8	58,6
1	220	0,15	17	1	45,0	22,5	7,0	13,5	12,0
2	240	0,20	20	2	20,0	20,0	15,0	30,0	15,0
3	230	0,25	27	3	57,0	6,0	23,0	2,0	12,0
4	210	0,30	0	4	50,0	18,0	2,0	10,0	20,0
5	180	0,40	10	5	48,0	10,0	5,0	5,0	32,0
6	160	0,10	12	6	30,0	15,0	9,5	5,5	40,0
7	140	0,20	25	7	19,5	18,0	10,5	5,0	17,0
8	170	0,35	29	8	9,5	10,5	15,5	10,0	54,5
9	150	0,45	18	9	14,5	22,5	18,5	6,5	38,0

2.3. ТЕПЛОЁМКОСТЬ

Теплоёмкостью называется количество тепла, необходимое для повышения температуры тела на 1°C . Теплоёмкость единицы количества вещества называется *удельной теплоёмкостью*. Разли-

чают удельные теплоемкости: массовую – c , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; объемную – C , $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; мольную – μc , $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$:

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{C 22,4}{\mu}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \quad (2.11)$$

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 тепла. Теплоемкость газов с повышением температуры увеличивается. Если 1 кг газа нагревается от t_1 ($^{\circ}\text{C}$) до t_2 ($^{\circ}\text{C}$) с подводом тепла q (кДж), то *средняя теплоемкость* c газа в рассматриваемом интервале температур $t_1 - t_2$ определя-

ется по формуле
$$c \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Теплоемкость тела, соответствующая определенной температуре, называется истинной теплоемкостью. Зависимость истинной теплоемкости газа от температуры имеет вид: $c = a + bt + dt^2 + \dots$, где a , b , d – постоянные для каждого газа коэффициенты. Средняя теплоемкость в интервале температур $t_1 - t_2$

$$c \Big|_{t_1}^{t_2} = a + \frac{b}{2}(t_1 + t_2) + \frac{d}{3}(t_1^2 + t_1 t_2 + t_2^2) + \dots$$

Для интервала температур $0 - t$
$$c \Big|_0^t = a + \frac{b}{2}t + \frac{d}{3}t^2 + \dots$$

Если известны табличные значения средней теплоемкости $c \Big|_0^t$, то

средняя теплоемкость в интервале $t_1 - t_2$

$$c \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c \Big|_n^{t_2} - c \Big|_n^{t_1}}{t_2 - t_1}, \quad \kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \quad (2.12)$$

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 $c_p = c_v + R$. (2.13)

Отношение теплоемкостей $\frac{c_p}{c_v} = k$, (2.14)

где c – теплоёмкость твёрдых тел, k – показатель адиабаты.

Теплоемкость смеси идеальных газов:

а) массовая теплоемкость смеси $c = \sum_{i=1}^n g_i c_i$, $\kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$: (2.15)

б) объемная теплоемкость смеси

$$C = \sum_{i=1}^n r_i C_i, \quad \kappa \text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}). \quad (2.16)$$

Теплоёмкость рабочего тела в политропном процессе

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1}, \quad \kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \quad (2.17)$$

где n – показатель политропы.

Теплоёмкость деформирующихся твёрдых тел в интервале температур 175-450 К можно определить по формуле [18]

$$c_{ef} = m_1 \left[c_{ув} \left(1 - \frac{W}{100} \right) + \frac{c_c \cdot W}{100} \right] + m_2 [60 + 4 \cdot (T - 50) \cdot \exp 0,028 W] + \\ + m_3 [540 + (356 \cdot W^{0,8} + 0,73) \cdot (T - 110,5)]$$

где m_1, m_2, m_3 – массовые доли компонентов материала; c_{ef} – эффективная удельная теплоёмкость, $\kappa \text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $c_{сасв}$, c_c – удельная теплоёмкость абсолютно сухого вещества и воды, $\kappa \text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; W – влажность, %; T – абсолютная температура, К.

Теплота нагревания газа

$$Q = mc \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = V_0 C \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = M \mu c \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad (2.18)$$

где M – число молей газа.

Таблица 2.1

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

Если не учитывать зависимость теплоемкости газов от температуры, то можно пользоваться табл. 2.1. Интерполяционные формулы для расчета истинных и средних мольных теплоемкостей газов в интервале температур 0 – 1000°С приведены в [9].

Задачи

Пример 2.7. Определить средние мольную, объёмную и весовую теплоёмкости в процессах постоянного объёма в интервале температур от 0 до 1300°С для смеси газов, имеющей следующий объёмный состав: 8 % CO₂; 2 % CO и 85 % N₂; 5 % H₂.

Решение. Средняя молярная теплоёмкость смеси

$$\begin{aligned} \mu c_{p, \text{см. ср}} &= \mu c_{p, \text{CO}_2} r_{\text{CO}_2} + \mu c_{p, \text{H}_2} r_{\text{H}_2} + \mu c_{p, \text{CO}} r_{\text{CO}} + \mu c_{p, \text{N}_2} r_{\text{N}_2} = \\ &= 12,258 \cdot 0,08 + 7,234 \cdot 0,05 + 7,745 \cdot 0,02 + 7,629 \cdot 0,85 = \\ &= 7,980 \frac{\text{ккал}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \left(33,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \right). \end{aligned}$$

Средняя объёмная теплоёмкость смеси

$$C_{p, \text{см. ср}} = \frac{\mu c_{p, \text{см. ср}}}{22,4} = \frac{7,980}{22,4} = 0,356 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3 \cdot \text{К}} \left(1,49 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \right).$$

Средняя весовая теплоёмкость смеси

$$C_{p, \text{см. ср}} = \frac{\mu c_{p, \text{см. ср}}}{\mu_{\text{см}}} = \frac{7,980}{27,98} = 0,282 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \left(1,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

где $\mu_{\text{см}}$ – средний или кажущийся молекулярный вес смеси;

$$\begin{aligned}\mu_{см} &= \mu_{O_2} r_{O_2} + \mu_{H_2} r_{H_2} + \mu_{CO} r_{CO} + \mu_{N_2} r_{N_2} = 44 \cdot 0,08 + 2 \cdot 0,05 + 28 \cdot 0,02 + 28 \cdot 0,85 = \\ &= 27,98 \text{ ккал/моль} \quad \left(27,98 \text{ ккал/моль} \right)\end{aligned}$$

Пример 2.8 В закрытом резервуаре объёмом 100 л находится воздух при 0°C и давлении 760 мм рт. ст. Определить тепло, затраченное на нагревание этого воздуха до 200°C .

Решение. Средняя молярная теплоёмкость воздуха при $p=\text{const}$ в интервале температур $0-200^\circ \text{C}$

$$\mu_{C_{p,см,ср}} = 7,149 \cdot 0,21 + 0,79 \cdot 6,944 = 7,025 \frac{\text{ккал}}{\text{моль} \cdot \text{K}}.$$

Средняя молярная теплоёмкость воздуха при $v=\text{const}$ в том же интервале температур

$$\mu_{C_{v,см,ср}} = \mu_{C_{p,см,ср}} - 1,985 = 7,025 - 1,985 = 5,040 \frac{\text{ккал}}{\text{моль} \cdot \text{K}}.$$

Средняя объёмная теплоёмкость воздуха при $v=\text{const}$ в том же интервале температур

$$C_{v,см,ср} = \frac{\mu_{C_{v,см,ср}}}{22,4} = \frac{5,040}{22,4} = 0,225 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3 \cdot \text{K}} \left(0,94 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}} \right).$$

Тепло, затраченное на нагревание воздуха от 0 до 200°C ,

$$Q = V_H C_{v,см} = 0,1 \cdot 0,225 \cdot 200 = 4,5 \text{ ккал} \quad (18,8 \text{ кДж}).$$

Пример 2.9. Воздух по объёму состоит из 20,9 % кислорода и 79,1 % азота. Определить состав воздуха по весу, парциальное давление кислорода и азота при давлении смеси 760 мм рт.ст. и удельный вес воздуха при нормальных физических и технических условиях.

Решение. Определим кажущийся молекулярный вес смеси из уравнения

$$\mu_{см} = \mu_{O_2} r_{O_2} + \mu_{N_2} r_{N_2} = 32 \cdot 0,209 + 28,02 \cdot 0,791 = 28,9 \text{ кг/моль}.$$

Удельный вес воздуха при нормальных физических условиях (при 0°C и $p=760 \text{ мм рт. ст.}$) определим из уравнения

$$\gamma = \frac{\mu_{см}}{22,4} = \frac{28,9}{22,4} = 1,293 \text{ кг/нм}^3;$$

при нормальных технических условиях (15°C и $735,6 \text{ мм рт. ст.}$) — из уравнения

$$\gamma' = \frac{\mu_{см}}{24,4} = \frac{28,9}{24,4} = 1,185 \text{ кг/нм}^3.$$

Состав воздуха по весу

$$g_{O_2} = \frac{\mu_{O_2}}{\mu_{см}} r_{O_2} = \frac{32}{28,9} \cdot 0,209 = 0,232,$$

$$g_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu_{см}} r_{N_2} = \frac{28,02}{28,9} \cdot 0,791 = 0,768.$$

Парциальные давления кислорода и азота

$$p_{O_2} = r_{O_2} p_{см} = 0,209 \cdot 760 = 159 \text{ мм рт. ст.};$$

$$p_{N_2} = r_{N_2} p_{см} = 0,791 \cdot 760 = 601 \text{ мм рт.ст.}$$

Пример 2.10. Смесь двух объёмов водорода и одного объёма кислорода называют гремучим газом. Определить газовую постоянную гремучего газа.

Решение. Объёмные доли водорода и кислорода соответственно будут равны $r_{H_2} = \frac{2}{3}$; $r_{O_2} = \frac{1}{3}$. Газовая постоянная гремучего газа

$$R = \frac{848}{r_{H_2} \mu_{H_2} + r_{O_2} \mu_{O_2}} = \frac{848}{\frac{2}{3} \cdot 2,016 + \frac{1}{3} \cdot 32} = 70,66 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \left(693 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Контрольные задачи

2.11. Определить массовую и объёмную теплоемкость воздуха при постоянном давлении и постоянном объеме, считая ее не зависящей от температуры.

2.12. Определить теплоемкости c_p и c_v кислорода, пренебрегая зависимостью теплоемкости от температуры.

2.13. Вычислить истинную изобарную теплоемкость воздуха при $t = 800^\circ\text{C}$, принимая линейную зависимость теплоемкости от температуры. Сравнить ее с теплоемкостью, определяемой без учета зависимости от температуры. Какова относительная погрешность определения c_p во втором случае?

2.14. Какова массовая теплоемкость c_p продуктов сгорания топлива, имеющих следующий объемный состав: $r_{CO_2} = 12,2\%$; $r_{O_2} = 7,1\%$; $r_{CO} = 0,4\%$ и $r_{N_2} = 80,3\%$.

2.15. Определить тепло, необходимое для нагревания воздуха от -30 до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в системе кондиционирования, если расход воздуха через калорифер составляет $3000\text{ м}^3/\text{ч}$ при постоянном давлении 750 мм рт. ст. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры.

2.16. Какое количество тепла требуется для нагревания при постоянном давлении $p_1 = 0,1\text{ МН/м}^2$ 1 м^3 воздуха от 15 до $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

Задание № 7

Газ с температурой t_1 и давлением P_1 находится в баллоне объемом V . После охлаждения температура газа снизилась до t_2 . Определить массу газа, давление после охлаждения и количество выделившегося тепла для 3-х случаев:

1 – $c = \text{const}$; 2 – $c=f(t)$ – прямая; 3 – $c=f(t)$ – кривая.

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V, \text{ м}^3$	0,11	0,15	0,2	0,35	0,45	0,7	0,3	0,25	0,55	0,45
$P, \text{ МПа}$	1,0	0,5	0,8	1,5	2,0	0,05	0,9	1,2	2,5	2,1
$T_1, \text{ }^{\circ}\text{C}$	100	90	60	120	150	200	80	75	40	250
$T_2, \text{ }^{\circ}\text{C}$	27	20	7	17	27	25	20	15	19	10
Газ	CO_2	O_2	Ar	Воз-дух	N_2	SO_2	H_2	H_2O	CO	H_2

2.4. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики является частным случаем общего закона сохранения и превращения энергии применительно к процессам взаимного превращения теплоты и работы; он утверждает, что сумма всех видов энергии W изолированной системы при любых происходящих в системе процессах остается постоянной: $W = \text{const}$; $dW = 0$.

При осуществлении термодинамического процесса подводимое к телу тепло Q идет на изменение его внутренней энергии ΔU и совершение механической работы L :

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.19)$$

Для 1 кг рабочего тела

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

Задача

Пример 2.11. Определить расход воздуха в системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания мощностью $N = 38 \text{ кВт}$, если отводимое тепло составляет 75% работы двигателя, а температура охлаждающего воздуха повышается на 15°C .

Решение: Теплота, отводимая в системе охлаждения,

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

Из уравнения теплового баланса воздуха, охлаждающего двигатель, находим:

$$m = \frac{Q}{c_p \Delta t} = \frac{28,5}{1,0 \cdot 15} = 1,9 \text{ кг/с.}$$

Контрольные задачи

2.17. В процессе расширения к 1 кг кислорода подводится 250 кДж тепла. Какую работу совершит при этом газ, если в результате процесса температура его понизится на 100°C ? Зависимость теплоемкости от температуры не учитывать.

2.18. Определить изменение температуры 50 кг нефтяного масла при его нагревании и перемешивании, если известно, что количество подводимой теплоты $Q = 900 \text{ кДж}$, работа перемешивания $L = 180 \text{ кДж}$. Теплоемкость масла $2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

2.19. Теплота сгорания 1 кг дизельного топлива 42000 кДж. Определить работу, которую можно получить при использовании его в тепловом двигателе с к.п.д. 40%.

2.20. При расщеплении 1 кг урана в реакторе атомной электростанции количество выделяемого тепла оценивается величиной $22,9 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Определить, какое количество каменного угля с теплотой сгорания 29300 кДж/кг потребуется для получения такого же количества тепла.

2.21 Двигатель внутреннего сгорания мощностью 2000 л.с. работает с удельным расходом топлива 210 г/кВт·ч. Определить

часовой расход топлива, если теплота сгорания топлива $Q_H^p = 42000 \text{ кДж/кг}$.

2.22. Определить к.п.д. паротурбинной электростанции, если при мощности 100 МВт она расходует $29000 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа с теплотой сгорания $Q_H^p = 33,5 \text{ МДж/м}^3$.

Задание № 8

Воздух массой M и с начальными параметрами t_1 и P_1 в политропном процессе расширился (сжат) до давления P_2 . Показатель политропы процесса n . Воздух при $P_2 = \text{const}$ нагревается (охлаждается) количеством тепла Q . Определить конечные параметры воздуха в политропном и изобарном процессах, количество тепла в каждом процессе, выполненную (потраченную) работу и изменение внутренней энергии. Данные для решения задачи приведены в таблице.

Вариант по последней цифре шифра	P_1 , МПа	P_2 , МПа	n	Вариант по предпоследней цифре шифра	M , кг	T_1 , °C	Q , кДж
0	0,1	5,0	1,3	0	10	17	4000
1	25	0,2	1,28	1	20	27	7500
2	1,05	4,0	1,25	2	30	150	-4000
3	0,2	5,0	1,24	3	35	100	-5000
4	3,0	0,5	1,32	4	45	120	2000
5	0,3	0,1	1,2	5	50	110	6000
6	0,8	0,1	1,25	6	25	12	-7000
7	1,2	1,3	1,3	7	10	10	4500
8	0,15	3,0	1,25	8	25	37	3000
9	1,5	0,2	1,2	9	15	57	2500

2.5. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

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. 2.2 приведены основные расчетные соотношения для указанных термодинамических процессов.

Таблица 2.2

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

Изменение внутренней энергии в термодинамических процессах с идеальным газом

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1), \quad \text{кДж/кг.} \quad (2.20)$$

Энтальпия

$$i = u + p\nu.$$

Изменение энтальпии в любом термодинамическом процессе с идеальным газом $\Delta i = c_p(T_2 - T_1)$, кДж/кг. (2.21)

Задачи

Пример 2.12. Какую мощность должен иметь электрический калорифер, чтобы нагревать поток воздуха от температуры $t_1 = -20^\circ\text{C}$, если производительность вентилятора $3600 \text{ м}^3/\text{ч}$. Зависимостью теплоемкости от температуры пренебречь. Барометрическое давление $p_b = 750 \text{ мм рт. ст.}$

Решение: Массовый расход воздуха через калорифер:

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 3600}{287 \cdot 253 \cdot 3600} = 1,377 \text{ кг/с.}$$

Мощность калорифера

$$Q = mc_p \Delta t = 1,377 \cdot 1,013 \cdot 40 = 55,6 \text{ кВт.}$$

Пример 2.13. Какое количество тепла необходимо подвести к 1 кг воздуха, имеющего температуру $t_1 = 15^\circ\text{C}$, чтобы его объем при постоянном давлении увеличился в два раза? Определить температуру воздуха в конце процесса. Теплоемкость воздуха считать постоянной.

Решение. Определяем температуру воздуха в конце процесса:

$$\frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{T_2}{T_1} = 2; \quad T_2 = 2T_1 = 288 \cdot 2 = 576 \text{ }^\circ\text{K}; \quad t_2 = 303^\circ\text{C.}$$

Подведенное тепло $q = c_p \Delta t = 1,013 (303 - 15) = 291,5 \text{ кДж/кг.}$

Пример 2.14. 1 кг углекислоты сжимается изотермически при температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ до десятикратного уменьшения объема. Определить конечное давление, работу сжатия и отводимое тепло, если начальное давление $p_1 = 1 \text{ бар.}$

Решение. Конечное давление для изотермического процесса определяется по закону Бойля – Мариотта:

$$p_2 \nu_2 = p_1 \nu_1; \quad p_2 = p_1 \frac{\nu_1}{\nu_2} = 1 \cdot 10 = 10 \text{ бар.}$$

Так как в изотермическом процессе нет изменения внутренней энергии, то все подведенное тепло расходуется на совершение

работы: $q = l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = 189 \cdot 293 \cdot 2,3 \lg 0,1 = -127 \text{ кДж/кг}.$

Пример 2.15. 1 кг воздуха с начальной температурой $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и давлением $p_1 = 6 \text{ бар}$ расширяется адиабатно до $p_2 = 1 \text{ бар}$. Определить параметры состояния в конце процесса расширения, работу процесса и изменение внутренней энергии газа.

Решение. Температура в конце адиабатного расширения

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{1}{6} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 176 \text{ К}; \quad t_2 = -97^\circ\text{C}.$$

Удельный объем воздуха в конце процесса –

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 176}{10^5} = 0,505 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Работа в адиабатном процессе –

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{287}{1,4-1} (293 - 176) = 84000 \text{ Дж}.$$

Изменение внутренней энергии –

$$\Delta u = u_2 - u_1 = -l = -84000 \text{ Дж}.$$

Пример 2.16. В баллоне находится углекислота, давление которой по показанию манометра $p_1 = 29 \text{ бар}$ и температура $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Определить изменение давления и температуры, если из баллона выпустить половину содержащейся в нем углекислоты. Расширение остающейся в баллоне углекислоты считать адиабатным.

Решение. Если выпустить половину углекислоты из баллона, то оставшаяся часть адиабатно расширится, заняв весь объем. Температура в конце процесса адиабатного расширения

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 293 \left(\frac{1}{2} \right)^{1,285-1} = 240 \text{ }^\circ\text{K}; \quad t_2 = -33^\circ\text{C}.$$

Абсолютное давление в баллоне

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 30 \left(\frac{1}{2} \right)^{1,285} = 12,3 \text{ атм}$$

Избыточное (манометрическое) давление $p_6 = 11,3 \text{ атм}.$

Контрольные задачи

2.23. В закрытом резервуаре находится воздух при давлении 750 мм рт. ст. и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Определить, насколько понизится давление в резервуаре, если его охладить до $t_2 = -30^\circ\text{C}$.

2.24. До какой температуры нужно нагреть газ при постоянном объеме, чтобы его давление увеличилось в два раза, если начальная температура $t_1 = 15^\circ\text{C}$?

2.25. В каком соотношении находятся объемы воздуха, подаваемого вентилятором при температуре $t_1 = -30^\circ\text{C}$ через калорифер и вытесняемого из помещения, если в нем поддерживается температура 25°C ?

2.26. В процессе сгорания при постоянном давлении в цилиндре двигателя внутреннего сгорания температура газа повышается от $t_1 = 500$ до $t_2 = 1500^\circ\text{C}$. Определить работу расширения 1 кг газа, считая, что он обладает свойствами воздуха.

2.27. Определить, какая доля тепла, подводимого к одноатомному газу при постоянном давлении, расходуется на повышение его температуры.

2.28. Воздух, подаваемый для вентиляции помещения, проходит калорифер и нагревается от $t_1 = -20$ до $t_2 = +15^\circ\text{C}$ при постоянном давлении 750 мм рт. ст. Определить производительность вентилятора, если тепловая мощность калорифера 10 кВт. Теплоемкость воздуха принять постоянной.

2.29. Определить электрическую мощность нагревателя, если он подогревает воздух, подаваемый вентилятором, от $t_1 = -10$ до $t_2 = +10^\circ\text{C}$. Производительность вентилятора 3000 м³/ч при давлении 800 мм рт. ст.

2.30. 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 $t_1 = 80^\circ\text{C}$.

2.31. 1 кг азота сжимается адиабатно, в результате чего его давление возрастает с 1 до 10 атм, при этом затрачиваемая на сжатие работа равна 208 кДж. Определить начальную и конечную температуру азота.

2.32. При адиабатном сжатии 3 кг кислорода затрачивается работа, равная 45 кДж. Определить изменение температуры и

давления при сжатии, если начальные параметры состояния соответствуют нормальным физическим условиям.

2.33. К 1 кг азота при политропном расширении подводится 100 кДж теплоты. Получаемая в процессе работа равна 150 кДж. Определить конечную температуру газа, если начальная 15°C.

2.34. Воздух в цилиндре поршневого компрессора сжимается политропно при $n = 1,25$ с повышением давления от 3 до 9 атм. Определить работу сжатия 1 кг воздуха и конечную температуру воздуха, если в начале сжатия температура была 60°C.

2.35 В цилиндре газового двигателя внутреннего сгорания рабочая смесь сжимается с повышением температуры от 80 до 450°C. Определить показатель политропы сжатия, если степень сжатия в двигателе $V_1/V_2 = 8$.

2.6. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Второй закон термодинамики устанавливает направление самопроизвольных тепловых процессов в природе и определяет условия превращения тепла в работу. Он утверждает, что тепло в природе самопроизвольно переходит только от тел более нагретых к менее нагретым.

Второй закон термодинамики является опытным статистическим законом и строго справедлив только для макросистем, т. е. систем, содержащих большое число частиц. В соответствии со вторым законом термодинамики для превращения тепла в работу в любом тепловом двигателе необходимо иметь два тела с различными температурами. Более нагретое будет источником тепла для получения работы, менее нагретое – теплоприемником. При этом к.п.д. теплового двигателя всегда будет меньше единицы.

Термический к.п.д. теплового двигателя

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_{cp}^{отв}}{T_{cp}^{подв}}, \quad (2.22)$$

где Q_1 и Q_2 – соответственно тепло, подведенное в цикле и отданное теплоприемнику; $T_{cp}^{подв}$ и $T_{cp}^{отв}$ – соответственно средние температуры подвода и отвода тепла.

Для идеального цикла теплового двигателя; т. е. для прямого обратимого цикла Карно

$$\eta_{тк} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_{мин}}{T_{макс}}, \quad (2.23)$$

где $T_1 = T_{\text{макс}}$ – температура горячего источника теплоты; $T_2 = T_{\text{мин}}$ – температура холодного источника теплоты или теплоприемника.

Термический к.п.д. любого реального цикла теплового двигателя всегда меньше термического к.п.д. цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур.

Важнейшим параметром состояния вещества является энтропия S . Изменение энтропии в бесконечно малом обратимом термодинамическом процессе определяется уравнением, являющимся аналитическим выражением второго закона термодинамики:

$$dS = \frac{dQ}{T}, \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Для 1 кг вещества

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)},$$

где dq – бесконечно малое количество тепла, подводимого или отводимого в элементарном процессе при температуре T , в кДж/кг.

$$\Delta S_{1-2} = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad \text{или} \quad \Delta s_{1-2} = \int \frac{dq}{T}. \quad (2.24)$$

Энтропия является функцией состояния, поэтому ее изменение Δs в термодинамическом процессе определяется только начальными и конечными значениями параметров состояния. Изменение энтропии в основных термодинамических процессах:

а) в изохорном

$$\Delta s_v = 2,303c_v \lg \frac{T_2}{T_1}, \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.25)$$

б) в изобарном

$$\Delta s_p = 2,303c_p \lg \frac{T_2}{T_1}, \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.26)$$

в) в изотермическом

$$\Delta s_T = 2,303R \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,303R \lg \frac{v_2}{v_1}, \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.27)$$

г) в адиабатном

$$\Delta s_{\text{ад}} = 0; \quad (2.28)$$

д) в политропном

$$\Delta s = 2,303c_v \frac{n-k}{n-1} \lg \frac{T_2}{T_1}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.29)$$

З а д а ч и

Пример 2.17. При постоянном давлении 760 мм рт. ст. к 1 кг азота, имеющему температуру 15°C, подводится 100 кДж тепла. Определить начальное значение энтропии и ее изменение в процессе.

Решение. Изменение температуры в изобарном процессе

$$\Delta t = \frac{q}{c_p} = \frac{100000}{1,045} = 95,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Изменение энтропии в изобарном процессе

$$\Delta s_{1-2} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 1045 \cdot 2,3 \lg \frac{333,7}{288} = 300 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Начальное значение энтропии определяется по формуле изменения энтропии в процессе, если принять за начало отсчета нормальные физические условия, т. е. $s_{н. ф. у.} = s_0 = 0$:

$$\Delta s_{0-1} = s_1 - s_0 = s_1;$$

$$s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{273} - R \ln \frac{p_1}{p_H} = 1045 \cdot 2,3 \lg \frac{288}{273} = 55,25 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Пример 2.18. В цикле Карно подвод тепла осуществляется при $t_1 = 1200^\circ\text{C}$. Полезная работа, получаемая в цикле, $L = 265 \text{ кДж}$. Определить термический к.п.д. цикла, подведенное и отведенное тепло и температуру отвода тепла t_2 , если рабочее тело – 1 кг воздуха, а относительное изменение объемов в изотермических процессах равно 3.

Решение. Для процесса изотермического расширения с подводом тепла

$$q_1 = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = 287 \cdot 1473 \cdot 2,3 \cdot \lg 3 = 465 \text{ кДж/кг.}$$

Термический к.п.д. цикла Карно

$$\eta_i = \frac{l}{q_1} = \frac{265}{465} = 0.57.$$

Отводимое тепло $q_2 = q_1(1 - \eta_i) = 465 \cdot 0.43 = 200 \text{ кДж/кг}.$

Температура отвода тепла

$$T_2 = T_1(1 - \eta_i) = 1473(1 - 0.57) = 634 \text{ К} = 361^\circ\text{С}.$$

Контрольные задачи

2.36. 1 кг воздуха изохорно нагревается от $t_1 = 10$ до $t_2 = 100^\circ\text{С}$. Определить изменение энтропии и тепло, подведенное в процессе.

2.37. Определить термический к. п. д. цикла теплового двигателя и отведенное тепло Q_2 , если подводимое в цикле тепло $Q_1 = 280 \text{ кДж}$, а полезная работа $L = 120 \text{ кДж}$.

2.38. Цикл Карно совершается с 1 кг воздуха в интервале температур 927 и 27°С . Подводимая в цикле теплота $Q_1 = 30 \text{ кДж}$. Определить максимальное давление в цикле, термический к.п.д. и полезную работу L , если минимальное давление в цикле 1 атм.

2.39. Для цикла Карно, осуществляемого в интервале температур от 100 до 0°С и давлений от 10 до 1 атм, определить термический к.п.д., подводимое и отводимое тепло на 1 кг рабочего тела, в качестве которого принять азот.

2.7. ВОДЯНОЙ ПАР

Пар – это реальный газ, находящийся в состоянии, близком к конденсации. Пар может быть влажный, сухой насыщенный и перегретый. Сухой пар, находящийся в равновесии с жидкостью, – это насыщенный пар. Влажный пар – это механическая смесь сухого пара и кипящей жидкости. Перегретый пар является насыщенным паром.

Энтальпия пара $i = i_l + q$, ккал/кг

Степень сухости пара

$$x = \frac{i - i'}{r}.$$

Удельный вес пара $\gamma_x = \frac{\gamma''}{x}$, кг/м³ (Н·г³),

где i_f – энтальпия воды при температуре T ; q – тепло затраченное; i' – энтальпия кипящей жидкости; γ'' – удельный вес сухого пара, кг/м^3 ; y_x – удельный вес пара, x – степень сухости пара.

Удельный объем влажного пара

$$v_x = xv'' + (1 - x) v', \quad \text{м}^3/\text{кг}, \quad (2.30)$$

где v' и v'' – удельный объем кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; x – степень сухого пара.

Теплота, энтальпия, энтропия:

сухого насыщенного пара –

$$\lambda'' = \lambda' + r, \quad \text{кДж/кг}; \quad i'' = \lambda'' + p v_0, \quad \text{кДж/кг};$$

$$s'' = c'_{m} \ln \frac{T_H}{273} + \frac{r}{T_H}, \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (2.31)$$

где $\lambda' = c'_{m} t_n$ – теплота кипящей жидкости, кДж/кг ; r – теплота парообразования, кДж/кг ; v_0 – удельный объем воды при $t = 0$ °С; T_H – температура кипения (насыщения), К; c'_{m} – средняя теплоемкость воды в интервале температур от 0 до t_n °С в $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$;

влажного пара –

$$\lambda_x = \lambda' + rx, \quad \text{кДж/кг}; \quad i_x = \lambda_x + p v_0, \quad \text{кДж/кг};$$

$$s_x = c'_{m} \ln \frac{T_H}{273} + \frac{rx}{T_H}, \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (2.32)$$

перегретого пара –

$$\lambda = \lambda' + r + q_{\text{пер}}, \quad \text{кДж/кг}; \quad i = \lambda + p v_0, \quad \text{кДж/кг};$$

$$s = c'_{m} \ln \frac{T_H}{273} + \frac{r}{T_H} + c_{p_m} \ln \frac{T}{T_H}, \quad \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (2.33)$$

где $q_{\text{пер}} = c_{p_m} (T - T_H)$ – тепло перегрева пара, кДж/кг ; T – температура перегретого пара, К; c_{p_m} – средняя изобарная теплоемкость перегретого пара в интервале температур от T_H до T , $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Расчеты термодинамических процессов с водяным паром производятся с помощью термодинамических таблиц и диаграмм состояний водяного пара. Особое значение для расчета процессов

с водяным паром имеет i - s – диаграмма, каждая точка на которой соответствует определенным значениям параметров состояния p , v , T , i , s (приложение 12). На i - s – 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

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - i_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.34)$$

$$l = q - \Delta u = q - (i_2 - i_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad \text{кДж/кг}. \quad (2.35)$$

Подведенное или отведенное тепло:

в изохорном процессе –

$$q_v = \Delta u = (i_2 - i_1) - v(p_2 - p_1), \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.36)$$

в изобарном процессе –

$$q_p = \Delta i = i_2 - i_1, \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.37)$$

в изотермическом процессе –

$$q_T = T \Delta s = T(s_2 - s_1), \quad \text{кДж/кг}. \quad (2.38)$$

В этих формулах индексы 1 и 2 относятся соответственно к начальному и конечному состояниям водяного пара.

З а д а ч а

Пример 2.19. На сколько градусов перегрет водяной пар, если при давлении 15 бар его температура 300°C? Определить тепло перегрева, если энтальпия перегретого пара 3033 кДж/кг.

Решение. При давлении 15 атм. температура насыщения 198,28°C, следовательно, перегрев $\Delta t = 300 - 198,28 = 101,72^\circ\text{C}$. Энтальпия перегретого пара

$$i = i'' + q_{\text{пер}},$$

где i'' – энтальпия сухого насыщенного пара.

При давлении 15 бар $i'' = 2792$ кДж/кг, тогда

$$q_{\text{пер}} = 3033 - 2792 = 241 \quad \text{кДж/кг}.$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

2.40. Определить по таблицам давление, плотность, энтальпию и энтропию сухого насыщенного пара, имеющего температуру 200°C.

2.41. Определить температуру, удельный объем и энтальпию кипящей воды при давлении 100 атм.

2.42. Определить массу 3 м³ водяного пара при давлении 35 атм и температуре 450 °С.

2.43. 1 кг водяного пара расширяется адиабатно, в результате чего давление понижается от $p_1 = 40$ до $p_2 = 10$ атм. Начальная температура пара 500°С. Определить полезную внешнюю работу процесса (теплоперепад) и конечное состояние пара.

2.44. При постоянном давлении 10 бар к 1 кг сухого насыщенного пара подводится тепло в количестве 100 кДж. Определить конечное состояние, изменение внутренней энергии и работу, совершенную паром.

Задание №9

На получение пара давлением P_2 затрачено тепло q . Определить состояние пара и его удельный вес, если пар получался из воды с температурой t .

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2	75	70	65	60	55	50	65	70	75	80
q_l	480	550	500	525	450	425	400	575	600	625
t	150	135	140	145	150	155	160	170	175	180

2.8. ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

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

$$q = i_2 + i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \text{ кДж/кг,}$$

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

$$c_1 = 44,8 \sqrt{(i_1 - i_2) + \left(\frac{c_1}{44,8}\right)^2}, \quad \text{м/с}, \quad (2.39)$$

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

$$m_t = \frac{c_t f}{v}, \quad \text{кг/с}, \quad (2.40)$$

где c_t , f и v – теоретическая скорость, площадь сечения и удельный объем пара или газа в рассматриваемом сечении сопла. Для выходного сечения сопла

$$m_t = \frac{c_t f_2}{v_2}, \quad (2.41)$$

Для минимального сечения сопла Лаваля

$$m_t = \frac{c_{t\text{кр}} f_{\Gamma}}{v_{\text{кр}}}, \quad (2.42)$$

Критическое отношение давлений для сопла

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.43)$$

где $k = c_p/c_v$ – для газов.

Значения $\beta_{\text{кр}}$:

Двухатомный газ0,528

Перегретый водяной пар ...0,546

Насыщенный пар0,577

Давление в горловине сопла Лаваля

$$p_{\Gamma} = p_{\text{кр}} = p_0 \beta_{\text{кр}}. \quad (2.44)$$

При расчете истечения идеальных газов можно также пользоваться формулами

$$c_t = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2} \quad \text{или} \quad c = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_t g_t \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (2.45)$$

где $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ — отношение давлений для сопла; $\vartheta_1 = RT_1/p_1$

$$m_1 = \sqrt{2 \frac{k-1}{k} \frac{p_0}{v_0} \left[\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{или} \quad m = f \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \times \frac{p_2}{p_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (2.46)$$

Если $\beta = \beta_{кр}$, то при течении газов скорость и расход газа можно определить по формулам

$$c_1 = \sqrt{\frac{2}{k+1} k p_0 v_0}, \quad \text{м/с}; \quad (2.47)$$

$$m_1 = f \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_0}{v_0}}, \quad \text{кг/с}. \quad (2.48)$$

Дросселированием или *мятием* называется необратимый процесс понижения давления в потоке при прохождении им суженного канала. При адиабатном дросселировании газа или пара справедливо равенство

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}. \quad (2.49)$$

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* $T_{ин}$, процесс также будет изотермическим. Если начальная температура $T_1 < T_{ин}$, то дросселирование реального газа происходит с понижением температуры, если $T_1 > T_{ин}$ — с повышением. Значение $T_{ин}$ определяется природой газа и его давлением.

Возрастание энтропии при адиабатном дросселировании идеального газа

$$\Delta s = R \ln \frac{p}{p - \Delta p}, \quad \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (2.50)$$

где p – начальное давление; Δp – понижение давления при дросселировании.

Потеря работоспособности рабочим телом при дросселировании

$$\Delta l = T_0 \Delta s = RT_0 \ln \frac{p}{p - \Delta p}, \quad \text{Дж/кг}, \quad (2.51)$$

где T_0 – низшая температура в рассматриваемой системе тел (например, температура окружающей среды), К.

З а д а ч и

Пример 2.20. Во сколько раз изменится теоретическая скорость истечения сухого насыщенного пара $p_{\text{набс}} = 40 \text{ атм}$ в атмосферу, если суживающееся сопло заменить соплом Лавалья? Трение в сопле не учитывать.

Решение. $\beta = \frac{p_{\text{набс}}}{p_{\text{кр.набс}}} = \frac{1}{40} = 0,025 < \beta_{\text{кр}} = 0,577.$

Следовательно, истечение происходит в сверхзвуковой области.

Критическое давление

$$p_{\text{кр.набс}} = \beta_{\text{кр}} p_{\text{набс}} = 0,577 \cdot 40 = 23,1 \text{ атм}.$$

Скорость истечения из суживающегося сопла

$$\omega = 91,5 \sqrt{25} = 458 \text{ м/с},$$

из сопла Лавалья – $\omega = 91,5 \sqrt{143} = 1095 \text{ м/с}.$

Таким образом, при замене суживающегося сопла соплом Лавалья скорость истечения увеличивается в $\frac{1095}{458} = 2,39$ раз.

Пример 2.21. В стенке резервуара, из которого непрерывно воздушным насосом откачивается воздух, цилиндрическим сверлом диаметром 5 мм просверлено отверстие, благодаря чему воздух втекает из атмосферы в резервуар. Определить скорость и количество втекающего воздуха в 1 мин, если:

- 1) барометрическое давление 750 мм рт. ст., а температура наружного воздуха 20°C;
- 2) в резервуаре насосом поддерживается разрежение 600 мм рт. ст.
- 3) коэффициенты сужения и расхода просверленного отверстия равны соответственно 0,8 и 0,72.

Решение. Давление внутри резервуара $p_{2абс} = 750 - 600 = 150$ мм рт. ст.

Отношение
$$\frac{p_{2абс}}{p_{1абс}} = \frac{150}{750} = 0,2 < \beta_{кр} = 0,528.$$

Таким образом, истечение происходит в сверхзвуковой области.

Скоростной коэффициент сопла
$$\varphi = \frac{0,72}{0,80} = 0,9.$$

Скорость втекания воздуха

$$\omega = \varphi \alpha \sqrt{p_{1абс} v_1} = \varphi \alpha \sqrt{RT_1} = 0,9 \cdot 3,38 \sqrt{29,27 \cdot 293} = 281 \text{ м/с}.$$

Количество втекающего воздуха

$$\begin{aligned} G &= \mu F \psi_{max} \sqrt{\frac{p_{1абс}}{v_1}} = \mu F \psi_{max} \sqrt{\frac{p_{1абс}^2}{RT_1}} = \\ &= 0,72 \cdot 0,785 \cdot 0,005^2 \times 2,15 \sqrt{\left(\frac{750}{735,6}\right)^2 \frac{10^8}{29,27 \cdot 293}} = 0,00335 \text{ кг/с}, \end{aligned}$$

то же, в 1 мин:

$$G = 0,0035 \cdot 60 = 0,2 \text{ кг/мин}.$$

Решение в системе СИ. Газовая постоянная воздуха

$$R = 29,27 \cdot 9,81 = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент $\alpha = 1,08.$

Скорость втекания воздуха

$$\omega = \varphi \alpha \sqrt{RT_1} = 0,9 \cdot 1,08 \sqrt{287 \cdot 293} = 281 \text{ м/с}.$$

Коэффициент $\psi_{max} = 0,686.$ Начальное давление

$$p_{1абс} = \frac{750}{735,6} \cdot 10^4 = 10200 \text{ кг/м}^2 = 100000 \text{ н/м}^2.$$

Количество втекающего воздуха

$$G = \mu F \psi_{\max} \sqrt{\frac{P_{\text{атм}}^2}{RT_1}} = 0,72 \cdot 0,785 \cdot 0,005^2 \cdot 0,686 \sqrt{\frac{100000^2}{287 \cdot 293}} = 0,00335 \text{ кг / с.}$$

Контрольные задачи

2.45. Определить критическое отношение давлений $\beta_{\text{кр}}$ для гелия, водорода, углекислого газа, а также значение критической скорости истечения этих газов, если температура перед соплом 15°C .

2.46. Определить давление и температуру воздуха в резервуаре, если известно, что скорость истечения воздуха из резервуара в атмосферу $c = 310 \text{ м/с}$ и равна критической. Давление $p_a = 1,01 \text{ атм}$

2.47. Давление воздуха при движении его по трубопроводу от резервуара до пневматического инструмента в результате дросселирования понижается от $p_1 = 8 \text{ атм}$ до $p_2 = 7 \text{ атм}$. Определить потерю работоспособности 1 кг воздуха. Температура окружающей среды $T_0 = 15^\circ\text{C}$.

2.48. Дросселированием давление влажного пара понижается от 16 до 1 атм. , в результате этого пар становится перегретым с температурой 110°C . Определить начальную степень сухости пара.

Задание №10

В баллоне, где хранится газ, давление равно $P_{1(\text{атм})}$. Через сужающееся устройство сопло газ вытекает в среду с давлением P_2 . Если поперечное сечение сопла равно f и температура в баллоне равна t , то нужно определить скорость истечения и массовый расход газа.

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , атм.	50	60	55	70	80	90	40	45	35	65
P_2 , атм.	40	45	35	45	50	25	30	25	30	35
f , мм ²	20	10	25	15	25	20	25	30	25	35
t , $^\circ\text{C}$	100	30	70	60	50	60	70	80	90	100
Газ	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CO ₂	NO	O ₂	H ₂	N ₂	CO ₂

2.9 ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Термический к.п.д. цикла двигателя внутреннего сгорания

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}; \quad (2.52)$$

здесь $\varepsilon = v_1/v_2$ – степень сжатия, где v_1 и v_2 – соответственно объемы в начале и конце сжатия; $\lambda = p_3/p_2$ – степень повышения давления в процессе изохорного подвода тепла; $\rho = v_4/v_3$ – степень предварительного расширения.

При $\rho = 1$ – только изохорный подвод тепла:

$$\eta_{t_0} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (2.53)$$

при $\lambda = 1$ – только изобарный подвод тепла:

$$\eta_{t_p} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)}. \quad (2.54)$$

Термический к.п.д. цикла газотурбинной установки (ГТУ) с адиабатным сжатием и изобарным подводом тепла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}, \quad (2.55)$$

где $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ – степень повышения давления в компрессоре.

При условии предельной регенерации в цикле

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}, \quad (2.56)$$

где $\rho = T_3/T_2$ – степень повышения температуры в процессе подвода теплоты. Теплота, передаваемая в регенераторе,

$$q_p = \delta c_p (T_4 - T_2), \quad \text{кДж/кг}, \quad (2.57)$$

где δ – степень регенерации ($\delta < 1$),

$$\delta = \frac{T_4 - T'_6}{T_4 - T_2} = \frac{T'_5 - T_2}{T_4 - T_2}. \quad (2.58)$$

Задача

Пример 2.22. Цикл двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом тепла совершается со степенью сжатия воздуха, равной 8. Определить подводимое в цикле тепло q_1 и получаемую работу l , если количество отводимого тепла $q_2 = 490$ кДж/кг.

Решение. Термический к.п.д. цикла с изохорным подводом тепла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 0,565.$$

Так как $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$, то $q_1 = \frac{q_2}{1 - \eta_t} = \frac{490}{1 - 0,565} = 1125$ кДж/кг.

Полезная работа в цикле $l = q_1 - q_2 = 635$ кДж/кг.

Контрольные задачи

2.49. В цикле двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом тепла параметры в начале сжатия $1 \cdot 10^5$ Па и 80°C , степень сжатия $\varepsilon = 16$, подводимое тепло $q_1 = 850$ кДж/кг. Определить параметры в характерных точках цикла, полезную работу и термический к. п. д. Рабочее тело – воздух.

2.50. В цикле двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты степень сжатия $\varepsilon = 14$ и степень повышения давления в процессе изохорного подвода тепла $\lambda = 1,6$. Определить термический к. п. д. и температуры в характерных точках цикла, если параметры начальной точки $0,9 \cdot 10^5$ Па и 70°C . Рабочее тело – воздух.

2.51 Определить термический к. п. д. цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом тепла, если низшая температура в цикле 60°C , а высшая 1800°C . Степень сжатия $\varepsilon = 15$ и степень повышения давления в процессе подвода теплоты $\lambda = 1,5$. Рабочее тело – воздух.

2.52. Для цикла ГТУ с подводом тепла при постоянном давлении определить параметры в характерных точках и термический к. п. д. цикла, если параметры начальной точки $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,95 \cdot 10^5$ Па, а высшая температура в цикле 800°C . Степень повышения давления при сжатии $\beta = 8$. Рабочее тело – двухатомный газ ($k = 1,4$).

2.53. В цикле ГТУ в изобарном процессе подводится 500 кДж/кг тепла и получается полезная работа $l = 255$ кДж/кг. Определить термический к. п. д. и степень повышения давления в компрессоре, если рабочее тело обладает свойствами воздуха.

2.54. Для цикла ГТУ с подводом тепла при постоянном давлении определить термический к.п.д., подводимое и отводимое тепло, а также максимальное отношение температур в цикле, если параметры начала сжатия $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и $t_1 = 15^\circ\text{C}$. Температура в конце адиабатного сжатия 220°C ; $t_4 = 400^\circ\text{C}$. Рабочее тело – воздух.

Задание № 11

Для цикла двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $\vartheta = \text{const}$ определить термический к.п.д. η_t и теоретическую мощность цикла по следующим данным: давление сухого воздуха p_1 ; степень сжатия E ; диаметр цилиндра двигателя D ; ход поршня H ; частота вращения коленчатого вала n .

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
p_1 , мПа	0,1	0,15	0,2	0,12	0,17	0,13	0,18	0,21	0,11	0,16
E	5	6	7	5,5	6,5	7,5	4,5	7,2	8	8,5
D , мм	220	210	215	200	230	240	235	225	250	245
H , мм	320	300	310	305	302	330	340	335	345	350
n , об/мин	350	340	330	320	310	300	260	270	280	290

2.10. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

По закону Дальтона давление влажного воздуха p равно сумме парциальных давлений сухого воздуха p_n и пара $p_{\text{п}}$, находящегося в объеме влажного воздуха.

Плотность пара в объеме влажного воздуха $\rho_{\text{п}}$, кг/м³ называют *абсолютной влажностью воздуха*. Каждому состоянию влажного воздуха соответствует вполне определенное максимальное возможное значение плотности пара $\rho_{\text{п.м}}$. Если температура влажного воздуха t меньше или равна температуре t_n насыщения водяного пара при давлении смеси p , то величина $\rho_{\text{п.м}}$ определяется по температуре t с помощью таблиц насыщенного водяного пара. Если температура смеси t больше t_n , 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 *влажностью*:

$$d = \frac{m_{п}}{m_{в}} = \frac{\rho_{п}}{\rho_{в}}. \quad (2.59)$$

Значение d можно определить по приближенному соотношению

$$d = 622 \frac{p_{п}}{p - p_{п}} = 622 \frac{\varphi p_{п.м}}{p - \varphi p_{п.м}}, \text{ г/кг сухого воздуха.} \quad (2.60)$$

Энтальпия влажного воздуха

$$i = i_{в} + d i_{п}, \quad (2.61)$$

где $i_{в}$ и $i_{п}$ – соответственно энтальпия 1 кг сухого воздуха и водяного пара.

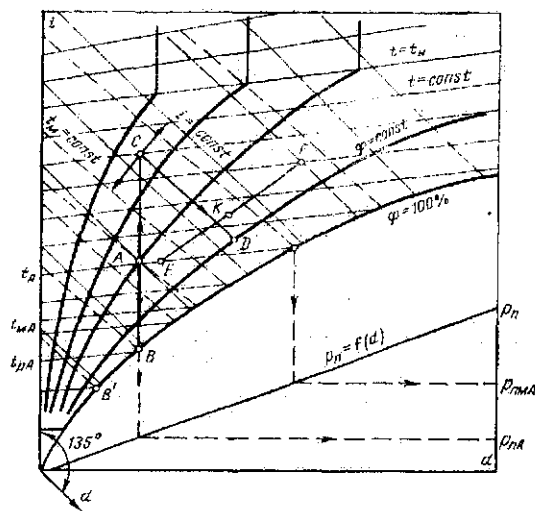
Расчетная формула для определения энтальпии влажного воздуха

$$i = t + d(2500 + 1,93t), \text{ кДж/кг.} \quad (2.62)$$

Технические расчеты процессов с влажным воздухом производятся чаще всего по $I - d$ – диаграмме влажного воздуха, которая строится для определенного давления, например, $p = 745 \text{ мм рт. ст.}$ (рис.2.1).

Основная особенность диаграммы – угол между осями координат i и d равен 135° . На $i-d$ – диаграмме наносятся линии: изотермы – $t = \text{const}$ (по температуре сухого термометра); изоэнтальпы – $i = \text{const}$; постоянной относительной влажности – $\varphi =$

const; постоянных значений температуры мокрого термометра – $t_m = \text{const}$, которые начинаются с концов изотерм $t = \text{const}$ (на линии $\varphi = 100\%$) и соответствуют таким же значениям температуры. Под линией $\varphi = 100\%$ нанесена линия $p_n = f(d)$ – линия парциальных давлений пара.



На рис. 2.1 показаны основные процессы и определения по i - d – диаграмме. Если температура влажного воздуха по сухому термометру t_A и температура мокрого термометра $t_{m,A}$, то состояние воздуха определится на i - d – диаграмме точкой А. Точкой росы для такого состояния воздуха будет точка В. Охлаждение воздуха 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 А, изображается линией АС. Количество влаги в воздухе при этом не изменяется. Процессу насыщения воздуха влагой от состояния в точке С 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:

$$i_2 = i_1 + d_{\Pi} i_{\Pi}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.63)$$

$$d_2 = d_1 + d_{\Pi}, \quad (2.64)$$

где i_{Π} и d_{Π} – энтальпия, кДж/кг, и количество подаваемого пара, кг на 1 кг сухого воздуха.

На рис. 2.3 показано определение парциального давления пара p_u для состояния А влажного воздуха и $p_{п.м}$ для той же температуры t_A воздуха.

З а д а ч а

Пример 2.23. Через воздухоохладитель пропускается 10^5 м^3 воздуха в 1ч при абсолютном давлении $p_{абс}=740 \text{ мм рт. ст.}$, температуре $t=4^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\varphi=80\%$, при этом воздух охлаждается до 0°C . Определить количество отведённого тепла и количество влаги, выпадающей на поверхности охладителя.

Решение. 1. Парциальное давление водяного пара, находящегося в воздухе, где $p_{п.абс}=\varphi p_{п.абс}$, где $p_{п.абс}$ — давление насыщенного водяного пара при температуре смеси, которое определяется по таблицам водяного насыщенного пара [7]. Из таблицы находим, что при $t=4^\circ\text{C}$ $p_{п.абс}=6,1 \text{ мм рт. ст.}$, тогда

$$p_{п.абс}=0,8 \cdot 6,1 = 4,88 \text{ мм рт. ст.}$$

2. Влагосодержание влажного воздуха на входе в охладитель

$$d_1 = 0,622 \frac{p_{п.абс}}{p_{абс} - p_{п.абс}},$$

где $p_{абс}$ — давление влажного воздуха, мм рт. ст. Тогда

$$d_1 = 0,622 \frac{4,88}{740 - 4,88} = \frac{0,622 \cdot 4,88}{735,12} = 0,00414 \text{ кг / кг.}$$

3. Энтальпия влажного воздуха на входе в охладитель

$$i_1 = 0,24 \cdot t_1 + d_1(597 + 0,46 \cdot t_1) = 0,24 \cdot 4 + 0,00414(597 + 0,46 \cdot 4) = 3,43 \text{ ккал / кг} (146,35 \text{ кДж / кг}).$$

4. Определим парциальное давление водяного пара во влажном воздухе на выходе из охладителя при 0°C . Из таблицы [7] находим, что при $t=0^\circ\text{C}$ $p_{п.абс}=4,6 \text{ мм рт. ст.}$, тогда

$$p_{п.абс} = \varphi p_{п.абс} = 0,8 \cdot 4,6 = 3,68 \text{ мм рт. ст.}$$

5. Влагосодержание влажного воздуха на выходе из охладителя при $t_2=0^\circ\text{C}$ —

$$d_2 = 0,622 \frac{p_{п.абс}}{p_{абс} - p_{п.абс}} = 0,622 \frac{3,68}{740 - 3,68} = 0,00311 \text{ кг / кг.}$$

6. Изменение влагосодержания 1кг влажного воздуха при охлаждении его в охладителе —

$$\Delta d = d_1 - d_2 = 0,00414 - 0,00311 = 0,00103 \text{ кг} / \text{кг}.$$

7. Количество сухого воздуха, проходящего через воздухоохладитель: $p_{\text{абс}} \cdot 10^4 \cdot V = GRT$; откуда

$$G = \frac{p_{\text{абс}} \cdot 10^4 \cdot V}{RT} = \frac{(740 - 4,88) \cdot 10^4 \cdot 100000}{735,6 \cdot 29,27 \cdot 277} = 123000 \text{ кг} / \text{ч} (32,4 \text{ кг} / \text{с}).$$

8. Энтальпия влажного воздуха на выходе из охладителя при температуре 0°C :

$$i_2 = 0,24 \cdot t_2 + d_2(597 + 0,46 \cdot t_2) = 0,24 \cdot 0 + 0,00311(597 + 0,46 \cdot 0) = 1,86 \text{ ккал} / \text{кг} (7,8 \text{ кДж} / \text{кг}).$$

9. Изменение энтальпии 1 кг влажного воздуха при охлаждении его в охладителе:

$$\Delta i = i_1 - i_2 = 3,43 - 1,86 = 1,57 \text{ ккал} / \text{кг} (6,55 \text{ кДж} / \text{кг}).$$

10. Количество тепла, отводимого от всего воздуха, проходящего через охладитель в 1 ч,

$$Q = G(i_1 - i_2) = 123000 \cdot 1,57 = 193000 \text{ ккал} / \text{ч} (224 \text{ кДж} / \text{с}).$$

11. Количество влаги, выпавшей на поверхности охладителя,

$$G_w = \Delta d G = 0,00103 \cdot 123000 = 126 \text{ кг} / \text{ч} (0,035 \text{ кг} / \text{с}).$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

2.55. При температуре 40°C влагосодержание воздуха $14 \text{ г} / \text{кг}$ сухого воздуха. Определить парциальное давление, энтальпию, относительную и абсолютную влажность воздуха. Давление влажного воздуха 750 мм рт. ст.

2.56. Определить температуру точки росы для влажного воздуха, имеющего температуру 25°C и относительную влажность 50% .

2.57. Определить парциальное давление водяного пара в насыщенном влажном воздухе при температуре 15°C . До какой температуры должен быть нагрет воздух, чтобы его относительная влажность уменьшилась в 2,5 раза?

2.58. Пользуясь $i-d$ – диаграммой, определить параметры влажного воздуха, если показания сухого и мокрого термометров соответственно равны: $t_c = 30^\circ\text{C}$ и $t_m = 18^\circ\text{C}$.

2.59. Определить направление тепло- и массообмена влажного воздуха с водой, имеющей температуру 20°C, если параметры воздуха: $t = 30^\circ\text{C}$ и $\varphi = 30\%$.

Задание №12

По любым двум параметрам влажного воздуха при помощи $i - d$ диаграммы определить остальные параметры влажного воздуха (влажность d , температура сухого и мокрого термометра $t_{\text{ср}}$, $t_{\text{мт}}$; относительная влажность φ ; энтальпия I , парциальное давление P ; точка росы t_p).

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
i	100	-	-	130	-	-	-	-	-	-
$x; (d)$	-	0,01	-	-	0,02	-	-	-	-	0,025
$\varphi, \%$	-	-	60	-	-	40	-	-	45	-
$P_{\text{п.}}$ м.рт.ст.	-	-	25	40	-	-	30	-	-	-
$t_{\text{с.}}$ °C	50	-	-	-	70	-	-	90	-	50
$t_{\text{м.}}$ °C	-	25	-	-	-	40	-	50	-	-
t_p °C	-	-	-	-	-	-	25	-	45	-

ГЛАВА 3. ОСНОВЫ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

3.1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Количество тепла, проходящее через плоскую однородную стенку в единицу времени,

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F, \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); t_1 и t_2 - температуры поверхностей стенки, °C; F - площадь стенки, м²; δ - толщина стенки, м.

Для многослойной стенки

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} F = \frac{\lambda_{\text{эк}}}{\Delta} (t_1 - t_{n+1}) F, \text{ Вт}, \quad (3.2)$$

где $\lambda_{\text{эк}} = \frac{\Delta}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$ – эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки; n – число слоев; $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ – толщины слоев стенки; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ – коэффициенты теплопроводности отдельных слоев; $r = \delta/\lambda$ – термическое сопротивление стенки, $\text{м}^2\text{K/Вт}$.

Температура на поверхности слоев многослойной стенки

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \quad t_3 = t_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_1 - \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) q, \quad \left[t_{n+1} = t_1 - q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right].$$

Теплопроводность цилиндрической стенки.
Линейная плотность потока

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{l}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ Вт/м}, \quad (3.3)$$

где l – длина трубы, м; d_1 и d_2 – соответственно внутренний и наружный диаметр трубы, м.

Для многослойной цилиндрической стенки линейная плотность теплового потока

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\frac{l}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{l}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{l}{\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n}}. \quad (3.4)$$

Температура на поверхности слоев многослойной цилиндрической стенки

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1};$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right); \quad (3.5)$$

$$t_{n+1} = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}.$$

Средняя площадь поверхности цилиндрической стенки определяется по формуле

$$F_{cp} = \pi d_{cp} \cdot l = \frac{\pi(d_2 - d_1) \cdot l}{\ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (3.6)$$

З а д а ч и

Пример 3.1. Аппарат диаметром 2 м и высотой 5 м покрыт слоем теплоизоляции из асбеста толщиной 75 мм. Температура стенки аппарата 146 °С. Определить потери теплоты (тепловой поток) через слой изоляции.

Решение. Средняя площадь, через которую проходит теплота:

$$F_{cp} = \pi \left(D_{cp} L + 2 \frac{D^2}{4} \right) = 3,14 \cdot (2,075 \cdot 5 + 0,5 \cdot 2^2) = 38,8 \text{ м}^2$$

Коэффициент теплопроводности асбеста $\lambda = 0,151 \text{ Вт/(м·К)}$ находим по табл. [6]. Тепловой поток через изоляцию:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_F - t_X) F_{cp} = \frac{0,151}{0,075} (146 - 40) 38,8 = 8280 \text{ Вт}.$$

Пример 3.2. Рассчитать коэффициент теплопроводности жидкости нитробензола при 120 °С по формуле [6].

Решение. Удельная теплоемкость нитробензола $c = 1380 \text{ Дж/(кг·К)}$.

Плотность нитробензола при 30 °С $\rho \approx 1200 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент теплопроводности нитробензола при 30 °С по формуле [6]:

$$\lambda_{30} = A c \rho \sqrt[3]{\rho/M} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot 1380 \cdot 1200 \sqrt[3]{1200/123} = 0,149 \text{ Вт/(м·К)},$$

где $A = 4,22 \cdot 10^{-8}$ для неассоциированных жидкостей; $M = 123 \text{ кг/кмоль}$ — молярная масса нитробензола.

Коэффициент теплопроводности нитробензола при 120 °С по формуле [6]:

$$\lambda_t = \lambda_{30} [1 - \varepsilon(t - 30)] = 0,149 [1 - 1,0 \cdot 10^{-3} (120 - 30)] = 0,136 \text{ Вт/(м·К)}.$$

По экспериментальным данным, $\lambda_t = 0,137 \text{ Вт/(м·К)}$.

Пример 3.3. Вычислить коэффициент теплопроводности для жидкого метана при $t = -160,6 \text{ °С}$ и сопоставить полученное значение с экспериментальным.

Решение. Жидкий метан относится к неассоциированным жидкостям:

$$\lambda = A c_p \sqrt{\rho/M} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot 3,47 \cdot 10^3 \cdot 423 \sqrt{423/16} = 0,184 \text{ Вт/(м·К)},$$

где $A=4,22 \cdot 10^{-8}$ для неассоциированных жидкостей; $c=3,47 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) — удельная теплоёмкость жидкого метана при $T=112,6$ К; $\rho=423$ кг/м³ — плотность жидкого метана; $M=16$ кг/кмоль — молярная масса метана.

По приложению [15] коэффициент теплопроводности для жидкого метана при $t=-160,6$ °С равен 0,194 Вт/(м·К). Погрешность при вычислении составляет:

$$\frac{0,194 - 0,184}{0,184} \cdot 100 = 5,4\%.$$

Пример 3.4. Рассчитать коэффициент теплопроводности сухого воздуха при 300°С.

Решение. По формуле [6]:

$$\lambda = B c_v \mu = 1,9 \cdot 0,748 \cdot 10^3 \cdot 2,97 \cdot 10^{-5} = 0,0422 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Здесь $B=1,9$ для двухатомных газов; c_v — удельная теплоёмкость при постоянном объеме, определяется из отношения $c_p/c_v=1,4$:

$$c_v = c_p/1,4 = 1,05 \cdot 10^3/1,4 = 0,748 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг·К)};$$

$c_p=1,05 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) — удельная теплоёмкость сухого воздуха при 300°С; $\mu=2,97 \cdot 10^{-5}$ Па·с динамический коэффициент вязкости воздуха при 300°С.

Контрольные задачи

3.1. Стальная труба диаметром 60×3 мм изолирована слоем пробки толщиной 30 мм и сверху ещё слоем совелита (85% магнезии + 15% асбеста) толщиной 40 мм. Температура стенки трубы -110°С, а наружной поверхности изоляции - 10°С. Вычислить часовую потерю холода с 1 м длины трубы.

3.2. Как измениться потеря холода в условиях предыдущей задачи, если внутренний слой сделать совелитовым ($\delta=40$ мм), а наружный — пробковым ($\delta=30$ мм)?

3.3. Паропровод длиной 40 м, диаметром 51×2,5 мм покрыт слоем изоляции толщиной 30 мм; температура наружной поверхности изоляции $t_2=45$ °С, и внутренней $t_1=175$ °С. Определить количество теплоты, теряемое паропроводом в 1 ч. Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda=0,116$ Вт/(м·К).

3.4. Определить коэффициент теплопроводности кирпичной стенки толщиной 390 мм, если температура на внутренней по-

верхности стенки 300 и на наружной 60°C . Потери тепла через стенку $q=178 \text{ Вт/м}^2$.

3.5. Через плоскую металлическую стенку топки паровозного котла толщиной $\delta=14 \text{ мм}$ от газов к кипящей воде проходит удельный тепловой поток $q=25000 \text{ Вт/м}^2$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст}=50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Определить перепад температуры на поверхностях стенки.

3.6. Определить удельный тепловой поток через бетонную стенку толщиной 300 мм , если температура на внутренней и наружной поверхностях стенки соответственно равны: $t_1=15^{\circ}\text{C}$ и $t_2=-15^{\circ}\text{C}$.

3.7. Определить эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{эк}$ стальной стенки парового котла, если она покрывается слоем накипи 2 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{н}=1,35 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Толщина стального листа $\delta=16 \text{ мм}$, а коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст}=50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Сравнить $\lambda_{эк}$ с коэффициентом теплопроводности стали.

3.8. Температура на одной из поверхностей кирпичной стенки $t_1=20^{\circ}\text{C}$, а на другой – $t_2=-30^{\circ}\text{C}$. Определить удельный тепловой поток через стенку и глубину ее промерзания до температуры $t \leq 0^{\circ}\text{C}$, если толщина стенки $\delta=250 \text{ мм}$. Коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda=0,55 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

3.9. Определить температуру на границах слоев трехслойной изоляции трубы. Наружный диаметр трубы $d=245 \text{ мм}$. Толщины слоев и коэффициенты теплопроводности изоляционных материалов соответственно равны: $\delta_1=100 \text{ мм}$, $\delta_2=20 \text{ мм}$ и $\delta_3=30 \text{ мм}$; $\lambda_1=0,03$, $\lambda_2=0,06$ и $\lambda_3=0,12 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Температуры наружной поверхности трубопровода 250°C , а изоляции – 65°C .

3.10. Определить необходимую толщину изоляции, если допустимые температуры ее поверхностей $t_1=350^{\circ}\text{C}$ и $t_2=50^{\circ}\text{C}$, а удельный тепловой поток через изоляцию не должен превосходить 450 Вт/м^2 , $\lambda_{ст}=0,12 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Решить задачу для плоской стенки и трубы с наружным диаметром 102 мм .

Задание №13

Во сколько раз увеличится термическое сопротивление стенки, изготовленная из материала Y , диаметром трубы D , если его покрыть слоем толщиной δ из материала X .

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ , мм	1,4	0,1	0,3	0,2	0,5	1,0	0,6	0,8	1,1	1,5
D , мм	108×5	25×2	38×3	20×2	14×1	76×4	32×2	57×3	20×2	14×1
Y	Латунь	Al	Cu	Ст.45	Бронза	Ag	Ni	Чугун	Ti	Сi
X	Накипь	Асбест	Эмаль	Торф-плита	Совелит	Пено-пласт	Вини-пласт	Фторо-пласт	Фаялит	Поли-эти-лен

3.2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Тепловой поток при конвективном теплообмене между теплоносителем и стенкой определяется по закону Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha(t_w - t_f)F, \text{ Вт}, \quad (3.7)$$

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; t_w и t_f - температура стенки и теплоносителя (жидкости), °С.

Для свободной конвекции, т. е. при относительном движении теплоносителя только за счет разности плотностей нагретых и холодных его частей:

$$Nu = A(Gr, Pr_f)^n \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25}. \quad (3.8)$$

В табл. 3.1 приведены значения величин A и m для различных условий теплообмена.

Т а б л и ц а 3.1

Вид поверхности	A	m	$Cr_f Pr_f$
Горизонтальные трубы: ламинарный режим	0,5	0,25	$10^3 < Cr_f Pr_f < 10^8$
Вертикальные трубы и плоские вертикальные поверхности: ламинарный режим	0,76	0,25	$10^3 < Cr_f Pr_f < 10^9$
турбулентный режим	0,15	0,33	$(Cr_f Pr_f)^{1/4} \cdot 10^9$

Для вынужденной конвекции, т. е. при движении теплоносителя за счет внешних сил:

$$Nu_f = B Re_f^n Pr_f^l \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (3.9)$$

Т а б л и ц а 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
а) Турбулентное движение в трубе	0,021	0,8	0,43
б) Ламинарное движение в трубе	0,15	0,33	0,43
в) Поперечное обтекание трубы ($10 < Re_f < 10^3$)	0,5	0,5	0,38
г) Поперечное обтекание трубы ($10^3 < Re_f < 10^9$)	0,25	0,6	0,38
д) Поперечное обтекание пучков труб коридорных	0,23	0,65	0,33
е) Поперечное обтекание пучков труб шахматных	0,41	0,6	0,33

При ламинарном движении в трубах критериальное уравнение имеет вид $Gr_f^{0,1}$.

Интенсивность теплообмена при сушке твёрдых материалов определяется по формуле [19,20]

$$Nu=0,0024 \cdot Re^{0,95} \cdot Pr^{0,33} \cdot U_0^{-0,1} \cdot P_0^{-0,2} \quad (3.9a)$$

В табл. 3.2 приведены значения коэффициентов B , n , l .

Выражения некоторых критериев подобия. Критерий Нуссельта

$$Nu_f = \frac{\alpha l}{\lambda_f}, \quad (3.10)$$

где α - коэффициент теплоотдачи; l - определяющий геометрический размер (для трубы – диаметр, для горизонтальной пластины – длина, для вертикальной пластины – высота); λ_f - коэффициент теплопроводности теплоносителя.

Критерий Рейнольдса

$$Re_f = \frac{wl}{\nu_f}, \quad (3.11)$$

где w - линейная скорость; ν_f - кинематическая вязкость.

Критерий Прандтля

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad (3.12)$$

где $\alpha_f = \frac{\lambda_f}{\gamma_f c_{pf}}$ - температуропроводность теплоносителя.

Критерий Грасгофа
$$Gr_f = \frac{g\beta\Delta t l^3}{\nu_f^2}, \quad (3.13)$$

где g - ускорение свободного падения; β - термический коэффициент объемного расширения; Δt - температурный напор между средой и поверхностью теплообмена.

Задачи

Пример 3.5. Вычислить коэффициент теплоотдачи для воды, подогреваемой в трубчатом теплообменнике, состоящем из труб

диаметром 40х2,5 мм. Вода идёт по трубам со скоростью 1м/с. Средняя температура воды 47,5⁰С. Температура стенки трубы 95⁰С; длина трубы 2 м.

Решение. Определяем режим течения:

$$Re = \frac{\pi \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0,035 \cdot 989}{0,57 \cdot 10^{-3}} = 60800 ,$$

где 0,57·10⁻³ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при 47,5⁰С (табл. VI); ρ=989 кг/м³- плотность воды при 47,5⁰С (табл. XXXIX) [6].

Значение Re>10000. Коэффициент теплоотдачи определяем по номограмме (рис. XII) [6], построенной по формуле

$$Nu=0,021 \varepsilon_1 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cr})^{0,25}.$$

Здесь ε₁=1 для L/d =2000/35=57 (табл. 4.3); Pr/Pr=3.74/1.85=2.02, где Pr=3,74 при t_{ср.ж}=47,5⁰С; Pr_{cr}=1,85 при t_{cr}=95⁰С [6].

По номограмме находим Nu=300, откуда

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{300 \cdot 0,643}{0,035} = 5510 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где λ=0,643 Вт/(м·К)-коэффициент теплопроводности воды при 47,5⁰С [6].

Пример 3.6.Определить коэффициенты теплоотдачи воздуха для двух случаев: а)однократное поперечное обтекание под углом 90⁰ многорядного пучка шахматно расположенных труб; скорость воздуха в наиболее узком сечении 12 м/с; б) движение воздуха через межтрубное пространство (с поперечными перегородками) кожухотрубчатого теплообменника; расчётная скорость12 м/с. В обоих случаях наружный диаметр труб 44,5 мм, средняя температура воздуха 200⁰С, давление - атмосферное.

Решение: а)однократное обтекание пучка труб.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\pi \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{12 \cdot 0,0445 \cdot 0,745}{0,026 \cdot 10^{-3}} = 15300 ,$$

где ρ=1,293 $\frac{273}{473}$ =0,745 кг/м³ –плотность воздуха при 200⁰С;

μ=0,026х10⁻³ Па·с – динамический коэффициент вязкости воздуха при 200⁰С [6].

По формуле:

$$Nu=0,356\varepsilon_{\phi} Re^{0,6}=0,356 \cdot 1 \cdot 15300^{0,6}=115.$$

Здесь $\varepsilon_\phi = 1$ (табл. 4.5) [6]. Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = Nu \lambda / d = 115 \cdot 0,0395 / 0,0445 = 102 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\lambda = 0,0395 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - коэффициент теплопроводности воздуха при 200°C [6].

б) течение воздуха в межтрубном пространстве теплообменника с поперечными перегородками в кожухе.

Если задана расчётная скорость, то расчёт аналогичен предыдущему, но в формулы для определения Nu или α вводится коэффициент $\varepsilon_\phi = 0,6$:

$$\varepsilon_\phi \alpha = 0,6 \cdot 102 = 61 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Пример 3.7. Температура поверхности вертикальной стенки высотой 3 м равна 15°C . Температура воздуха в помещении 25°C . Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к стене.

Решение. Теплообмен осуществляется при свободной конвекции. Определяем значение произведения $Gr_f Pr_f$:

$$Gr_f = \frac{\beta h^3 g \Delta t}{\nu_f^2} = \frac{3^3 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 10^{12}}{298 \cdot 15,5^2} = 3,70 \cdot 10^{10};$$

$$Pr_f = 0,701; \quad Gr_f Pr_f = 2,59 \cdot 10^{10}.$$

Как следует из табл. 3.1, режим движения воздуха турбулентный. Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_f = 0,15 (Gr_f Pr_f)^{0,33} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} = 0,15 (2,59 \cdot 10^{10})^{0,33} \cdot 1 = 435;$$

$$\alpha = \frac{Nu_f \lambda_f}{h} = \frac{435 \cdot 0,0267}{3} = 3,88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Контрольные задачи

3.11. Вертикальный неизолированный трубопровод диаметром 76 мм и высотой 4 м омывается воздухом, средняя температура которого $t_f = 20^\circ\text{C}$. Температура поверхности трубопровода $t_w = 80^\circ\text{C}$. Определить теплотери трубопровода.

3.12. Определить потерю тепла в окружающую среду конвективным теплообменом от горизонтального неизолированного паропровода диаметром 100 мм и длиной 20 м с температурой наружной поверхности $t_{w,f} = 110^\circ\text{C}$, если температура воздуха $t_f = 15^\circ\text{C}$. Как изменятся теплотери с поверхности трубопро-

трубопровода, если температуру его поверхности понизить до $t_{w2} = 80^{\circ}\text{C}$, заменив греющий пар горячей водой?

3.13. По трубопроводу с внутренним диаметром $d = 70\text{ мм}$ проходит воздух, нагретый до $t_f = 100^{\circ}\text{C}$. Определить значение коэффициента теплоотдачи, если скорость воздуха в трубопроводе $w = 1,5\text{ м/с}$. При $t_f = 100^{\circ}\text{C}$, $\lambda_f = 0,032\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\nu_f = 23,13 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$.

3.14. Определить коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании воздухом трубы, диаметр которой 25 мм , если температура воздуха $t_f = 20^{\circ}\text{C}$ и скорость $w = 6\text{ м/с}$.

3.15. Змеевик из труб диаметром 16 мм омывается поперечным потоком воды со скоростью $w = 0,76\text{ м/с}$. Температура воды $t_f = 80^{\circ}\text{C}$. Температура стенки трубы $t_w = 70^{\circ}\text{C}$. Определить коэффициент теплоотдачи.

Задание №14.

Диаметр и длина горизонтальной трубы, по которой течёт вода, соответственно равны d и L . Скорость потока воды w_f , температура воды t_f и температура у внутренней стенки трубы t_w . Определить количество тепла при теплоотдаче в трубе и коэффициент теплоотдачи α .

Вариант по последней цифре шифра	D , мм	L , мм	Вариант по предпоследней цифре шифра.	w_f , м/с	T_f , $^{\circ}\text{C}$	t_w , $^{\circ}\text{C}$
0	100	3000	0	0,2	100	40
1	20	4000	1	1,0	80	25
2	25	1000	2	0,3	90	20
3	10	1150	3	0,3	120	60
4	35	1800	4	1,5	115	50
5	15	4500	5	0,4	110	30
6	45	5000	6	0,5	95	35
7	40	1500	7	1,7	85	15
8	55	3500	8	0,8	125	70
9	65	2500	9	0,9	145	65

3.3. КИПЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ

При кипении воды коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле

$$\alpha = 45,25 \Delta t_s^{2,33} p^{0,5}, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.14)$$

где Δt_s - температурный напор между жидкостью и поверхностью нагрева, °C; p - давление пара, МПа.

$$\text{Тепловая нагрузка при кипении } q = \alpha \Delta t_s, \text{ Вт} / \text{м}^2. \quad (3.15)$$

$$\text{Теплоотдача при конденсации } Nu_s = A(Ga_s Pr_s K_s)^n, \quad (3.16)$$

где $Ga_s = \frac{gl^3}{\nu_s^2}$; $Pr_s = \frac{\nu_s}{\alpha_s}$; $K_s = \frac{r}{c_m(t_s - t_w)}$; $Nu_s = \frac{\alpha l}{\lambda_s}$ - безразмер-

ные критерии. Определяющим размером l для горизонтальных труб является диаметр, для вертикальных поверхностей - высота.

Таблица 3.3

Труба	Коэффициент	
	A	n
для горизонтальных труб	0,72	0,25
для вертикальных поверхностей	0,42	0,28

Задачи

Пример 3.8. Определить количество сухого насыщенного пара, получаемого с 1 м^2 поверхности нагрева парового котла при манометрическом давлении $p = 8 \text{ атм}$, если температура стенки котла на 10°C выше температуры кипения.

Решение. Коэффициент теплоотдачи при кипении определяется зависимостью

$$\alpha = 45,25 \Delta t_s^{2,33} p^{0,5} = 45,25 \cdot 10^{2,33} \cdot 9^{0,5} = 29100 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты, получаемое с 1 м^2 поверхности нагрева -

$$q = \alpha \Delta t_s = 29100 \cdot 10 = 291 \text{ кВт} / \text{м}^2.$$

Скрытая теплота парообразования при давлении в котле составляет $2032,3 \text{ кДж} / \text{кг}$.

Часовая паропроизводительность 1 м^2 поверхности нагрева

$$d = \frac{291 \cdot 3600}{2032,3} = 51,5 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Пример 3.9. Определить количество тепла, которое передается конденсирующимся паром при давлении 0,04 атм горизонтальной трубе диаметром 22 мм и длиной 2 м с температурой поверхности трубы 20°C. Как изменился бы коэффициент теплоотдачи, если бы труба была вертикальная?

Решение. Коэффициент теплообмена при пленочной конденсации на наружной поверхности горизонтальной трубы рассчитывается по эмпирической формуле

$$Nu = 0,72(Ga Pr K_s)^{0,25}.$$

При $p = 0,04$ атм физические параметры пара и конденсата следующие:

- критерий Прандтля – 5,8;
- температура конденсации – 28,98°C ;
- скрытая теплота парообразования $r = 2432,6 \text{ кДж / кг}$;
- кинематическая вязкость - $0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;
- коэффициент теплопроводности конденсата - $0,615 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$;
- теплоемкость конденсата - $4,18 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$.

По условию задачи температурный напор $\Delta t = 8,98^\circ\text{C}$.

Для горизонтальной трубы

$$Nu_d = 0,72 \left(\frac{gd^3}{\nu^2} Pr \frac{r}{c \Delta t} \right)^{0,25} = 0,72 \left(\frac{9,81 \cdot 2,2^3 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{12}}{0,8^2} \cdot 5,8 \cdot \frac{2432,6}{4,18 \cdot 8,98} \right)^{0,25} = 361$$

При этом коэффициент теплоотдачи для горизонтальной трубы

$$\alpha = \frac{Nu_d \lambda}{d} = \frac{361 \cdot 0,615}{0,022} = 10100 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тепло, передаваемое горизонтальной трубе конденсирующимся паром,

$$Q = \alpha \Delta t F = 10100 \cdot 3,14 \cdot 0,022 \cdot 2 \cdot 8,98 = 12000 \text{ Вт} .$$

Для вертикальной трубы

$$Nu_h = 0,42(Ga Pr K_s)^{0,28} = 0,42 \cdot \left(\frac{9,81 \cdot 2^3 \cdot 10^{12}}{0,8^2} \times 5,8 \cdot \frac{2430}{4,18 \cdot 8,98} \right)^{0,28} = 19650$$

Коэффициент теплоотдачи для вертикальной трубы

$$\alpha = \frac{Nu_h \lambda}{h} = \frac{19650 \cdot 0,615}{2} = 6040 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Контрольные задачи

3.16. Определить поверхность нагрева котла, необходимую для получения из кипящей воды $500 \text{ кг} / \text{ч}$ сухого насыщенного пара при абсолютном давлении 3 атм, если температура поверхности нагрева 141°C .

3.17. Плотность теплового потока поверхности нагрева котла $q = 3,34 \cdot 10^5 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а температура стенки 210°C . Определить давление пара и температуру кипения.

3.18. Определить требуемое число труб с наружным диаметром 20 мм и длиной 1,5 м в горизонтальном конденсаторе, если пар в количестве $800 \text{ кг} / \text{ч}$ конденсируется по наружной поверхности труб при атмосферном давлении и температуре стенок труб 15°C .

3.19. Определить, какое количество фреона-12 конденсируется за один час на наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром 102 мм и длиной 2 м, если давление фреона 7,5 атм, а температура наружной стенки трубы 25°C . Принять физические параметры пара и конденсата следующими: критерий Прандтля для конденсата 3,66, температура конденсации 30°C , теплота конденсации $144,5 \text{ кДж} / \text{кг}$, кинематическая вязкость пленки конденсата $0,194 \times 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$, коэффициент теплопроводности конденсата $0,0685 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$, теплоемкость конденсата $0,985 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

3.4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Энергия, излучаемая поверхностью тела, имеющего температуру T :

$$E = c \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \text{ Вт / м}^2, \quad (3.17)$$

где $\varepsilon_0 = 5,670 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела; ε – степень черноты тела; c – коэффициент излучения серого тела.

Теплообмен излучением между двумя параллельными поверхностями –

$$Q_0 = c_0 \varepsilon_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \text{ Вт}, \quad (3.18)$$

где $\varepsilon_{np} = \frac{I}{\frac{I}{\varepsilon_1} + \frac{I}{\varepsilon_2} - I}$ – 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

$$\varepsilon_{np} = \frac{I}{\frac{I}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{I}{\varepsilon_2} - I \right)}.$$

Если F_1 значительно меньше F_2 , то $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1$.

Теплообмен излучением между излучающим газом и окружающей его оболочкой описывается уравнениями

$$q = \varepsilon_w' \varepsilon_g c_0 \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт / м}^2, \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O},$$

где $\varepsilon_w' = 0,5(1 + \varepsilon_w)$ – эффективная степень черноты оболочки; ε_g – степень черноты газа.

Степень черноты газа определяется по номограмме[9] с учетом парциального давления излучаемого газа и средней длины l пути луча, который определяется по формуле

$$l = 3,6 \frac{V}{F}, \quad (3.20)$$

где V - объем излучаемого газа, м^3 ; F - поверхность оболочки, м^2

Задачи

Пример 3.10. Определить потерю теплоты лучеиспусканием поверхностью стального аппарата цилиндрической формы, находящегося в помещении, стены которого покрашены масляной краской. Размеры аппарата: $H=2$ м; $D=1$ м. Размеры помещения: высота 4 м; длина 10 м; ширина 6 м. Температура стенки аппарата 70°C , температура воздуха в помещении 20°C .

Определить также общую потерю теплоты аппарата лучеиспусканием и конвекцией.

Решение. Определить потерю теплоты излучением, вычислив по формулам (3.18) и (3.19):

$$Q_{1-2} = C_{1-2} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]; \quad C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_4} \right) \frac{F_1}{F_2}}.$$

В нашем случае:

$$T_1 = 273 + 70 = 343 \text{ К}; \quad T_2 = 273 + 20 = 293 \text{ К};$$

$$F_1 = \pi d H + 2 \cdot 0,785 D^2 = 3,14 \cdot 1 \cdot 2 + 2 \cdot 0,785 \cdot 1^2 = 7,85 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 2(4 \cdot 6 + 4 \cdot 10 + 6 \cdot 10) = 248 \text{ м}^2.$$

Так как площадь F_2 велика по сравнению с площадью F_1 , то коэффициент излучения $C_{1-2} \approx C_1$.

Для окисленной стали среднее значение степени черноты $\varepsilon = 0,85$. Следовательно, $C_1 = 5,47 \cdot 0,85 = 4,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Потеря теплоты лучеиспусканием:

$$Q_{1-2} = C_1 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 4,84 \cdot 7,85 (3,43^4 - 2,93^4) = 2490 \text{ Вт}.$$

Общую потерю теплоты лучеиспусканием и конвекцией найдём по формуле – $Q = \alpha F_1 (t_{\text{ст}} - t_{\text{возд}})$.

Здесь α – суммарный коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией – определяется по формуле –

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \Delta t = 9,74 + 0,07(70 - 20) = 13,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Общая потеря теплоты аппаратом: $Q = 13,2 \cdot 7,85(70 - 20) = 5200 \text{ Вт}$.

Пример 3.11. Определить тепло, переданное излучением от 1 м неизолированного трубопровода диаметром 25 мм, если температура его поверхности 100°C , а температура стен в помещении $t_w = 10^\circ\text{C}$.

Решение. Так как F_1 значительно меньше F_2 , то $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1$. Для материала трубопровода $\varepsilon_1 = 0,78 \div 0,82$. Принимаем $\varepsilon_1 = 0,8$. Тогда

$$Q = \varepsilon_1 c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 = 0,8 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \cdot 0,025 \left[\left(\frac{373}{100} \right)^4 - \left(\frac{283}{100} \right)^4 \right] = 43,7 \text{ Вт/м}$$

Пример 3.12. Трубопровод диаметром 120 мм проложен в канале размером $400 \times 400 \text{ мм}^2$. Определить потерю тепла излучением на 1 м трубопровода, если температура поверхности изоляции трубопровода 127°C , а внутренней поверхности кирпичной кладки канала 27°C . Степени черноты поверхностей принять одинаковыми и равными 0,93.

Решение. Определяем приведенный коэффициент черноты стены:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,93} + 0,238 \left(\frac{1}{0,93} - 1 \right)} = 0,915.$$

Потеря тепла излучением на 1 м трубопровода

$$Q = \varepsilon_{np} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 = 0,915 \cdot 5,67 \cdot 0,377 \left[\left(\frac{400}{100} \right)^4 - \left(\frac{300}{100} \right)^4 \right] = 342 \text{ Вт}$$

Пример 3.13. Определить температуру провода электронагревателя, если его диаметр и длина соответственно равны: $d = 0,5 \text{ мм}$ и $l = 2,5 \text{ м}$. Степень черноты поверхности провода $\varepsilon = 0,9$, а температура ограждающей арматуры 15°C . Мощность, потребляемая нагревателем, 0,4 кВт. Конвективным теплообменом пренебречь.

Решение. Площадь поверхности провода

$$F = \pi dl = 3,14 \cdot 0,0005 \cdot 2,5 = 0,00393 \text{ м}^2.$$

Температура провода

$$T_1 = 100 \cdot \sqrt[4]{\frac{Q}{\varepsilon_{np} c_0 F_1} + \left(\frac{T_2}{100}\right)^4} = 1183 \text{ К} = 910^\circ \text{С}.$$

Контрольные задачи

3.20. Определить теплообмен излучением между двумя параллельными кирпичными поверхностями, если температура поверхностей 250 и 50°С . Степени черноты поверхностей соответственно $0,85$ и $0,93$. Как изменится теплообмен, если более нагретую поверхность покрыть алюминиевым листом? Степень черноты алюминия принять $0,055$.

3.21. Определить теплоотдачу излучением от дымового газа, протекающего в трубе диаметром 850 мм жаротрубного котла, если степень черноты стенки трубы $0,91$ и ее температура 180°С . Температура газа 1100°С . Состав газа: $r_{\text{CO}_2} = 14\%$, $r_{\text{H}_2\text{O}} = 4,0\%$.

3.22. 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 9400 Вт/м^2 при степени черноты газа $\varepsilon_g = 0,15$.

3.5. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Количество тепла, передаваемое от одного теплоносителя к другому через разделяющую стенку в единицу времени, определяется уравнением

$$Q = K \Delta t_{cp} F, \text{ Вт}, \quad (3.21)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_0}{\Delta t_m}}, \quad (3.22)$$

где K - коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; Δt_0 и Δt_m - большая и меньшая разности температур на концах теплообменника.

При теплопередаче через плоскую однородную стенку

$$K = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2}}, \quad (3.23)$$

где α_1 и α_2 - коэффициент теплоотдачи на поверхностях стенки;
 λ - коэффициент теплопроводности материала стенки; δ - толщина стенки.

Для многослойной стенки коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{l}{\alpha_2}}, \quad (3.24)$$

где δ_i и λ_i - толщины и теплопроводности слоев стенки.

Температура поверхностей стенки

$$t_{w1} = t_{f1} - q \frac{l}{\alpha_1}; \quad t_{w2} = t_{f2} + q \frac{l}{\alpha_2}. \quad (3.25)$$

При теплопередаче через цилиндрическую стенку

$$Q = \pi k_l (t_{f1} - t_{f2}) \cdot l, \text{ Вт}; \quad (3.26)$$

$$K_l = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1 d_1} + \frac{l}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{l}{\alpha_2 d_2}}, \quad (3.27)$$

где K_l - коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице длины трубы; l - длина трубы, м.

Температура на внутренней и наружной поверхностях трубы

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{l}{\alpha_1 d_1}; \quad (3.28)$$

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{l}{\alpha_2 d_2}. \quad (3.29)$$

Теплопередача через ребристую стенку

$$Q = k_l (t_{f1} - t_{f2}) F_l = k_2 (t_{f2} - t_{f1}) F_2, \text{ Вт}, \quad (3.30)$$

где F_l и F_2 - площади соответственно несребренной и оребренной поверхностей;

$$K_l = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2} \cdot \frac{F_2}{F_l}}; \quad K_l = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_l} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_l} + \frac{l}{\alpha_2}}. \quad (3.31)$$

Коэффициент теплоотдачи при нагревании и охлаждении газов в формуле (3.17) для труб с пальцевыми турбулизаторами (для накатанных труб):

$$\alpha = \epsilon \cdot \alpha_{ст}. \quad (3.32)$$

Здесь

$$\epsilon = \left[1 + \frac{\lg Re - 4,6}{35} \right] \cdot \left[3 - 2 \exp \left(\frac{-18,2 \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,13}}{\left(\frac{t}{D} \right)^{0,326}} \right) \right] \quad (3.33)$$

Формула (3.32) справедлива при относительной высоте диафрагм $d/D = 0,88 \div 0,98$ и относительном шаге $t/D = 0,8 \div 2,5$.

Рост средней теплоотдачи для капельных жидкостей при $t/D = 0,5$ и $t/D \geq 0,94$ $Re \geq Re^*$:

$$\epsilon = [100 \cdot (1 - d/D)]^{0,445}. \quad (3.34)$$

Значение Re^* , при котором рост теплоотдачи ϵ с увеличением Re прекращается, определяется из соотношения:

$$Re^* = \frac{3150}{(1 - d/D)^{1,14} \cdot Pr^{0,17}}. \quad (3.35)$$

В области переходного режима течения капельных жидкостей в накатанных трубах рост теплоотдачи составляет:

$$\epsilon = 1,564 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{-2,73} \cdot \exp \left[(0,482 d/D - 0,284) \cdot 10^{-4} Re \right]. \quad (3.36)$$

Задачи

Пример 3.14. Стенка печи состоит из двух слоев: огнеупорного кирпича ($\delta_1=500$ мм) и строительного кирпича ($\delta_2=250$ мм). Температура внутри печи 1300°C , температура окружающего пространства 25°C . Определить: а) потери теплоты с 1 м^2 поверхности стенки и б) температуру t_3 на грани между огнеупорным и строительным кирпичом. Коэффициент теплоотдачи от печных газов к стенке $\alpha_1=34,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху $\alpha_2=16,2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Коэффициент теплопроводности огнеупорного кирпича $\lambda_1=1,16 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; коэффициент теплопроводности строительного кирпича $\lambda_2=0,58 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;

Решение: а) коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{34,8} + \frac{6,5}{0,16} + \frac{0,25}{0,58} + \frac{1}{16,2}} = 1,05 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Потери теплоты с 1 м² поверхности стенки:

$$q = K(t_1 - t_3) = 1,05(1300 - 25) = 1340 \text{ Вт/м}^2;$$

б) Температура t_3 на грани между огнеупорным и строительным кирпичом может быть найдена из соотношений

$$q = (t_1 - t_3) / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \right); \quad q = \alpha_1(t_1 - t_2) = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_2 - t_3).$$

Отсюда –

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 1300 - \frac{1340}{34,8} = 1261^\circ \text{C};$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q \delta_1}{\lambda_1} = 1261 - \frac{1340 \cdot 0,5}{1,16} = 684^\circ \text{C}.$$

Строительный кирпич может применяться до 800⁰С. Следовательно, температура на внутренней поверхности строительного кирпича $t_3=684^\circ\text{C}$ допустима.

Пример 3.15. Паропровод внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 200 \text{ мм}$ покрыт слоем изоляции толщиной 100 мм . Толщина стенки паропровода $\delta = 16 \text{ мм}$. Определить температуру на внутренней поверхности паропровода $t_{\text{вн}}$, если температура пара $t_{\text{п}} = 250^\circ \text{C}$, температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = 30^\circ \text{C}$, коэффициент теплоотдачи от пара к трубе $100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и от изоляции к наружному воздуху $9,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Определить также линейную плотность теплового потока. Термическим сопротивлением стенки трубы пренебречь.

Решение. Тепловой поток через поверхность 1 м трубы

$$q_l = \frac{\pi(t_{\text{п}} - t_{\text{н}})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2,3}{2\lambda} \lg \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}} = \frac{3,14(250 - 30)}{\frac{1}{100 \cdot 0,2} + \frac{2,3}{2 \cdot 0,11} \lg \frac{0,416}{0,216} + \frac{1}{9,5 \cdot 0,416}} = 211 \text{ Вт/м}$$

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{п}} - \frac{q_l}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 d_1} = 250 - \frac{211}{3,14 \cdot 100 \cdot 0,2} = 247^\circ \text{C}.$$

Контрольные задачи

3.23. В многоходовом кожухотрубчатом теплообменнике, имеющем четыре хода в трубном пространстве и один ход в межтрубном, толуол охлаждается водой от 106 до 30 °С. Вода проходящая по трубам, нагревается от 10 до 34 °С. Определить среднюю разность температур в теплообменнике.

3.24. Как изменится величина коэффициента теплопередачи в теплообменном аппарате, выполненном из стальных труб толщиной 3 мм, если на поверхности труб отложится слой накипи (водяного камня) толщиной 2 мм: а) в водяном холодильнике для газа, в котором $\alpha_{\text{газ}}=58 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\alpha_{\text{воды}}=580 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$;

б) в выпарном аппарате, в котором $\alpha_{\text{кип.расств}}=2780 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\alpha_{\text{тр.пара}}=11600 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

3.25. Как изменится коэффициент теплопередачи в аппарате, если заменить стальные трубы диаметром 38х2,5 мм на медные такого же размера:

а) в паровом калорифере для воздуха, в котором $\alpha_{\text{возд}}=41 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\alpha_{\text{тр.пара}}=11600 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$;

б) в выпарном аппарате, в котором $\alpha_{\text{кип.расств}}=2320 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\alpha_{\text{тр.пара}}=11600 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$? Загрязнений поверхности не учитывать.

3.26. Определить коэффициент теплопередачи в спиральном теплообменнике по следующим данным: поверхность теплообмена 48 м²; в аппарате подогревается 85,5 т/ч воды от 77 до 95 °С; нагревание производится насыщенным паром при $p_{\text{наб}}=23 \text{ кПа}$.

3.27. Плотность теплового потока через плоскую стенку котла при температуре газов $t_{f1}=1100^\circ\text{C}$ и температуре воды в котле $t_{f2}=180^\circ\text{C}$ составляет 50000 Вт/м². Коэффициент теплоотдачи со стороны воды 5700 Вт/м²·К. Определить коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоотдачи со стороны газов и температуру поверхностей стенки котла, если ее толщина 12 мм и коэффициент теплопроводности металла 56 Вт/м²·К.

3.28. 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 $t_{f1}=18^\circ\text{C}$, снаружи $t_{f2}=-30^\circ\text{C}$. Коэффициенты теплоотдачи равны соответ-

венно $8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и $17,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Определить также температуру стенки с внутренней стороны.

3.29. Определить потерю тепла с поверхности одного метра неизолированного трубопровода горячего водоснабжения, если его диаметр 76 мм , толщина стенки $50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Температура воды $t_{f1} = 95^\circ\text{C}$, наружная температура $t_{f2} = 15^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы $5000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и от трубы к воздуху $15 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

3.30. По стальному трубопроводу с внутренним диаметром 60 мм и толщиной стенки 3 мм движется рассол, имеющий температуру $t_{f1} = -22^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от рассола к трубе $1750 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и от трубопровода к наружному воздуху $17,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, коэффициент теплопроводности стали $48 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Определить температуру в помещении и тепловой поток через поверхность одного метра трубопровода, если температура его наружной поверхности $t_{w2} = -21,5^\circ\text{C}$.

3.31. Для условий предыдущей задачи определить температуру неизолированного провода, при которой от него отводилось бы то же самое количество тепла. Принять коэффициент теплоотдачи от провода в окружающую среду в $1,3$ раза большим.

3.32. Плоская металлическая стенка толщиной 5 мм , коэффициент теплопроводности которой $50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, омывается с одной стороны водой [коэффициент теплоотдачи $300 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$] и с другой стороны воздухом [коэффициент теплоотдачи $8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$]. Температура воды $t_{f1} = 85^\circ\text{C}$ и воздуха $t_{f2} = 18^\circ\text{C}$. Определить, как изменится плотность теплового потока, если со стороны воздуха стенку оребрить с коэффициентом $F_2 / F_1 = 1,6$.

3.33. Определить по условиям предыдущей задачи, какой коэффициент оребрения необходим, чтобы увеличить плотность теплового потока через стенку в 3 раза.

Задание №15

С одной стороны плоской стенки толщиной δ находится горячий газ с температурой t_2 , с другой – вода температурой t_w . Коэффициент теплоотдачи газа – α_1 , а коэффициент теплоотдачи воды – α_2 . Коэффициент теплопроводности стенки – λ_c .

Определить коэффициент теплопередачи K , плотность теплового потока q и температуру поверхности стенки. Также рассчитать параметры, которые необходимо определить, если образуется загрязнение в стенке толщиной δ_k со стороны воды.

Вариант по последней цифре шифра	δ_d , мм	λ_d , Вт/м·К	α_1 , Вт/м ² ·К	T_2 , °С	Вариант по предпоследней цифре шифра	δ_k , мм	λ_k , Вт/м·°С	α_2 , Вт/м ² ·°С	t_c , °С
0	12	60	15	80	0	2,5	0,90	1200	100
1	14	53	12	100	1	3,0	0,92	1250	95
2	16	56	10	70	2	3,5	0,88	1300	105
3	18	54	8	95	3	4,0	0,90	1350	95
4	20	52	6	55	4	4,5	0,94	1400	115
5	22	50	5	90	5	5,0	0,96	1450	85
6	24	48	4	50	6	5,5	0,95	1500	125
7	26	46	3	65	7	6,0	1,00	1550	65
8	28	44	3	80	8	6,5	1,05	1600	90
9	30	42	3	70	9	7,0	0,97	1650	80

3.6. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Уравнение теплового баланса теплообменника

$$Q = m_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2), \text{ Вт} \quad (3.37)$$

где m_1 и m_2 - массовые расходы теплоносителей, кг/с; c_{p1} и c_{p2} - 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; $m c_p \approx W$ - водяной эквивалент теплоносителя, кДж/К.

Из уравнения теплового баланса следует:

$$\frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{W_2}{W_1}, \quad (3.38)$$

Количество тепла, переданное от одного теплоносителя другому через разделяющую поверхность в единицу времени -

$$Q = k \Delta t F, \text{ Вт}$$

где k - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; Δt - средний температурный напор по поверхности аппарата, °С; F - расчетная поверхность теплообменного аппарата, м²;

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\nu}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\nu}}},$$

где Δt_{δ} - максимальная разность температур теплоносителей в теплообменном аппарате; Δt_{ν} - минимальная разность температур теплоносителей.

При прямоточном движении теплоносителей

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t'_2; \quad \Delta t_{\nu} = t''_1 - t''_2. \quad (3.39)$$

При противотоке

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t''_2; \quad \Delta t_{\nu} = t''_1 - t'_2. \quad (3.40)$$

Конечные температуры теплоносителей

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{W_1}; \quad t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{W_2}. \quad (3.41)$$

З а д а ч и

Пример 3.16. Через трубное пространство кожухотрубчатого теплообменника прокачивается рассол хлористого кальция концентрации 24,7% (масс.) при средней температуре $t_{ср.р} = -20^{\circ}\text{C}$ со скоростью 0,1 м/с. Внутренний диаметр труб 21 мм, длина труб 3 м. Средняя температура поверхности загрязнения стенки, соприкасающейся с рассолом, $t_{см} = -10^{\circ}\text{C}$. Определить коэффициент теплоотдачи хлористого кальция.

Решение. Критерий Рейнольдса при средней температуре рассола $t_{ср.р} = -20^{\circ}\text{C}$ [при концентрации ~25% (масс.)]:

$$Re' = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0,1 \cdot 0,021 \cdot 1248}{99,96 \cdot 10^{-4}} = 262,$$

где $\rho = 1248 \text{ кг/м}^3$ - плотность рассола при $t_{ср.р} = -20^{\circ}\text{C}$;

$\mu = 99,96 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ - динамический коэффициент вязкости рассола при $t_{ср.р} = -20^{\circ}\text{C}$. Для выбора расчётной формулы при $Re < 10^4$ находим критерии Gr , Pr и Re при определяющей температуре $t = 0,5(t_{ст} + t_{ср.р}) = 0,5[(-10) + (-20)] = -15^{\circ}\text{C}$.

$$Gr = \frac{d^3 \rho^2 \beta \Delta t g}{\mu^2} = \frac{0,021^3 \cdot 1246^2 \cdot 0,00361 \cdot 9,81}{81,32^2 \cdot 10^{-8}} = 0,77 \cdot 10^4;$$

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda} = \frac{2861 \cdot 81,32 \cdot 10^{-4}}{0,467} = 49,8;$$

$$Re = \frac{\alpha d \rho}{\mu} = \frac{0,1 \cdot 0,021 \cdot 1246}{81,32 \cdot 10^{-4}} = 322.$$

Здесь $\rho=1246 \text{ кг/м}^3$ — плотность рассола при $t=-15^\circ\text{C}$ [6]; $\beta\Delta t=(v_2-v_1)/v_1=(\rho_1-\rho_2)/\rho_2=(1248-1243,5)/1243,5=0,00361$; $\rho_1=1248$ и $\rho_2=1243,5 \text{ кг/м}^3$ — плотность рассола при $t_{\text{ср},\rho}=-20^\circ\text{C}$ и $t_{\text{ср}}=-10^\circ\text{C}$ [6]; $\mu=81,32 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ — динамический коэффициент вязкости рассола при $t=-15^\circ\text{C}$ [6]; $c=2861 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ — удельная теплоёмкость рассола при $t=-15^\circ\text{C}$ [6]; $\lambda=0,467 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$ — коэффициент теплопроводности рассола при $t=-15^\circ\text{C}$ [6];

Произведение $(GrPr)=0,77 \cdot 10^4 \cdot 49,8=3,84 \cdot 10^5 < 8 \cdot 10^5$ — расчётная формула как для горизонтальных, так и для вертикальных труб:

$$Nu = 1,55 \left(Pe \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ср}}} \right)^{0,14} = 1,55 \left(322 \cdot 49,8 \frac{0,021}{3} \right)^{1/3} \left(\frac{81,32}{62,69} \right)^{0,14} =$$

$$= 1,55 \cdot 91,3^{1/3} \cdot 1,3^{0,14} = 1,55 \cdot 4,5 \cdot 1,037 = 7,24$$

где $\mu_{\text{ср}}=62,69 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ — динамический коэффициент вязкости рассола при $t=-10^\circ\text{C}$ [6].

Коэффициент теплоотдачи рассола:

$$\alpha = Nu \lambda / d = 7,24 \cdot 0,467 / 0,021 = 161 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}.$$

Пример 3.17. В противоточном водяном маслоохладителе двигателя внутреннего сгорания масло охлаждается от 65 до 55°C . Температура охлаждающей воды на входе и выходе соответственно 16 и 25°C . Расход масла $0,8 \text{ кг/с}$. Определить необходимую поверхность теплообмена и расход охлаждающей воды, если коэффициент теплопередачи $280 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{K}$, а теплоёмкость масла $2,45 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$.

Решение. Теплота, отданная маслом за 1 с ,

$$Q = m_1 c_1 \Delta t_1 = 0,8 \cdot 2,45 (65 - 55) = 19,6 \text{ кВт}.$$

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{н}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{н}}}} = \frac{(65 - 25) - (55 - 16)}{2,3 \lg \frac{65 - 25}{55 - 16}} = 39,5 \text{ K}.$$

Необходимая поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{19600}{280 \cdot 39,5} = 1,77 \text{ м}^2.$$

Расход охлаждающей воды

$$m_2 = \frac{Q}{c_2 \Delta t_2} = \frac{19,6}{4,19 \cdot 9} = 0,52 \text{ кг/с}.$$

Контрольные задачи

3.34. Определить необходимую поверхность противоточного теплообменника при охлаждении $0,85 \text{ м}^3/\text{ч}$ сероуглерода от температуры кипения под атмосферным давлением до 22°C . Охлаждающая вода нагревается от 14 до 25°C ; $\alpha_{\text{с}_{\text{H}_2\text{S}}} = 270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Толщина стальной стенки 3 мм . Учесть наличие загрязнений — ржавчины и накипи, приняв $\Sigma \Gamma_{\text{згр}} = 0,00069 \text{ (м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$. Определить также расход воды..

3.35. Автомобильный радиатор передает от охлаждающей воды в окружающую среду 40 кДж/с . Средняя температура воды в радиаторе 87°C , температура наружного воздуха 37°C , теплорассеивающая поверхность радиатора 5 м^2 . Определить коэффициент теплопередачи.

3.36. В воздухоподогревателе парового котла с перекрестным током воздух нагревается от 23 до 250°C , а дымовые газы охлаждаются от 420 до 180°C . Определить передаваемое в воздухоподогревателе тепло и поверхность нагрева, если коэффициент теплопередачи $21 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$ и расход дутьевого воздуха при давлении 1 бар $92000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температурный напор определять по формуле для противотока с введением коэффициента $0,93$ для учета отличия условий теплообмена при перекрестном токе в сравнении с противотоком.

3.37. В стальных трубах пароводяного кожухотрубного подогревателя, омываемых снаружи конденсирующимся паром при давлении $p = 1,43 \text{ бар}$, подогревается $1,5 \text{ кг/с}$ воды от $t_1 = 30^\circ\text{C}$

до $t_2 = 100^\circ\text{C}$. Внутренний диаметр труб 19 мм , толщина стенок труб $1,5\text{ мм}$. Определить расход конденсирующегося пара и общую длину труб подогревателя, если коэффициент теплоотдачи со стороны воды равен $3000\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, а со стороны пара $6000\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Коэффициент теплопроводности материала труб $56\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Задание №15

Определить поверхность теплообмена для нагрева воды в кожухотрубном аппарате при следующих параметрах:

Расход воды $- m$;
Температура воды на входе $- t_1$;
Температура воды на выходе $- t_2$;
Давление греющего пара $- P$;
Коэффициент теплопередачи $- K$.

Пара метр	Ед. изм.	Вариант по последней цифре шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m	кг/ч	5	6	8	7	23	17	31	21	40	35
t_1	$^\circ\text{C}$	15	20	22	20	15	17	18	20	25	20
T_2	$^\circ\text{C}$	65	70	40	50	45	75	55	70	80	60
P	атм.	2	6	3	4	5	6	3,5	5	4	7
$K \cdot 10^{-3}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	1,4	1,65	1,7	1,75	8	9	2	2,5	3	3,5

ГЛАВА 4. ТОПЛИВО И ОСНОВЫ ГОРЕНИЯ

4.1. ЭЛЕМЕНТАРНЫЙ СОСТАВ ТОПЛИВА

В настоящее время главным источником получения энергии для бытовых и технологических целей является топливо.

Топливом называется углеродистые соединения, при сгорании которых выделяется большое количество тепла.

В состав топлива входят горючие и негорючие элементы. Состав топлива может быть задан: рабочей массой составляющих элементов

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S_a^p + A^p + W^p = 100\%; \quad (4.1)$$

$$S_a = S_k + S_{op},$$

сухой массой –

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_g^c + A^c = 100\%, \quad (4.2)$$

горючей массой

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o = 100\%, \quad (4.3)$$

органической массой –

$$C'' + H'' + O'' + N'' + S_{op}'' = 100\%. \quad (4.4)$$

Влага W и минеральные примеси, переходящие при горении в золу, A'' составляют *балласт топлива* $W + A''$.

В формулах (4.1) – (4.4) элементы топлива: C - углерод, H - водород, O - кислород, N - азот, S - сера, A - зола, W - влага заданы в процентах на 1кг массы топлива.

Пересчет элементарного состава топлива с одной массы на другую осуществляется по формулам типа $C^p = C^c K$; $H^p = H^c K$ и т.д., где K - переводной коэффициент.

Переводные коэффициенты для пересчета элементарного состава топлива с одной массы на другую приведены в [9].

Теплотой сгорания топлива называется количество тепла, выделяющегося при полном сгорании 1кг твердого или жидкого топлива. Для газообразного топлива теплоту сгорания относят к 1м³ при нормальных физических условиях (н. ф. у.).

Различают теплоту сгорания топлива высшую Q_v^p и низшую Q_n^p :

$$Q_v^p - Q_n^p = 224H^p + 25W^p, \text{ кДж/кг.} \quad (4.5)$$

В практических расчетах чаще пользуются низшей теплотой сгорания топлива Q_n^p .

Низшую теплоту сгорания твердого и жидкого топлива определяют по формуле

$$Q_n^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_g^p) - 25W^p, \text{ кДж/кг.} \quad (4.6)$$

Для газообразного топлива

$$\begin{aligned} Q_n^c = & 0,108H_2 + 0,126CO + 0,234H_2S + 0,358CH_4 + 0,638C_2H_6 + \\ & + 0,913C_3H_8 + 1,187C_4H_{10} + 1,461C_5H_{12} + 0,591C_2H_4 + \\ & + 0,86C_3H_6 + 1,135C_4H_8, \text{ МДж/м}^3 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Для составления норм расхода, планов потребности сравнения тепловой ценности различных видов топлива пользуются понятием «условное топливо».

Теплота сгорания условного топлива принимается равной 7000 ккал/кг или $29,3 \text{ МДж/кг}$. Пересчет расходов натурального топлива на условное производится с помощью *теплового эквивалента топлива*:

$$B_v = B_p \cdot \mathcal{E}, \text{ кг}, \quad (4.8)$$

где B_v и B_p - расходы соответственно условного и рабочего топлива, кг; $\mathcal{E}$ - тепловой эквивалент топлива, определяемый как частное от деления теплоты сгорания натурального топлива на теплоту сгорания условного топлива:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_p}{7000}, \text{ если } Q_p \text{ в ккал/кг}, \quad (4.9)$$

или

$$\mathcal{E} = \frac{Q_p}{29,3}, \text{ если } Q_p \text{ в МДж/кг}. \quad (4.10)$$

Задачи

Пример 4.1. Определить теплоту сгорания сухого газообразного топлива следующего объемного состава: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 97,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,5\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 14,5\%$.

Решение. Теплота сгорания газообразного топлива определяется по формуле (4.7)

$$\begin{aligned} Q_p^p = Q_p^c &= 0,108H_2 + 0,126\text{CO} + 0,234H_2S + 0,358\text{CH}_4 + 0,638\text{C}_2\text{H}_6 + \\ &+ 0,913\text{C}_3\text{H}_8 + 1,187\text{C}_4\text{H}_{10} + 1,461\text{C}_5\text{H}_{12} + 0,591\text{C}_2\text{H}_4 + 0,86\text{C}_3\text{H}_6 + \\ &+ 1,135\text{C}_4\text{H}_8, \text{ МДж/м}^3 \\ Q_p^p &= 0,358 \cdot 97,9 + 0,638 + 0,5 + 0,913 \cdot 0,2 + 1,187 \cdot 0,1 = 35 + 0,319 + 0,1826 + \\ &+ 0,1187 = 35,72 \text{ МДж/м}^3. \end{aligned}$$

Пример 4.2. На электростанции за год израсходовано $2,0 \cdot 10^9 \text{ кг}$ натурального топлива с низшей теплотой сгорания рабочей массы

$Q_u^p = 16750 \text{ кДж / кг}$. Определить годовой расход условного топлива на электростанции.

Решение. Для пересчета расхода натурального топлива на условный воспользуемся формулой (4.8); где $\mathcal{E}$ - тепловой эквивалент топлива:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_u^p}{29,3} = \frac{16750}{29,3 \cdot 10^3} = 0,572.$$

Тогда $B_v = 2,0 \cdot 10^9 \cdot 0,572 = 1,144 \cdot 10^9 \text{ кг у. т.}$

Пример 4.3. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива по заданному элементарному составу топлива:

$$C^p = 45,5\%; \quad H^p = 3,1\%; \quad N^p = 0,8\%; \quad S_d^p = 3,7\%; \quad O^p = 8,4\%.$$

$$A^p = 13,5\%; \quad W^p = 25\%.$$

Решение. Теплоту сгорания низшей рабочей массы топлива определяем по формуле (4.6):

$$Q_u^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_d^p) - 25W^p = 338 \cdot 45,5 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(8,4 - 3,7) - 25 \cdot 25 = 17400, \text{ кДж / кг}$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

4.1. Топливо задано элементарным составом горючей массы. Определить коэффициент пересчета на рабочую массу, если известны следующие величины: $A^p = 18,2\%; W^p = 32\%$.

4.2. Определить коэффициент пересчета зольности с сухой массы на горючую, если заданы следующие величины: $A^c = 13,5\%; W^c = 9,2\%$.

4.3. Определить рабочий состав топлива по заданному составу горючей массы:

$$C^c = 80,0\%; \quad H^c = 5,6\%; \quad O^c = 5,1\%; \quad N^c = 1,2\%; \quad S_d^c = 8,1\%;$$

$$A^c = 27,5\%; \quad W^p = 4\%.$$

4.4. Определить теплоту сгорания хвойной древесины, если при влажности $W^p = 45\%$ и зольности $A^p = 1\%$ элементарный состав горючей массы характеризуется следующими величинами:

$$C^c = 51\%; \quad H^c = 6,15\%; \quad O^c = 42,25\%; \quad N^c = 0,6\%.$$

4.5. Определить низшую теплоту сгорания топлива и высшую теплоту сгорания рабочей массы, если заданы следующий элементарный состав топлива:

$$C^p = 60,8\%; H^p = 4,3\%; N^p = 0,9\%; O^p = 11,5\%; S_a^p = 0,5\%;$$

$$A^p = 10\%; W^p = 12\%.$$

4.6. Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы мазута следующего элементарного состава:

$$W^p = 3\%; A^p = 0,3\%; S_a^p = 0,5\%; C^p = 85,3\%; H^p = 10,2\%;$$

$$(N^p + O^p) = 0,7\%; O^p = 0,5\%.$$

4.7. Определить теплоту сгорания сухого природного газа, следующего элементарного состава:

$$H_2S = 1,0\%; CO_2 = 0,2\%; CH_4 = 76,7\%; C_2H_6 = 4,5\%;$$

$$C_3H_8 = 1,7\%; C_4H_{10} = 0,8\%; C_5H_{12} = 0,6\%; N_2 = 14,5\%.$$

4.8. Определить теплоту сгорания сухого генераторного газа, получаемого из донецкого антрацита. Состав газа характеризуется следующими данными:

$$H_2S = 0,2\%; CO_2 = 5,5\%; O_2 = 0,2\%; CO = 27,5\%; H_2 = 13,5\%;$$

$$CH_4 = 0,5\%; N_2 = 52,6\%.$$

4.9. Определить тепловой эквивалент природного газа, имеющего теплоту сгорания $Q_u^c = 34000 \text{ кДж} / \text{м}^3$.

4.10. На складе электростанции создан запас бурого угля в количестве 25000 т и антрацитового штыба в количестве 1500 т.

Элементарный состав бурого угля: $C^p = 34,8\%; H^p = 2,4\%;$

$$O^p = 9,4\%; N^p = 0,7\%; S_a^p = 2,5\%; A^p = 18,2\%; W^p = 32\%.$$

Элементарный состав антрацитового штыба: $C^p = 71,4\%; H^p = 1,4\%;$

$$O^p = 1,4\%; N^p = 0,9\%; S_a^p = 1,5\%; A^p = 16,0\%; W^p = 7,4\%.$$

Определить суммарный запас топлива на складе в тоннах условного топлива.

Задание №16

Определить низкую теплоту сгорания рабочей массы и объём воздуха, необходимого для сгорания 1 кг твердого топлива заданной горючей массой.

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
C ^p , %	60	62	64	70	72	66	68	61	65	69
H ^p , %	17	16	15	11	13	14	12	16	14,5	10,5
S ^p , %	5,2	3,8	2,5	3,5	2,5	3,0	2,0	1,7	1,3	2,3
N ^p , %	1,8	1,2	3	3,5	2,0	3,5	4,5	2,3	2,2	4,4
O ^p , %	16	17	35,5	12	10,5	14,5	13,5	19	17,7	13,8
A ^c , %	28	30	32	34	29	31	33	35	31	27
W ^p , %	15	16	17	19	18	14	17	18	19	16

4.2. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

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 , SO_2 , H_2O и N_2 .

При неполном сгорании в продуктах сгорания, кроме перечисленных соединений, содержится CO .

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1кг твердого или жидкого топлива при нормальных условиях, определяется по формуле

$$L_t = \frac{2,67C^p + 8H^p + S_a^p - O^p}{100 \cdot 0,23}, \text{ кг воздуха / 1кг топлива} \quad (4.11)$$

при нормальных условиях плотность воздуха $\rho_a = 1,293 \text{ кг / м}^3$, поэтому объемный расход воздуха V_t для сгорания 1 кг топлива определяется по формуле

$$V_t = \frac{L_t}{1,293} \text{ м}^3 \text{ воздуха / кг топлива.} \quad (4.12)$$

$$\text{или } V_t = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_a^p - O^p), \text{ м}^3 \text{ на 1кг топлива} \\ \text{(при норм. усл.),} \quad (4.13)$$

где C^p, H^p, S_a^p, O^p - 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:

$$V_d = \alpha V_T \quad (4.14)$$

Для газообразного топлива теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ сухого газа определяется по формуле

$$V_T = 0,0478 \left[0,5CO^T + 0,5H_2^T + 1,5H_2S^T + 2CH_4^T + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \times C_m H_n^T - O_2^T \right] \text{ воздуха на 1 м}^3 \text{ газа.} \quad (4.15)$$

где CO^T, H_2^T и т. д. – содержание отдельных газов в газообразном топливе в процентах по объему.

В выражении $\sum \left(m + \frac{n}{4} \right)$ коэффициенты m и n принимаются равными значениям индексов тех газов, перед которыми стоят эти коэффициенты.

Действительное количество воздуха V_d определяется по формуле (4.14).

С о с т а в п р о д у к т о в с г о р а н и я т о п л и в а.
Объем дымовых газов $V_{c.f.}$ определяется суммированием объемов сухих газов $V_{c.f.}$ и водяных паров $V_{в.п.}$:

$$V_{c.f.} = V_{c.f.} + V_{в.п.}, \text{ м}^3 / \text{кг}, \quad (4.16)$$

При этом

$$V_{c.f.} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}, \text{ м}^3 / \text{кг}, \quad \text{где } V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}.$$

Следует обращать внимание на количество воздуха, участвовавшего в процессе горения.

При $\alpha = 1$ $V_d = V_T$, что дает минимальный объем сухих газов $V_{c.f.}^{мин}$; при $\alpha > 1$ объем сухих газов следует определять с учетом избытка воздуха:

$$V_{c.f.} = V_{c.f.}^{мин} + (\alpha - 1)V_T, \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad (4.17)$$

$$V_{c.f.}^{мин} = 0,79V_T + 0,0187K^P, \text{ м}^3 / \text{кг}, \quad (4.18)$$

где $0,79V_f$ - объем азота в теоретически необходимом количестве воздуха, $\text{м}^3 / \text{кг}$; $0,0187K^p$ - объем трехатомных газов:

$$K^p = C^p + 0,375S_a^p, \quad (4.19)$$

Объем водяных паров при плотности в нормальных условиях $\rho_{в.п} = 0,805 \text{ кг} / \text{м}^3$ определяется по формуле

$$V_{в.п} = \frac{9H^p + W^p}{100 \cdot 0,805}, \text{м}^3 / \text{кг}, \quad (4.20)$$

или

$$V_{в.п} = 0,0124(9H^p + W^p), \text{м}^3 / \text{кг}. \quad (4.21)$$

Объем продуктов сгорания газообразного топлива определяется также по формуле (4.16), при этом

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + 2C_2H_4), \text{м}^3 / \text{м}^3. \quad (4.22)$$

При $\alpha = 1$

$$V_{H_2O}^{мин} = 0,01(H_2S + H_2 + 2CH_4 + 0,129d_f + C_2H_4) + 0,016IV_T, \text{м}^3 / \text{м}^3, \quad (4.23)$$

где d_f - влагосодержание газообразного топлива, $\text{г} / \text{м}^3$.

При $\alpha > 1$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{мин} + 0,016I(\alpha - 1)V_T, \text{м}^3 / \text{м}^3. \quad (4.24)$$

Объем сухих газов при $\alpha > 1$ определяется с учетом того, что $V_{с.г.}^{мин} = V_{RO_2} + V_{N_2}^{мин}$,

$$V_{N_2}^{мин} = 0,79V_T + \frac{N_2}{100}. \quad (4.25)$$

При атмосферном давлении и температуре t объем газов определяется по формуле

$$V_T^t = V_T \left(1 + \frac{t}{273} \right), \text{м}^3 / \text{кг}. \quad (4.26)$$

Энтальпия продуктов сгорания I определяется как сумма энтальпий газов I_f и водяных паров $I_{в.п.}$.

При $\alpha > 1$

$$I = I_f^{мин} + (\alpha - 1)V_T C_{в.п.} t_{в.п.}, \text{кДж} / \text{кг}, \quad (4.27)$$

где $I_f^{мин}$ - энтальпия газов при $\alpha = 1$,

$$I_T^{MIN} = (V_{C,T}^{MIN} C_T + V_{B,T} C_{B,T});$$

$C_B, C_T, C_{B,T}$ - соответственно средние изобарные объемные теплоемкости воздуха, газов и водяных паров; t_B и t - соответственно температуры воздуха и продуктов горения, °C.

Задачи

Пример 4.4. Определить теоретически необходимое и действительное количество воздуха для сгорания антрацита следующего элементарного состава: $W^p = 5\%$; $A^p = 13,3\%$; $S_t^p = 1,7\%$; $C^p = 76,4\%$; $H^p = 1,5\%$; $N^p = 0,8\%$; $O^p = 1,3\%$. 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 (4.13):

$$V_T = 0,089C^p + 0,266H^p - 0,033(S_t^p - O^p) = 0,089 \cdot 76,4 + 0,266 \cdot 1,5 + 0,033(1,7 - 1,3) = 7,2 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Действительное количество воздуха определяется по формуле (4.14):

$$V_{II} = \alpha V_T = 1,2 \cdot 7,2 = 8,64 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Пример 4.5. Определить объем сухих газов и объем водяных паров при сгорании топлива следующего элементарного состава: $W^p = 26\%$; $A^p = 17\%$; $S_t^p = 0,6\%$; $C^p = 41,9\%$; $H^p = 2,7\%$; $N^p = 0,5\%$; $O^p = 11,3\%$.

Коэффициент избытка воздуха принять равным $\alpha = 1,25$.

Решение. Объем сухих газов определяется по формуле (4.17):

$$V_{C,T} = V_{C,T}^{MIN} + (\alpha - 1)V_T, \text{ м}^3 / \text{кг},$$

где

$$V_{C,T}^{MIN} = 0,79V_T + 0,0187K^p, \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\text{В свою очередь } K^p = C^p + 0,375S_t^p.$$

Таким образом,

$$V_{C,T} = 0,79V_T + 0,0187(C^p + 0,375S_t^p) + (\alpha - 1)V_T.$$

Определим теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива по формуле (4.13)

$$V_{\text{г}} = 0.089 \cdot 41,9 + 0.266 \cdot 2,7 + 0.033(0,6 - 11,3) = 4,1, \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Тогда

$$V_{\text{г.т}} = 0,79 \cdot 4,1 + 0,0187(41,9 + 0,375 \cdot 0,6) + (1,25 - 1)4,1 = 3,24 + 0,787 + 1,025 = 5,051 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Объем водяных паров определим по формуле (4-20)

$$V_{\text{в.п}} = \frac{9H^{\text{г}} + W^{\text{г}}}{100 \cdot 0,805} = \frac{9 \cdot 2,7 + 26}{100 \cdot 0,805} = 0,625, \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Пример 4.6. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при нормальных условиях равно $V_{\text{г}} = 9,35 \text{ м}^3 / \text{кг}$. Определим действительный объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,15$ и температуре $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$.

Решение. Действительное количество воздуха

$$V_{\text{д}} = \alpha V_{\text{г}}, \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$V_{\text{д}} = 1,15 \cdot 9,35 = 10,75 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

расход воздуха при $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$,

$$V'_{\text{д}} = V_{\text{д}} \left(1 + \frac{t_{\text{в}}}{273} \right) = 10,75 \left(1 + \frac{25}{273} \right) = 11,73, \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Контрольные задачи

4.11. Определить теоретически необходимое количество воздуха сгорания 1 м³ газа, состав которого: $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{CH}_4 = 97,9\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,5\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,2\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$; $\text{N}_2 = 1,3\%$.

4.12. Определить теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива следующего элементарного состава: $W^{\text{г}} = 13\%$; $A^{\text{г}} = 10,4\%$; $S_{\text{г}}^{\text{г}} = 0,6\%$; $C^{\text{г}} = 67,9\%$; $H^{\text{г}} = 4,8\%$; $N^{\text{г}} = 1,9\%$; $O^{\text{г}} = 1,4\%$.

4.13. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа, если коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,1$, а теоретически необходимое количество воздуха $V_{\text{г}} = 9,51 \text{ м}^3 / \text{м}^3$.

4.14. Определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа следующего состава:

$CO_2 = 0,3\%; O_2 = 0,2\%; CH_4 = 89,9\%; C_2H_6 = 3,1\%; C_3H_8 = 0,9\%;$

$C_4H_{10} = 0,4\%; N_2 = 5,2\%$

4.15. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа следующего состава: $CH_4 = 92,2\%; C_2H_6 = 0,8\%; C_4H_{10} = 0,1\%; N_2 = 6,9\%$. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,1$.

4.16. Определить действительное количество воздуха для сгорания 1 м³ газа, если известны: $V_T = 9 м^3 / м^3$, $\alpha = 1,15$.

4.17. Определить объем сухих газов и объем водяных паров при $\alpha = 1$ для топлива, имеющего следующий элементарный состав: $W^p = 37\%; A^p = 9,5\%; S^p = 0,2\%; C^p = 37,8\%; H^p = 2,3\%; N^p = 0,5\%; O^p = 12,7\%;$

Задание 17

Высшая и низшая теплотворные способности связаны между собой соотношением

$$Q_h = Q_v - 2500(9H^p + W^p), \text{ кДж/кг.}$$

Определить изменение низшей теплотворной способности каменного угля после подсушивания от влажности W^p до влажности W^c , если сырой уголь имеет высшую теплотворную способность Q_v^p и содержит H^p водорода:

$$Q_h^p = Q_v^p - 2500(9H^p + W^p) \text{ кДж/кг;}$$

$$Q_v^c = Q_v^p \frac{100 - W_2}{100 - W_1}; \quad Q_h^c = Q_h^p - 2500(9H^p + W^c); \quad Q_v^c - Q_h^c = \Delta Q.$$

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$W^p, \%$	13,0	15	20	12	11	16	17	18	19	14
$W^c, \%$	5,0	5	7	6	4	6	6	5	4	4
Q_v^p кДж/кг	22	18	19	25	30	26	28	23	24	27
H^p	3,5	3,0	2,8	3,2	3,3	3,7	4,0	2,9	2,5	2,6

4.3. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Основными тепловыми характеристиками слоевых топков являются:

удельное тепловое напряжение зеркала горения

$$\frac{Q}{R} = \frac{BQ_n^p}{R}, \quad \text{кВт} / \text{м}^2, \quad (4.28)$$

где B - расход топлива, кг/с; Q_n^p - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; R - площадь колосниковой решетки, м^2 ;
удельное тепловое напряжение топочного объема

$$\frac{Q}{V_T} = \frac{BQ_n^p}{V_T}, \quad \text{кВт} / \text{м}^3, \quad (4.29)$$

где V_T - объем топочного пространства, м^3 .

Задача

Пример 4.7. В топке парового котла со слоевым сжиганием топлива на цепной решетке расходуется 6500 кг/ч топлива с теплотой сгорания $Q_n^p = 10700 \text{ кДж/кг}$. Определить активную площадь цепной решетки и объем топочной камеры, если допустимое тепловое напряжение зеркала горения $Q/R = 4,19 \cdot 10^6 \text{ кДж/м}^2$, а напряжение топочного пространства $Q/V_T = 1,050 \cdot 10^6 \text{ кДж/м}^3$.

Решение: Активная площадь зеркала горения цепной решетки определяется по формуле (4.28)

$$R_{з.г} = \frac{BQ_n^p}{(Q/R)} = \frac{6500 \cdot 10700}{4,19 \cdot 10^6} = 16,6 \text{ м}^2.$$

Объем топки котла определяется по формуле

$$V_T = \frac{BQ_n^p}{(Q/V_T)} = \frac{6500 \cdot 10700}{1,05 \cdot 10^6} = 66 \text{ м}^3.$$

Контрольные задачи

4.18. В топке парового котла сжигается 6000 кг/ч топлива с теплотой сгорания $Q_n^p = 21000 \text{ кДж/кг}$. Определить удельное тепловое напряжение зеркала горения и топочного объема, если $R_{з.г} = 33,1 \text{ м}^2$; $V_T = 130 \text{ м}^3$.

4.19. Определить, какое количество топлива можно сжигать на колосниковой решетке площадью $26,2 \text{ м}^2$, если $Q_n^p = 12000 \text{ кДж/кг}$, а допустимое тепловое напряжение зеркала горения $Q/R = 3,35 \times 10^6 \text{ кДж/м}^2$.

ГЛАВА 5. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

5.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И К.П.Д. КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Если принять количество тепла, вносимого в топку, равным теплоте агрегата 1 кг топлива, то уравнение теплового баланса котельного агрегата записывается в виде

$$Q_n^p = Q_l + \sum Q_{\text{пот}}, \text{ кДж/кг}, \quad (5.1)$$

где Q_n^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг ; Q_l – полезно использованное (на получение пара) тепло, кДж/кг ; $\sum Q_{\text{пот}}$ – сумма всех тепловых потерь в котельном агрегате, кДж/кг ,

$$\sum Q_{\text{пот}} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ кДж/кг}, \quad (5.2)$$

где Q_2 – потери тепла с уходящими газами, кДж/кг ; Q_3 – потери тепла от химической неполноты сгорания, кДж/кг ; Q_4 – потери тепла от механической неполноты сгорания, кДж/кг ; Q_5 – потери тепла в окружающую среду, кДж/кг .

Тепловые потери могут быть отнесены к теплоте 1 кг сожженного топлива, тогда

$$l = q_l + \sum q_{\text{пот}}; \quad (5.3)$$

$$\sum q_{\text{пот}} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \quad (5.4)$$

где

$$q_1 = \frac{Q_l}{Q_n^p}; q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p}; q_3 = \frac{Q_3}{Q_n^p}; q_4 = \frac{Q_4}{Q_n^p}; q_5 = \frac{Q_5}{Q_n^p};$$

или в процентах:

$$100\% = q_l + \sum q_{\text{пот}}, \quad (5.5)$$

где

$$q_1 = \frac{Q_l}{Q_n^p} 100\%; q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} 100\%; q_3 = \frac{Q_3}{Q_n^p} 100\%; q_4 = \frac{Q_4}{Q_n^p} 100\%; q_5 = \frac{Q_5}{Q_n^p} 100\%$$

Полезно используемое тепло топлива в котельном агрегате может быть определено двумя способами:

1) как разность между теплом топлива и суммой всех потерь тепла:

$$Q_l = Q_n^p - \sum Q_{\text{пот}}, \text{ кДж/кг}, \quad (5.6)$$

2) из уравнения теплового баланса

$$B_q Q_l = D_q (i_n - i_{n,n}), \text{кДж} / \text{ч}, \quad (5.7)$$

откуда

$$Q_l = \frac{D_q (i_n - i_{n,n})}{B_q}, \text{кДж} / \text{кг}, \quad (5.8)$$

где B_q - часовой расход топлива, $\text{кг} / \text{час}$; D_q - часовое количество получаемого пара, $\text{кг} / \text{ч}$; i_n - энтальпия пара, $\text{кДж} / \text{кг}$; $i_{n,n}$ - энтальпия питательной воды, $\text{кДж} / \text{кг}$.

Коэффициент полезного действия котельного агрегата (к.п.д.) $\eta_{к.а.}$ может быть представлен как отношение полезно использованного тепла к теплу топлива (затраченному):

$$\eta_{к.а.} = \frac{Q_l}{Q_n^p} \cdot 100\% \quad (5.9)$$

или получен из уравнения теплового баланса

$$\eta_{к.а.} = q_l = 100 - \sum q_{пот}, \% \quad (5.10)$$

Если известны паропроизводительность котельного агрегата, параметры пара и питательной воды, то к.п.д. котельного агрегата можно определить из выражения

$$\eta_{к.а.} = \frac{D_q (i_n - i_{n,n})}{B_q Q_n^p} \cdot 100\%. \quad (5.11)$$

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 котла:

$$Q_2 = V_{г,вых} C_{г,ср} t_{г,вых} - \alpha_{г,вх} V_m C_{а,ср} t_{а,вх}, \text{кДж} / \text{кг}, \quad (5.12)$$

где $V_{г,вых}$ - объем дымовых газов на выходе из последнего газохода котла, $\text{м}^3 / \text{кг}$; $C_{г,ср}$ - средняя объемная теплоемкость газов при $t_{г,вых}$; $t_{г,вых}$ - температура дымовых газов на выходе из последнего газохода, $^{\circ}\text{C}$; $\alpha_{г,вх}$ - коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом; V_m - теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1кг топлива, $\text{м}^3 / \text{кг}$; $C_{а,ср}$ - средняя объемная теплоемкость воздуха, $\text{кДж} / \text{кг} \cdot \text{K}$; $t_{а,вх}$ - температура воздуха в котельной, $^{\circ}\text{C}$.

Потери тепла от химической неполноты сгорания топлива

$$Q_3 = 237 K^p \frac{CO}{RO_2 + CO}, \text{ кДж / кг}, \quad (5.13)$$

где K^p - приведенное содержание углерода в топливе, определяемое по формуле (4.19); CO - содержание окиси углерода в уходящих газах, %; RO_2 - содержание ($CO_2 + SO_2$) в уходящих газах, %.

Потеря тепла от механического недожога Q_4 обусловлена тем, что отдельные частицы топлива полностью не сгорают в топочном устройстве:

$$Q_4 = Q_4^{mt} + Q_4^{np} + Q_4^{un}, \text{ кДж / кг}, \quad (5.14)$$

где Q_4^{mt} - потери со шлака, кДж / кг; Q_4^{np} - потери с провалом, кДж / кг; Q_4^{un} - 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 принимаются по нормативным данным, а при испытаниях котельных агрегатов определяются из уравнения теплового баланса

$$Q_5 = Q_{\pi}^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4), \text{ кДж / кг}. \quad (5.15)$$

З а д а ч а

Пример 5.1. 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 $Q_{\pi}^p = 26000 \text{ кДж / кг}$, содержание в топливе углерода $C^p = 72,47\%$, серы $S_t^p = 1,54$.

Решение. Потери тепла от химического недожога определим по формуле (5.13):

$$Q_3 = 237 K^p \frac{CO}{RO_2 + CO}.$$

Приведенное количество углерода в топливе в соответствии с формулой (4.19) $K^p = C^p + 0,375S_g^p = 72,47 + 0,375 \cdot 1,54 = 73\%$,

тогда $Q_3 = 237 \cdot 73 \cdot \frac{0,53}{10,53 + 0,53} = 830 \text{ кДж} / \text{кг}$;

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_n^p} 100 = \frac{830}{26000} 100 = 3,19\%.$$

Контрольные задачи

5.1. По условиям предыдущей задачи определить, как возрастает потеря тепла с уходящими газами, если температура уходящих газов повысится до $t_{yx} = 200^\circ\text{C}$.

5.2. По условиям задачи 5.1 определить расчетный расход топлива с учетом поправки на механический недожог $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$.

5.3. Определить суммарные потери тепла за 1ч работы котельного агрегата ПК-33-38СП (паропроизводительностью $D_n = 640 \text{ т} / \text{ч}$) при сжигании $166 \text{ т} / \text{ч}$ топлива с теплотой сгорания $13500 \text{ кДж} / \text{кг}$, если к.п.д. котла равен $\eta_{к.а} = 91,2\%$.

5.4. По условиям задачи 5-4 определить часовой расход топлива, необходимого на покрытие суммарных тепловых потерь котельного агрегата.

5.5. Определить потери тепла с уходящими газами по следующим данным:

теплота сгорания топлива $Q_n^p = 33000 \text{ кДж} / \text{кг}$;

объем теоретически необходимого воздуха $V_m = 9,32 \text{ м}^3 / \text{м}^3$;

коэффициент избытка воздуха $\alpha_{yx} = 1,28$;

объем уходящих газов $V_{yx} = 13,11 \text{ м}^3 / \text{м}^3$;

температура уходящих газов $t_{yx} = 190^\circ\text{C}$;

теплоемкость газов при t_y : $C_g = 1,365 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{K}$;

температура воздуха $t_a = 30^\circ\text{C}$;

теплоемкость воздуха $C_a = 1,297 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{K}$.

5.6. Определить потери тепла от механического недожога, если по данным известны следующие величины:

потери со шлаком $Q_4^{ш} = 125 \text{ кДж / кг } ;$
 потери с провалом $Q_4^{пр} = 200 \text{ кДж / кг } ;$
 потери с уносом $Q_4^{ун} = 150 \text{ кДж / кг } .$

Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 25000 \text{ кДж / кг } .$

5.7. Определить потери тепла в окружающую среду, если $q_2 = 6\% ; q_3 = 0,5\% ; q_4 = 2,0 ; \eta_{к.а} = 90,5\% .$

5.8. Потери тепла в окружающую среду равны $q_3 = 1\% ,$ теплота сгорания топлива $Q_H^p = 22000 \text{ кДж / кг } .$ Определить потери тепла в окружающую среду за 1ч работы котла, если расход топлива составляет $B_q = 10 \text{ т / ч } .$

Задание №17

Определить сумму всех потерь в котельном агрегате, если известны следующие параметры:

Параметр	Варианты по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D_q \cdot 10^{-5}$ кг/ч	1	2	3	1,5	2,5	3,5	4	4,5	3,8	2,2
$i_{п.} \cdot 10^{-3}$ кДж/кг	3	2	4	3,5	2,5	4,5	3,25	4,25	2,25	3,05
$i_{п.в.}$ кДж/кг	800	700	900	850	750	950	825	925	725	805
$B_q \cdot 10^{-3}$ кДж/час	40	41	42	43	45	30	31	32	33	34
$Q_H^p \cdot 10^{-3}$ кДж/кг	20	21	22	19	23	24	25	26	27	18

5.2. РАСХОД ТОПЛИВА. ИСПАРИТЕЛЬНАЯ СПОСОБНОСТЬ

Расчетная формула для определения расхода топлива:

$$B_q = \frac{D_q(i_n - i_{н.в.})}{Q_H^p \eta_{к.а}} , \text{ кг / ч} \quad (5.16)$$

Отношение часовой паропроизводительности котельной установки к часовому расходу топлива называется *испарительной способностью топлива*:

$$H = \frac{Q_n^p \eta_{k.a}}{i_n - i_{n.g}}, \text{ кг пара / кг топлива} \quad (5.17)$$

З а д а ч а

Пример 5.2. Определить испарительность топлива с теплотой сгорания $Q_n^p = 12000 \text{ кДж / кг}$, если энтальпия котлового пара $i_n = 3040 \text{ кДж / кг}$ температура питательной воды $t_{n.g} = 80^\circ\text{C}$, к.п.д. котла $\eta_{k.a} = 0,87$.

Решение. Испарительность топлива определяется по формуле

$$H = \frac{Q_n^p \eta_{k.a}}{i_n - i_{n.g}} = \frac{12000 \cdot 0,87}{(3040 - 80 \cdot 4,19)} = 3,96 \text{ кг / кг}.$$

Средняя массовая теплоемкость воды может быть принята $C_{n.g} = 4,19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$, тогда теплосодержание питательной воды равно:

$$i_{n.g} = t_{n.g} C_{n.g} = 80 \cdot 4,19 \text{ кДж / кг}.$$

К о н т р о л ь н ы е з а д а ч и

5.9. Определить расход топлива котельным агрегатом ТП-93 паропроизводительностью $D_q = 500 \text{ т / ч}$, при давлении пара $P_k = 140 \text{ кгс / см}^2$ и $t_n = 570^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{n.g} = 230^\circ\text{C}$, к.п.д. котлоагрегата $\eta_{k.a} = 92,8\%$, теплота сгорания топлива $Q_n^p = 19500 \text{ кДж / кг}$.

5.10. Определить расход газообразного топлива котельным агрегатом, если известны следующие величины:

часовая паропроизводительность $D_q = 15 \text{ т / ч}$;

затраты тепла на получение 1 кг пара $(i_n - i_{n.g}) = 2380 \text{ кДж / кг}$;

теплота сгорания топлива $Q_n^p = 35800 \text{ кДж / м}^3$;

к.п.д. котлоагрегата $\eta_{k.a} = 90,7\%$.

5.11. Определить, как изменится расход топлива после рационализации котельной, если к.п.д. котлов повысился с 0,83 до 0,86,

а качество топлива и количество, производительность котельной и параметры пара остались прежними.

5.12. На теплоснабжение района от местных котельных расходуется $B_{\text{м}} = 50 \cdot 10^3 \text{ т/год}$ топлива. Определить, на сколько тонн сократится расход топлива в год при переходе на теплоснабжение от центральной котельной, если средневзвешенный к.п.д. котельной увеличился с $\eta_{\text{н}} = 0,65$ до $\eta_{\text{н}} = 0,85$, а тепловая нагрузка осталась прежней.

5.13. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D_{\text{п}} = 6,5 \text{ т/ч}$ сжигается $B_{\text{г}} = 1300 \text{ кг/ч}$ топлива с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15500 \text{ кДж/кг}$. Давление котлового пара $P_{\text{н}} = 14 \text{ кгс/см}^2$ при температуре $t_{\text{н}} = 300^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}} = 104^\circ\text{C}$. Определить к.п.д. котлоагрегата.

5.14. Определить к.п.д. котла, если расчетом установлено, что сумма потерь тепла $\sum q_{\text{пот}} = 9\%$.

5.15. Определить расход топлива котельным агрегатом паропроизводительностью $D_{\text{п}} = 20 \text{ т/ч}$, если испарительность топлива $H = 8 \text{ кг/кг}$.

Задание №18

Определить расход топлива (торф) в котельном агрегате, имеющий следующие характеристики ($\eta_{\text{бр}} = 0,714$):

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, т/ч	30	35	40	45	50	25	20	15	10	5
$P_{\text{абс}}^{\text{бар}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	40	45	50	55	60	35	30	25	20	15
$P_{\text{абс}}^{\text{перег}} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	35	40	45	50	55	30	25	20	15	10
$t_{\text{ер}}, ^\circ\text{C}$	400	425	450	475	500	375	350	325	300	275
$t_{\text{п.в}}, ^\circ\text{C}$	150	125	150	175	200	75	150	125	100	170
$t_{\text{ух}}, ^\circ\text{C}$	180	155	180	205	230	105	180	155	130	200
$t_{\text{воздух}}, ^\circ\text{C}$	30	25	30	20	30	20	20	20	20	20
$Q_{\text{н}}, \text{ кДж/кг}$	520	550	570	590	610	500	480	460	440	400

ГЛАВА 6. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

6.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН

Действительная скорость пара или газа на выходе из сопла

$$C_d = \varphi C_t, \text{ м/с}, \quad (6.1)$$

где φ - коэффициент скорости сопла ($\varphi = 0,92 \div 0,98$).

Действительный расход пара или газа через сопло

$$m_d = \mu m_t, \text{ кг/с}, \quad (6.2)$$

где μ - коэффициент расхода ($\mu = 0,91 \div 0,97$).

Полный располагаемый теплоперепад для ступени паровой или газовой турбины

$$h_0 = i_0 - i_2 + \frac{C_0^2}{2000}, \text{ кДж/кг}, \quad (6.3)$$

где C_0 - скорость пара или газа перед соплами, м/с.

Для ступени газовой турбины полный располагаемый теплоперепад можно определять по формуле

$$h_0 = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (6.4)$$

где P_0 и T_0 - начальные параметры газа перед ступенью турбины с учетом начальной скорости.

Теоретическая работа 1кг рабочего тела, проходящего через лопатки турбины,

$$l_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \text{ Дж/кг}, \quad (6.5)$$

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 и выходной кромок лопатки.

Величины углов $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$ и β_2 определяются построением треугольников скоростей для ступени турбины.

Относительная скорость w_1 при входе потока на лопатку равна:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}, \text{ м/с.} \quad (6.6)$$

где $u = \frac{\pi d n}{60}$ 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

$$w_2 = \psi w_1, \text{ м/с,} \quad (6.7)$$

где ψ - коэффициент скорости на лопатке ($\psi = 0.8 \div 0.9$).

Если ступень реактивная, то в соплах срабатывается теплоперепад h_{11} и на лопатках h_{12} :

$$h_1 = h_{11} + h_{12} = i_0 - i_2, \text{ кДж/кг,} \quad (6.8)$$

где i_2 - энтальпия после адиабатного расширения в ступени до давления на выходе с лопаток реактивной ступени, кДж/кг.

Тогда степень реактивности ступени

$$\rho = \frac{h_{12}}{h_{11}}. \quad (6.9)$$

Следовательно, $h_{11} = h_1(1 - \rho)$ и $h_{12} = h_1 \rho$.

Скорость при входе на лопатки реактивной ступени

$$c_1 = 44.8 \varphi \sqrt{(i_0 - i_2)(1 - \rho) + \left(\frac{c_0}{44.8}\right)^2}, \text{ м/с.} \quad (6.10)$$

Относительная скорость на выходе из лопаток

$$w_2 = 44.8 \psi \sqrt{\rho(i_0 - i_2) + \left(\frac{w_1}{44.8}\right)^2}, \text{ м/с,} \quad (6.11)$$

Задачи

Пример 6.1. Определить давление, температуру и скорость пара на выходе из сопла активной ступени паровой турбины, если па-

параметры пара перед соплами $7,85 \text{ МН/м}^2$ и 480°С , в ступени срабатывается адиабатный теплоперепад 419 кДж/кг , коэффициент скорости для сопла $\varphi = 0,95$.

Решение. По заданному теплоперепаду и коэффициенту скорости определяем действительную скорость истечения:

$$c = 44,8\varphi\sqrt{i_0 - i_1} = 44,8 \cdot 0,95\sqrt{419} = 870 \text{ м/с}.$$

Параметры пара на выходе из сопла определяются по i -диаграмме с учетом необратимости расширения пара в соплах (рис.6.1).

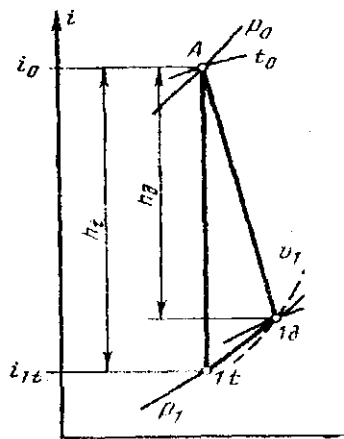


Рис.6.1.

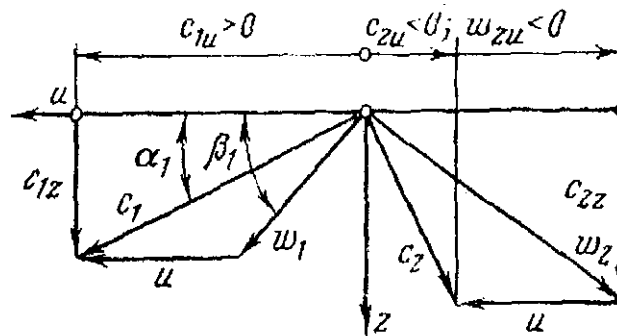


Рис.6.2.

Заданным начальным параметрам соответствует энтальпия пара $i_0 = 3350 \text{ кДж/кг}$. Так как теоретический теплоперепад $H_1 = 419 \text{ кДж/кг}$, то энтальпия пара в конце процесса обратимого адиабатного расширения будет равна $i_{1t} = i_0 - h_1 = 3350 - 419 = 2931 \text{ кДж/кг}$, что по i -диаграмме соответствует давлению $P_1 = 1,76 \text{ МН/м}^2$. В действительности пар на выходе из сопла будет иметь такое же давление, но энтальпия его будет больше i_{1t} на величину потери энергии в сопле, равной $\Delta h = (1 - \varphi^2)h_1 = (1 - 0,95^2)419 = 37,8 \text{ кДж/кг}$.

Следовательно, конечные параметры пара: $P_1 = 1,76 \text{ МПа} / \text{м}^2$,
 $t_1 = 275^\circ\text{C}$ и $v_1 = 0,135 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Пример 6.2. Для условий предыдущей задачи определить выходное сечение сопла, если расход пара $40 \text{ кг} / \text{с}$, а коэффициент расхода $\mu = 0,94$.

Решение. Удельный объем пара на выходе из сопла определяется по i -диаграмме и равен $v_1 = 0,135 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Тогда выходное сечение сопла

$$f = \frac{mv_1}{\mu c_1} = \frac{40 \cdot 0,135}{0,94 \cdot 870} = 0,0066 \text{ м}^2 = 66,0 \text{ см}^2$$

Контрольные задачи

6.1. Определить коэффициент скорости для сопла, если известно, что при параметрах пара перед соплом $P_0 = 16 \text{ атм}$ и $t_0 = 450^\circ\text{C}$ и давлении за соплом $P_1 = 10 \text{ атм}$ скорость на выходе из сопла $520 \text{ м} / \text{с}$.

6.2. Определить коэффициент расхода для сопла Лаваля с площадью сечения горловины 1 см^2 , если параметры воздуха перед соплом 6 атм и 120°C , а давление за соплом 1 атм . Расход воздуха через сопло $0,114 \text{ кг} / \text{с}$.

6.3. Пар из сопла с абсолютной скоростью $600 \text{ м} / \text{с}$ входит на рабочее колесо турбины под углом $\alpha_1 = 25^\circ$. Окружная скорость лопатки $150 \text{ м} / \text{с}$. Построением треугольника скоростей определить относительную скорость входа пара на лопатки.

6.4. Скорость входа пара на лопатки активной ступени турбины $1200 \text{ м} / \text{с}$, угол сопла 25° ; отношение скоростей в ступени $u/c_1 = 0,25$. Определить потерю с выходной абсолютной скоростью, если лопатки симметричные, т. е. $\beta_1 = \beta_2$. Коэффициент скорости для лопаток $\psi = 0,87$. Абсолютную скорость на выходе с лопаток определять построением треугольников скоростей.

6.5. Какова скорость пара при выходе на лопатки реактивной ступени при давлении 15 атм и температура 300°C , а рас-

ширение пара в ступени происходит до давления l атм. Коэффициент скорости для сопл $\varphi = 0,93$.

6.2. ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ТУРБИНЕ

Потери энергии в соплах турбины вследствие трения и вихревых движений пара или газа

$$h_c = (1 - \varphi^2) \frac{c_{11}^2}{2}, \text{ Дж / кг.} \quad (6.12)$$

Потери энергии на лопатках турбины:

а) активной ступени –

$$h_{л_а} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2}, \text{ Дж / кг;} \quad (6.13)$$

б) реактивной ступени –

$$h_{л_р} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}, \text{ Дж / кг.} \quad (6.14)$$

Потери с выходной скоростью

$$h_u = \frac{c_2^2}{2}, \text{ Дж / кг.} \quad (6.15)$$

Коэффициент полезного действия на лопатках без учета начальной скорости

$$\eta_{л} = \frac{l_{л}}{h_i} = 1 - \frac{h_c + h_{л_а} + h_u}{h_i}, \quad (6.16)$$

Для активной ступени $h_i = i_0 - i_1$ и для реактивной ступени

$$h_i = h_{i1} + h_{i2} = (i_0 - i_1) + (i_1 - i_2). \quad (6.17)$$

Коэффициент полезного действия на лопатках с учетом начальной скорости

$$\eta_{л} = \frac{l_{л}}{h_i + \frac{c_0^2}{2}} = 1 - \frac{h_c + h_{л_а} + h_u}{h_i + \frac{c_0^2}{2}}, \quad (6.18)$$

Потери на трение и вентиляцию при вращении колеса турбины в паре

$$N_{м.в} = \lambda \left[1,07 d^2 + 0,6 I z (1 - \varepsilon) d l_2^{1,5} \right] \rho \frac{u^3}{10^6}, \text{ кВт,} \quad (6.19)$$

где $\lambda = 1,1 \div 1,2$ для перегретого пара и $1,3$ для насыщенного; для газа $\lambda = 1$; ρ - плотность пара или газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; 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, $\text{м}/\text{с}$.

Потери от утечек через зазоры в уплотнениях и в обход сопла и лопаток

$$h_{ym} = \frac{G_{ym}(i_0 - i_2)}{G}, \text{ кДж} / \text{кг}, \quad (6.20)$$

где G и G_{ym} - соответственно полный расход газа или пара в ступени и утечки, $\text{кг}/\text{с}$.

Внутренний относительный к.п.д. ступени турбины

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{h_c + h_d + h_e + h_{ym} + h_{m,c}}{h_m + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{h_i}{h_0}, \quad (6.21)$$

Для многоступенчатой турбины

$$\eta_{oi} = \frac{\sum h_i}{H_0}, \quad (6.22)$$

где H_0 - располагаемый теоретический (адиабатный) теплоспад для всей турбины, $\text{Дж}/\text{кг}$.

Механические потери на трение в подшипниках и привод вспомогательных механизмов (масляные насосы, регулирование и т. п.) характеризуются механическим к.п.д.:

$$\eta_m = \frac{N_s}{N_t}, \quad (6.23)$$

$$\eta_m = 0,85 \div 0,99.$$

Относительный эффективный к.п.д. турбины

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m, \quad (6.24)$$

К.п.д. с учетом потерь в электрическом генераторе

$$\eta_{o\gamma} = \eta_{oe} \eta_{\gamma}, \quad (6.25)$$

где η_{γ} - к.п.д. электрического генератора ($\eta_{\gamma} = 0,93 \div 0,97$).

Удельный эффективный расход рабочего газа

$$d_e = \frac{3600}{\eta_{oe} H_0}, \text{ кг / (кВт} \cdot \text{ч)}, \quad (6.26)$$

где $H_0 = i_0 - i_1 + \frac{c_0^2}{2}$ - общий перепад в турбине, кДж / кг .

Часовой расход пара или газа

$$D = d_e N_e = \frac{3600 N_e}{H_0 \eta_{oe}}, \text{ кг / ч}, \quad (6.27)$$

где $N_e = \frac{N_{2\pi}}{\eta_{ген}} = N_i \eta_{мех}$ - эффективная мощность, кВт .

Контрольные задачи

6.6. Параметры газа перед одноступенчатой активной турбиной с учетом начальной скорости: $P_0 = 1,8 \text{ атм}$, $t_0 = 650^\circ\text{C}$. Давление за турбиной 1 атм . Коэффициенты скорости для сопл и лопаток соответственно $0,97$ и $0,96$. Угол наклона сопла 20° , для лопаток - $\beta_2 = \beta_1 - 15^\circ$. Определить к.п.д. турбины на лопатках, приняв отношение скоростей для ступени $u/c_1 = 0,48$. Принять для газа $k = 1,35$ и $R = 288 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}$.

6.7. 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 $0,85$. Параметры пара на рабочем колесе: 10 атм и 250°C .

6.8. Параметры пара перед турбиной 35 атм и 435°C . Давление в конденсаторе $0,035 \text{ атм}$. Внутренний относительный и механический к.п.д. турбины соответственно $0,85$ и $0,995$. Определить расход пара турбиной, если ее электрическая мощность 25000 кВт , а к.п.д. электрического генератора $0,97$.

6.9. Определить расход пара паровой турбиной с эффективной мощностью 50000 кВт , если параметры пара перед турбиной: $P_0 = 100 \text{ атм}$ и $t_0 = 500^\circ\text{C}$, а давление в конденсаторе $0,035 \text{ атм}$. Относительный эффективный к.п.д. турбины $0,81$.

6.3. КОНДЕНСАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тепловой баланс конденсатора

$$D_k(i_2 - i_k) = W(t_a'' - t_a')c_a, \quad (6.28)$$

где D_k - количество конденсируемого пара, кг/ч; W - расход охлаждающей воды, кг/ч; i_2 - энтальпия отработавшего пара перед входом в конденсатор, кДж/кг; i_k - энтальпия конденсата, кДж/кг; t_a' и t_a'' - температуры охлаждающей воды при входе в конденсатор и на выходе из него, °C; c_a - теплоемкость воды, кДж/(кг·K).

Кратность охлаждения

$$m = \frac{W}{D_k} = \frac{i_2 - i_k}{t_a'' - t_a'}, \quad (6.29)$$

уравнение теплопередачи конденсатора

$$Q = D_k(i_2 - i_k) = k\Delta t_{cp}F, \text{ кВт}, \quad (6.30)$$

где k - коэффициент теплопередачи для трубок конденсатора, кВт/(м²·K); i_2 и i_k - энтальпии отработавшего пара и конденсата, кДж/кг; F - поверхность охлаждения конденсатора, м²; Δt_{cp} - средний температурный напор в конденсаторе,

$$\Delta t_{cp} = t_n - \frac{t_a' + t_a''}{2}, \text{ °C}, \quad (6.31)$$

где t_n - температура пара в конденсаторе.

З а д а ч а

Пример 6.3. 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 в конденсатор 18°C, на выходе 28°C. Температура пара в конденсаторе 32,5°C. Коэффициент теплопередачи 3700 Вт/(м²·K).

Решение. Расход пара турбиной

$$D = d_c N_c = 5,5 \cdot 1000 = 5,5 \text{ м / ч.}$$

Расход охлаждающей воды

$$W = Dm = 5,5 \cdot 55 = 302,5 \text{ м / ч.}$$

Отводимая в конденсаторе теплота

$$Q = cW\Delta t = 4,19 \cdot 302500 \cdot 10 = 12,67 \text{ ГДж / ч.}$$

Температурный напор в конденсаторе

$$\Delta t = t_n - \frac{t'_a + t''_a}{2} = 32,5 - \frac{18 + 28}{2} = 9,5^\circ\text{C}.$$

Поверхность охлаждения конденсатора

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{12,67 \cdot 10^6}{3600 \cdot 3700 \cdot 9,5} = 100 \text{ м}^2.$$

Контрольные задачи

6.10. Определить кратность охлаждения для конденсатора паровой турбины, если пар поступает в конденсатор при давлении $0,035 \text{ атм}$ со степенью сухости $0,92$. Повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе $9,5^\circ\text{C}$.

6.11. Определить расход охлаждающей воды на конденсацию 1 м пара с давлением $0,04 \text{ атм}$ и степенью сухости $0,91$. Повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе 9°C .

6.12. Определить повышение температуры охлаждающей воды в конденсаторе и его теплопередающую поверхность, если при конденсации 10 м / ч пара с давлением $0,036 \text{ бар}$ и степенью сухости $\chi = 0,9$; кратность охлаждения $57,5 \text{ кг / кг}$. Температура воды при входе в конденсатор 8°C и конденсата на выходе из конденсатора 20°C . Коэффициент теплопередачи в конденсаторе $3500 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{K)}$.

6.4. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТУ

Тепловой баланс камеры сгорания

$$G_g i_g = B_c Q_u^p \eta_{к.с.} + G_a i_a + B_c i_m, \quad (6.32)$$

где G_g и G_a - расход газа и воздуха, кг / с ; B_c - расход топлива, кг / с ; i_g и i_a - энтальпия газа на выходе из камеры сгорания и входе в камеру сгорания, кДж / кг ; i_m - энтальпия топлива, пода-

ваемого в камеру сгорания, кДж/кг ; $\eta_{\text{к.с.}}$ - к.п.д. камеры сгорания.

Теплонапряженность камеры сгорания

$$y = \frac{B_{\text{с}} Q_{\text{н}}}{V_{\text{к.с}}}, \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}), \quad (6.33)$$

где $V_{\text{к.с.}}$ - объем камеры сгорания, м^3 .

Контрольные задачи

6.13. Определить объем камеры сгорания ГТУ, если при расходе топлива $0,4 \text{ кг/с}$ с низшей теплотой сгорания 42000 кДж/кг ее объемная теплонапряженность $32 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^3$ и к.п.д. $0,98$.

6.14. Определить расход топлива при работе газовой турбины, если расход воздуха 35 кг/с , его температура 25°C , температура газа на выходе из камеры сгорания 750°C . Теплоемкость продуктов сгорания $c_{\text{пр}} = 1,09 \text{ кДж/кг}$; к.п.д. камеры сгорания $0,975$. Энтальпия топлива, подаваемого в камеру сгорания, 183 кДж/кг (при $t_{\text{м}} = 90^\circ\text{C}$).

6.15. Газотурбинная установка имеет мощность 3000 кВт , эффективный к.п.д. $0,22$ и к.п.д. электрического генератора $0,96$. Определить расход топлива с низшей теплотой сгорания 41000 кДж/кг .

ГЛАВА 7. ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

7.1. КОМПРЕССОРЫ

Теоретический рабочий процесс ступени поршневого компрессора приведен на рис.7.1. Отношение объема всасывания $V_{\text{вс}}$ к рабочему объему цилиндра $V_{\text{р}}$ представляет *объемный коэффициент* ступени:

$$\lambda_{\text{об}} = \frac{V_{\text{вс}}}{V_{\text{р}}} = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right), \quad (7.1)$$

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.

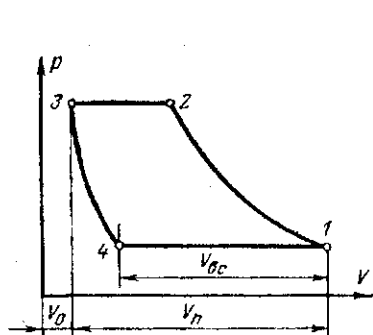


Рис. 7.1

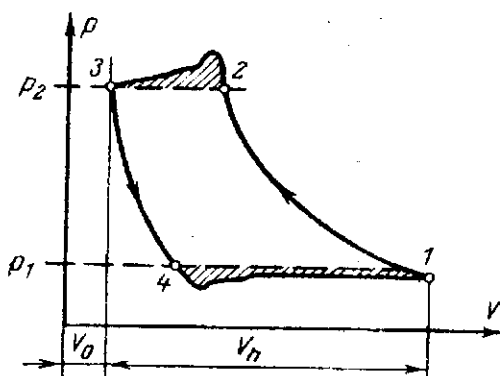


Рис. 7.2

Действительный рабочий процесс компрессора, изображаемый его индикаторной диаграммой (рис. 7.2), 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_T называется *коэффициентом подачи*:

$$\lambda = \frac{V}{V_T}. \quad (7.2)$$

Теоретическая производительность цилиндра компрессора

$$V_T = 60 \frac{\pi D^2}{4} S n, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (7.3)$$

где D и S - диаметр цилиндра и ход поршня, м ; n - частота вращения вала в минуту:

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_T \lambda_{vm}, \quad (7.4)$$

где λ_p - коэффициент, учитывающий понижение давления при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания; λ_T - коэффициент, учитывающий повышение температуры (понижение плотности газа) от нагревания воздуха при контакте со стенками системы впуска и стенками цилиндра; λ_{ym} - коэффициент, учитывающий утечки через плотности во всасывающих клапанах и поршневых кольцах.

Если параметры всасываемого газа P_0 и T_0 , а в начале сжатия в цилиндре P_1 и T_1 , то

$$\lambda_p = \frac{P_1}{P_0} \quad \text{и} \quad \lambda_T = \frac{T_0}{T_1}; \quad \lambda_{ym} = 1 - \frac{G_{ym}}{G_{ac}}, \quad (7.5)$$

где G_{ac} и G_{ym} - соответственно масса всасываемого газа и утечек в процессе сжатия и нагнетания.

Теоретическая работа сжатия 1 кг газа в компрессоре:

а) изотермическое сжатие -

$$l_{из} = RT_1 \ln \beta, \text{ Дж / кг}; \quad (7.6)$$

б) адиабатное сжатие -

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ Дж / кг}; \quad (7.7)$$

в) политропное сжатие с показателем политропы n -

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \text{ Дж / кг}. \quad (7.8)$$

Производительность компрессора V_n при нормальных физических условиях

$$V_n = V \frac{P_0 273}{P_n (t_0 + 273)}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (7.9)$$

где V - производительность компрессора при параметрах окружающей среды; P_0 и t_0 - абсолютное давление и температура окружающей среды; P_n - давление при нормальных физических условиях.

Если при давлении всасывания P_1 производительность цилиндра компрессора V_1 , $\text{м}^3/\text{с}$, то теоретическая работа сжатия в секунду или теоретическая мощность определяется по формулам

$$N_{\text{те}} = P_1 V_1 \ln \beta, \text{Вт}; \quad (7.10)$$

$$N_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{Вт}; \quad (7.11)$$

$$N_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left(\beta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \text{Вт}. \quad (7.12)$$

Действительная эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{\text{те}}}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}} = \frac{N_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м}}} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_{\text{пол}} \eta_{\text{м}}} = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{е из}}} = \frac{N_{\text{ад}}}{\eta_{\text{е ад}}} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_{\text{е пол}}}, \text{кВт}, \quad (7.13)$$

где $\eta_{\text{из}}$; $\eta_{\text{ад}}$; $\eta_{\text{пол}}$ - соответственно изотермический, адиабатный и политропный индикаторные к.п.д. компрессора; $\eta_{\text{е из}}$; $\eta_{\text{е ад}}$; $\eta_{\text{е пол}}$ - соответственно эффективные к.п.д.; $\eta_{\text{м}}$ - механический к.п.д. компрессора ($\eta_{\text{м}} = 0.8 \div 0.95$):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{м}}}, \text{кВт}, \quad (7.14)$$

где N_i - индикаторная или внутренняя мощность компрессора, кВт;

$$N_i = \frac{P_i V_h n}{600}, \text{кВт}, \quad (7.15)$$

где P_i - среднее индикаторное давление, Па; n - частота вращения вала, $\text{об}/\text{мин}$; V_h - рабочий объем цилиндра, м^3 .

Общая степень повышения давления в многоступенчатом компрессоре

$$\beta = \beta_1 \beta_{\text{II}} \dots \beta_Z, \quad (7.16)$$

где $\beta_1, \beta_{\text{II}}, \dots, \beta_Z$ - степени повышения давления в отдельных ступенях.

Если $\beta_1 = \beta_{\text{II}} = \dots = \beta_Z$, то $\beta = \beta_{\text{ст}}^Z$, где β - для одной ступени.

Тогда число ступеней компрессора

$$z = \frac{\lg \beta}{\lg \beta_{cm}}. \quad (7.17)$$

З а д а ч и

Пример 7.1. Воздух сжимается в компрессоре. Как изменится теоретическая производительность компрессора, если давление воздуха в конце сжатия превышает начальное давление а) в 10 раз, б) в 20 раз? Расширение остающегося в мёртвом пространстве воздуха считать политропным $n=1,18$.

Решение. $V = F S n_0 = 0,785 \cdot D^2 \cdot S n_0 = 0,785 \cdot 0,3^2 \cdot 0,45 \cdot 980 = 31,2 \text{ м}^3/\text{мин};$

$$\text{а) } \lambda_v' = 1 - a_0 \left[\left(\frac{P_{2абс}}{P_{1абс}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0,03(10^{0,846} - 1) = 0,818;$$

$$V' = V \lambda_v' = 31,2 \cdot 0,818 = 25,5 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$\text{б) } \lambda_v'' = 1 - a_0 \left[\left(\frac{P_{2абс}}{P_{1абс}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0,03(20^{0,846} - 1) = 0,652;$$

$$V'' = V \lambda_v'' = 31,2 \cdot 0,652 = 20,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Пример 7.2. Определить предельное значение давления, до которого может сжиматься воздух в одноступенчатом поршневом компрессоре с вредным объемом, если давление начала сжатия $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, принять равным 1,2. Расчет произвести для случаев, когда вредный объем составляет 5, 10 и 15% от рабочего объема цилиндра.

Решение. Предельным является то давление нагнетания, при котором объемный коэффициент становится равным нулю:

$$\lambda_v = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right) = 0,$$

где σ - коэффициент вредного объема; β - степень повышения давления в компрессоре.

Следовательно, $\lg \beta_{np} = n_2 \lg \frac{\sigma + 1}{\sigma}.$

Если $\sigma = 0,05$, то $\beta_{np} = 38,9$; при $\sigma = 0,1$ $\beta_{np} = 17,8$ и при $\sigma = 0,15$ $\beta_{np} = 11,5$. Так как $P_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$, то значения предельного P будут численно равны соответствующим значениям β_{np} .

Пример 7.3. 1 м^3 кислорода сжимается со степенью повышения давления, равной 5 при показателе политроны сжатия, равном 1,2. Определить количество тепла, отводимого в процессе сжатия и при охлаждении сжатого воздуха до начальной температуры. Начальные параметры воздуха соответствуют нормальному состоянию.

Решение. При нормальных физических условиях масса 1 м^3 кислорода $1,43 \text{ кг}$. При политропном сжатии температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 273 \cdot 5^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 358 \text{ К}; \quad t_2 = 85^\circ \text{С}.$$

Отводимая теплота в политропном процессе сжатия

$$Q = mc_p \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = 1,43 \cdot 0,722 \frac{1,2-1,4}{1,2-1} \cdot 85 = -88 \text{ кДж}.$$

Знак минус указывает на то, что тепло от воздуха в процессе сжатия отводится.

Тепло, отводимое при изобарном охлаждении воздуха,

$$Q = mc_p (t_2 - t_1) = 1,43 \cdot 1,013 \cdot 85 = 123 \text{ кДж}.$$

Пример 7.4. Одноступенчатый компрессор производительностью $0,75 \text{ м}^3 / \text{мин}$ сжимает воздух до давления $6 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Параметры всасывания: $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и 20°С . Определить эффективную мощность привода компрессора, если эффективный изотермический к.п.д. компрессора 0,6.

Решение. Секундная массовая производительность компрессора

$$m = \frac{P_1 V_{\text{сек}}}{RT_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,75}{60 \cdot 287 \cdot 293} = 0,01485 \text{ кг / с}.$$

Теоретическая мощность изотермического сжатия воздуха

$$N_{\text{из}} = mRT_1 \ln \beta = 0,01485 \cdot 287 \cdot 293 \cdot 2,3 \cdot 6 = 2,01 \text{ кВт}.$$

Мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{e из}} = \frac{2,01}{0,6} = 3,35 \text{ кВт}.$$

Пример 7.5. Определить коэффициент подачи компрессора, если коэффициент вредного объема 3,5% и степень повышения давления в ступени 3,5. Принять параметры начала сжатия $0,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и 38°C . Параметры всасываемого воздуха $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и 25°C . Коэффициент, учитывающий утечки, принять равным 0,98, показатель политропы расширения воздуха, остающегося во вредном объеме, равным 1,1.

Решение. Объемный коэффициент компрессора

$$\lambda_v = 1 - \sigma \left(\beta^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right) = 1 - 0,035 \cdot \left(3,5^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right) = 0,926.$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_t \lambda_{gm} = 0,926 \cdot \frac{0,98}{1,0} \cdot \frac{298}{311} \cdot 0,98 = 0,85.$$

Контрольные задачи

7.1. Компрессор всасывает воздух при давлении 1 атм и температуре 10°C . Конечное давление 5 атм . Определить производительность компрессора, если при адиабатном сжатии теоретическая мощность $40,6 \text{ кВт}$.

7.2. При адиабатном сжатии 1 м^3 воздуха теоретическая работа сжатия $234,5 \text{ кДж}$. Определить конечное давление, если начальное давление $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

7.3. Определить объемный коэффициент одноступенчатого поршневого компрессора, работающего со степенью повышения давления, равной 10, и с показателем политропы расширения 1,3. Расчеты произвести для коэффициентов вредного объема 6, 12 и 18%.

7.4. В процессе политропного сжатия воздуха в компрессоре от каждого нормального кубометра отводится 373 кДж тепла. Температура воздуха в процессе сжатия увеличивается на 120°C . Определить показатель политропы сжатия.

7.5. Определить механический к.п.д. одноступенчатого компрессора производительностью $5 \text{ м}^3 / \text{мин}$, сжимающего воздух от $0,98 \text{ атм}$ до 5 атм . Температура воздуха в начале сжатия 35°C . Эффективная мощность привода компрессора $21,5 \text{ кВт}$ при индикаторном изотермическом к.п.д. $0,73$.

7.6. Компрессор сжимает воздух от давления $0,97$ до $9 \cdot 10^5 \text{ Па}$ при температуре начала сжатия 35°C . Определить производительность компрессора, если эффективный изотермический к.п.д. $0,65$ и эффективная мощность привода компрессора 25 кВт .

7.7. Определить потери на трение (механические потери) в ступени сжатия воздушного компрессора производительностью $10 \text{ м}^3 / \text{мин}$, сжимающего воздух от $0,98 \text{ атм}$ до $3,5 \text{ атм}$, при температуре начала сжатия 30°C . Принять адиабатный индикаторный к.п.д. равным $0,71$ и механический к.п.д. $0,88$.

7.8. Вследствие сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов действительная индикаторная диаграмма поршневого компрессора имеет большую площадь по сравнению с диаграммой, ограниченной сверху и снизу изобарами, соответствующими давлениям 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. $0,87$.

7.9. Двухступенчатый компрессор сжимает воздух до избыточного давления $8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, при этом температура в начале сжатия в первой ступени 25°C , во второй 49°C . Рассчитать распределение общей ступени повышения давления по ступеням для получения одинаковой температуры конца сжатия в ступенях. Сжатие считать политропным с показателем $n = 1,33$.

7.10. Для двухступенчатого двухцилиндрового компрессора 200В-10/8 с диаметром 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 55 кВт .

З а д а н и е №19

Производительность компрессора равна M (кг/час) при начальных параметрах P_1 (мПа), t_1 ($^{\circ}\text{C}$) и конечном давлении P_2 (мПа). Сжатие воздуха в компрессоре политропное, показатель политропы n . Отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D=1,3$. Скорость вращения коленчатого вала компрессора равна 10 (об/мин).

Определить теоретическую мощность компрессора, ход и диаметр цилиндра.

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , мПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
t_1 , $^{\circ}\text{C}$	16	24	13	20	26	22	25	17	15	9
P_2 , мПа	0,55	0,60	0,64	0,68	0,71	0,73	0,75	0,85	0,92	0,90
M , кг/ч	300	320	360	390	370	400	420	460	490	510
10 об/мин	200	250	300	320	350	270	210	330	160	180

7.2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЦИКЛЫ

Термодинамический цикл парокомпрессионной холодильной машины приведен на рис. 7.3.

Холодопроизводительность 1 кг хладагента без переохлаждения

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{ кДж / кг} \quad (7.18)$$

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

$$G_x = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг / ч}, \quad (7.19)$$

где Q_0 - холодопроизводительность холодильной машины, кДж/кг.

Объем пара, всасываемого компрессором холодильной установки за 1 ч

$$V = \frac{Q_0}{q_0} v_1 = G_x v_1, \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (7.20)$$

где v_1 - удельный объем пара хладагента, всасываемого компрессором, $\text{м}^3 / \text{кг}$.

Теоретическая работа компрессора на 1 кг хладагента

$$l = i_2 - i_1, \text{ кДж} / \text{кг}, \quad (7.21)$$

где i_2 - энтальпия пара на выходе из компрессора.

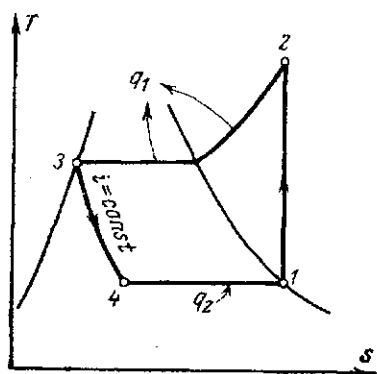


Рис. 7.3.

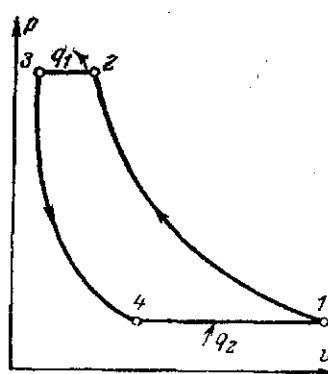


рис. 7.4.

Тепло, отводимое в конденсаторе холодильной установки

$$q_k = i_2 - i_3 = q_0 + l, \text{ кДж} / \text{кг}, \quad (7.22)$$

где i_3 - энтальпия хладагента на выходе из конденсатора, $\text{кДж} / \text{кг}$.

Тепло, отводимое от хладагента в переохладителе,

$$q_n = i_3 - i'_3, \text{ кДж} / \text{кг}, \quad (7.23)$$

где i'_3 - энтальпия хладагента на выходе из переохладителя.

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0 / l. \quad (7.24)$$

Потребляемая теоретическая мощность компрессора

$$N_T = \frac{G_x l}{3600} = -\frac{Q_0}{3600 \varepsilon}, \text{ кВт}. \quad (7.25)$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_k = Q_0 + 3600 N_T = Q_0 \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon}, \text{кДж / ч.} \quad (7.26)$$

Тепловая нагрузка переохлаждителя

$$Q_n = G_x q_n = G_x (i_3 - i_3'), \text{кДж / ч.} \quad (7.27)$$

Теоретическая холодопроизводительность компрессора

$$Q_{k.m} = \frac{V_{hK} q_v}{3600}, \text{кВт}, \quad (7.28)$$

где V_{hK} - рабочий объем цилиндров первой ступени, $\text{м}^3 / \text{ч}$; q_v - объемная холодопроизводительность,

$$q_v = \frac{q_0}{v_l}, \text{кДж / м}^3. \quad (7.29)$$

Для компрессора простого действия

$$V_{hK} = 60 \frac{\pi D^2}{4} \cdot S n z, \text{м}^3 / \text{ч}, \quad (7.30)$$

где S и D - ход поршня и диаметр цилиндра, м ; z - число цилиндров первой ступени; n - частота вращения вала, об / мин .

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \frac{V}{V_{hK}} = \frac{G_x v_l}{V_{hK}}. \quad (7.31)$$

Теоретическая мощность привода компрессора

$$N_T = G'_k (i_2 - i_1), \text{кВт}, \quad (7.32)$$

где G'_k - действительное количество пара, сжимаемое компрессором в кг / с .

Индикаторная мощность привода компрессора может определяться или по среднему индикаторному давлению, или по индикаторному адиабатному к.п.д. η_{ad} :

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_{ad}}, \text{кВт}. \quad (7.33)$$

Эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_T}{\eta_{iao}} \quad (7.34)$$

где $\eta_{\text{еф}} = \eta_{\text{аа}} \cdot \eta_{\text{м}}$ — эффективный адиабатный к.п.д. компрессора;

$\eta_{\text{м}}$ — механический к.п.д. компрессора;

Холодильный коэффициент идеальной холодильной машины, работающей по обратному циклу Карно,

$$\varepsilon_K = \frac{T_{\text{мин}}}{T_{\text{макс}} - T_{\text{мин}}}, \quad (7.35)$$

где $T_{\text{мин}}$ и $T_{\text{макс}}$ — соответственно низшая и высшая температуры в цикле.

Холодильный коэффициент воздушной холодильной машины (рис. 7.4)

$$\varepsilon_B = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}, \quad (7.36)$$

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

$$l_K = c_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1. \quad (7.37)$$

Работа расширения в детандере

$$l_R = c_p (T_3 - T_4) = i_3 - i_4. \quad (7.38)$$

Холодопроизводительность

$$q_2 = c_p (T_1 - T_4) = i_1 - i_4. \quad (7.39)$$

Отводимое в цикле тепло

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3) = i_2 - i_3. \quad (7.40)$$

Холодильный коэффициент парокompрессионной холодильной машины (рис. 7.3)

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}, \quad (7.41)$$

где i_1 и i_2 — энтальпии хладагента в начале и конце процесса сжатия в компрессоре, кДж/кг; i_3 — энтальпия жидкого хладагента после конденсации, кДж/кг.

Холодильная мощность машин:

$$Q_0 = c_p \cdot V (T_1 - T_4). \quad (7.42)$$

Здесь c_p — объёмная теплоёмкость;

Мощность привода компрессора:

$$N = \frac{Q_0}{3600 E_{\text{п}}}. \quad (7.42)$$

З а д а ч и

Пример 7.6. Определить, при каком давлении лёд температурой -5°C будет плавиться, если удельный объём льда при 0°C $v_l = 1,091 \text{ см}^3 / \text{г}$, а воды $v_{\text{ж}} = 1 \text{ см}^3 / \text{г}$. Теплота плавления льда $\lambda = 80 \text{ ккал} / \text{кг}$.

Решение. Из уравнения Клапейрона – Клазиуса в конечных разностях получим

$$\frac{\Delta p}{\Delta T} = \frac{\lambda}{AT(v_{\text{ж}} - v_l)} = \frac{80 \cdot 427 \cdot 10^3}{1 \cdot 273(1 - 1,091) \cdot 10^{-4}} = -137 \text{ атм} / \text{K} (134 \text{ атм} / \text{K}).$$

Для того чтобы лёд плавился при -5°C , необходимо создать давление, равное $p_{\text{изб}} = 684 \text{ атм}$.

Пример 7.7. В цикле воздушной холодильной машины параметры перед компрессором:

$p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $t_1 = -10^{\circ}\text{C}$; параметры перед детандером: $p_3 = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $t_3 = 15^{\circ}\text{C}$. Определить холодильный коэффициент, холодопроизводительность, отводимое от рабочего тела (хладагента) тепло и работу, затраченную на совершение цикла с 1 кг воздуха.

Решение. Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 263 \left(\frac{5 \times 10^5}{1 \times 10^5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 416 \text{ К} = 143^{\circ}\text{C}.$$

Температура в конце адиабатного расширения в детандере

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \left(\frac{1 \times 10^5}{5 \times 10^5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 182 \text{ К} = -91^{\circ}\text{C}.$$

Тепло, подводимое к рабочему телу от охлаждаемого объекта,

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4) = 1,013(263 - 182) = 82 \text{ кДж/кг}.$$

Тепло, отводимое в окружающую среду хладагента,

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3) = 1,013(416 - 288) = 129,5 \text{ кДж/кг}.$$

Работа, затрачиваемая на совершение холодильного цикла,

$$l = q_1 - q_2 = 129,5 - 82 = 47,5 \text{ кДж/кг}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{82}{47.5} = 1.725.$$

Пример 7.8. Как изменится холодильный коэффициент и удельная холодопроизводительность 8,75 Дж/кг, если в конденсаторе осуществить переохлаждение конденсата до 8°C. Решить по i-lgr-диаграмме.

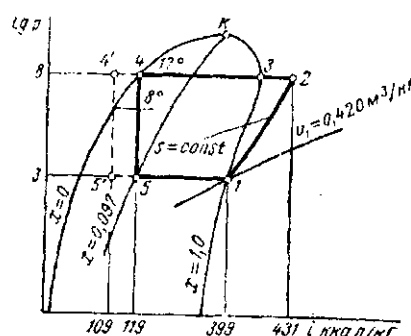


Рис.7.5

Решение. На рис.7.5 точками 4' и 5' отмечен процесс дросселирования при переохлаждении конденсата. Теперь

$$q_7 = i_1 - i'_5 = 399 - 109 = 290 \text{ ккал/кг.}$$

Работа компрессора не изменится и будет $Al_0=32$ ккал/кг.

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{q_2}{Alh_0} = \frac{290}{32} = 9,05$.

Удельная холодопроизводительность

$$q_0 = 632 \cdot 9,05 = 5730 \frac{\text{ккал}}{\text{л.с.ч}} (9,05 \text{ Дж} / \text{Дж}),$$

т. е. обе величины возросли приблизительно на 3,5%.

Пример 7.9. В цикле аммиачной компрессионной холодильной машины компрессор всасывает из испарителя сухой насыщенный пар при давлении $p_1 = 2,363 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и сжимает его до давления $p_2 = 11,665 \cdot 10^5 \text{ Па}$, при этом энтальпия перегретого пара аммиака $i_2 = 1895 \text{ кДж/кг}$. Определить холодильный коэффициент и работу сжатия в компрессоре в расчете на 1 кг хладагента.

Решение. Энтальпия i_1 сухого насыщенного пара аммиака при давлении $p_1 = 2,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ равна 1661 кДж/кг .

Энтальпия i_3 конденсата аммиака при температуре $t = 30^\circ\text{C}$, соответствующей $p = 11,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$, равна 560 кДж/кг .

Работа сжатия в компрессоре

$$l = i_2 - i_1 = 1895 - 1662,6 = 232,4 \text{ кДж/кг}.$$

Холодопроизводительность холодильной машины

$$q_2 = i_1 - i_3 = 1662,6 - 560 = 1102,6 \text{ кДж/кг}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{1102,6}{232,4} = 4,75.$$

Контрольные задачи

7.11. Идеальный цикл холодильной машины совершается в интервале температур от -15 до $+30^\circ\text{C}$. Определить холодильный коэффициент и тепло, переданное окружающей среде, если в цикле подводится 1000 кДж тепла.

7.12. В компрессоре воздушной холодильной машины воздух адиабатно сжимается от параметров $p_1 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $t_1 = -18^\circ\text{C}$ до давления $5 \cdot 10^5 \text{ Па}$. В охладителе температура воздуха понижается до 10°C . Определить температуру воздуха на выходе из детандера, холодопроизводительность в расчете на 1 кг рабочего тела и холодильный коэффициент.

7.13. Компрессор аммиачной холодильной машины всасывает влажный аммиачный пар при давлении $p_1 = 1,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$, степень сухости которого $x_1 = 0,9$. Пар сжимается компрессором адиабатно до давления $p_2 = 8,57 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и при этом становится сухим насыщенным. Определить холодопроизводительность, отводимое в конденсаторе тепло и работу компрессора в расчете на 1 кг хладагента, а также холодильный коэффициент машины.

7.14. Определить массовую и теоретическую объемную холодопроизводительность фреона-12 при температуре испарения -25°C и температуре конденсации 35°C .

7.15. Определить холодильный коэффициент и стандартную холодопроизводительность фреоновой холодильной машины, если при температуре испарения -15°C и температуре конденсации 50°C ее холодопроизводительность $9,3 \text{ кВт}$ и потребляемая ком-

прессором мощность $5,8 \text{ кВт}$. При расчете принимать коэффициент подачи компрессора постоянным.

7.16. Определить часовую объемную производительность аммиачного компрессора холодильной установки холодопроизводительностью 418600 кДж/ч , работающей с температурой испарения -20°C и температурой конденсации 30°C , если объемная теоретическая холодопроизводительность аммиака для заданных условий 1755 кДж/м^3 .

Задание № 20

Какую массу льда с температурой T_d можно получить из воды, имеющей температуру T_1 и давление p_1 , адиабатно сжимается в нем до давления p_2 . Холодильная машина расходует G воздуха. Определить холодильный коэффициент и мощность привода компрессора. Сжатый воздух охлаждается в холодильнике до температуры T_2 .

Параметр	Вариант по последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T_d, \text{ K}$	268	267	266	265	264	263	262	261	260	259
$T_1, \text{ K}$	286	288	287	289	290	286	291	292	293	294
$T_2, \text{ K}$	260	260	260	260	254	255	250	258	254	250
$P_1, \text{ МПа}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
$G, \text{ м}^3/\text{ч}$	1000	1150	1200	1050	1100	1250	950	900	1300	1000
$P_2, \text{ МПа}$	0,5	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,55	0,6	0,7	0,8
$T_2, \text{ K}$	290	293	291	292	289	288	294	295	287	295

7.3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Удельное количество энергии, подведенной к установке, по измерениям на зажимах электродвигателя компрессора

$$C_{\text{эк}} = N_3 / G, \text{ кДж/кг}, \quad (7.43)$$

Электромеханические потери энергии

$$d_{\text{эл}} = C_{\text{эк}} - C_{\text{эк}} \eta_{\text{эл}} = C_{\text{эк}} (1 - \eta_{\text{эл}}), \quad (7.44)$$

где $\eta_{эм}$ - механический к.п.д. электродвигателя; N , G - электрическая мощность компрессора и массовый расход хладагента, определяемые из теплового расчета.

Энергетический к.п.д. установки

$$\eta = \frac{C_{вык}}{C_{вк}} = \frac{C_{H2} - C_{H1}}{C_{вк}} = \frac{q_0 (\tau_g)_H^{cp}}{C_{вк}}, \quad (7.45)$$

где $C_{вык} = C_{H2} - C_{H1}$ - энергия полученная хладоносителем, $(\tau_g)_H^{cp} = 1 - \left(\frac{T_{0.cp}}{T_{H.cp}} \right)$ - коэффициент работоспособности; q_0 - удельная холодопроизводительность машины, кДж/кг.

Потери энергии в конденсаторе: энергия, отданная хладагентом, -

$$\nabla C_{2-3} = C_2 - C_3; \quad (7.46)$$

энергия, полученная охлаждающей водой, -

$$\Delta C_{B3-B2} = q_k (\tau_q)_H^{cp}, \quad (7.47)$$

где $(\tau_q)_H^{cp} = 1 - \frac{T_{0.cp}}{T_{в.cp}};$

потери энергии вследствие необратимого теплообмена -

$$d_{к.т} = \nabla C_{2-3} - \Delta C_{B3-B2}; \quad (7.48)$$

эксергетический к.п.д. конденсатора -

$$\eta_k = \frac{\Delta C_{B3-B2}}{\nabla C_{2-3}}; \quad (7.49)$$

потери энергии в испарителе: энергия, отданная хладагентом, -

$$\nabla C_{3-1} = C_3 - C_1 \quad (7.50)$$

Энергия, полученная хладоносителем, -

$$\Delta C_{H2-H1} = C_{H2} - C_{H1} = q_0 (\tau_q)_H^{cp}, \quad (7.51)$$

где $(\tau_q)_H^{cp} = 1 - \frac{T_{0.cp}}{T_{H.cp}};$

потери энергии вследствие необратимого теплообмена -

$$d_n = \nabla C_{3-1} - \Delta C_{H2-H1}, \quad (7.52)$$

энергетический К.П.Д. испарителя -

$$\eta_u = \frac{\Delta C_{H2-H1}}{\nabla C_{5-1}}, \quad (7.53)$$

Потери энергии в регулирующем клапане (дресселе) –

$$d_{p,B} = C_4 - C_5, \quad (7.54)$$

энергетический к.п.д. дресселя:

$$\text{а) } \eta_{op} = \frac{C_5}{C_4}; \quad \text{б) } \eta_{op} = \frac{C_5 - C_1}{C_4 - C_1}, \quad (7.55)$$

В эти формулах значения удельных энергий хладагента в характерных точках процесса могут быть определены по e, I – диаграмме или по формуле

$$e = i - i_{o,cr} - T_{o,cr} (S - S_{cr}) = i - T_{o,cr} S - (i_{o,cr} - T_{o,cr} S_{cr})$$

где $i_{o,cr}$; $S_{o,cr}$ – энтальпия и энтропия хладагента при параметрах окружающей среды $T_{o,cr}$, $P_{o,cr}$. Нижние индексы при « e » обозначают: 1-точка всасывания, 2-точка нагнетания, 3-выход хладагента из конденсатора, 4-начало дресселирования, 5-конец дресселирования; $T_{н,cr}$, $T_{в,cr}$ – средние температуры рассола и воды.

Коэффициент полезного действия пластинчатых теплообменных аппаратов – испарителя и конденсатора можно определить из отношения эксергии, отводимой из системы $e_{вых}$, к подведенной эксергии $e_{вх}$ [23, 24, 25]:

$$\eta_v = 1 - \frac{T_{окр} \left[R_g \frac{\Delta p_g}{P_{г,вых}} + R_x \frac{\Delta p_x}{P_{х,вых}} + c_g \ln \frac{T_g^k}{T_g^n} + c_x \ln \frac{T_x^k}{T_x^n} \right] - q \tau_{en}}{q \frac{T_g^n - T_o}{T_o}}$$

где $c_{г(х)}$, $P_{г(х)вых}$, $\Delta p_{г(х)}$ – теплоемкость, давление горячего (холодного) потока и падение давления; $T_{г(х)}^n$, $T_{г(х)}^k$ и $T_{окр}$ – начальная, конечная температуры горячего (холодного) потока и температура окружающей среды; $R_{г(х)}$ – газовая постоянная; τ_{en} – средняя эксергетическая температура изоляции теплообменного аппарата; q – удельная тепловая нагрузка теплообменника.

З а д а ч а

Пример 7.10. Определить удельный расход электроэнергии на выработку холода, холодильный коэффициент и энергетический

к.п.д. для установки холодопроизводительностью $Q_o = 2,93 \text{ кДж/с}$. Холод производится при $t_u = -40^\circ \text{C}$; мощность идеального компрессора $N_B = 1,5 \text{ кВт}$. Внутренний адиабатный и электромеханический к.п.д. компрессора соответственно равны: $\eta_i = 0,8$; $\eta_{em} = 0,85$.

Решение. Удельный расход электроэнергии

$$\mathcal{E}_x = \frac{L_B}{\eta_i \eta_{em} q_o} = \frac{N_B}{\eta_i \eta_{em} Q_o} = \frac{1,5}{0,8 \cdot 0,85 \cdot 2,93} = 0,753.$$

Холодильный коэффициент установки:

$$E = \frac{\eta_i \eta_{em} \cdot q_o}{L_B} = \frac{1}{\mathcal{E}_x} = \frac{1}{0,753} = 1,33,$$

где L_B – работа компрессора.

Удельный расход электроэнергии в идеальном цикле:

$$\mathcal{E}_u = \frac{T_{o,c}}{T_u} - 1 = 0,26$$

Энергетический к.п.д. установки.

$$\eta_e = \mathcal{E}_u E = \mathcal{E}_u / \mathcal{E}_x = 0,26 / 0,753 = 0,346.$$

Контрольные задачи

7.17. Определить энергетический к.п.д. конденсатора и потери энергии при $t_k = 32^\circ \text{C}$. Температура воды на входе в конденсатор $t_{w1} = 25^\circ \text{C}$, на выходе $t_{w2} = 29^\circ \text{C}$. Рабочее вещество аммиак. Параметры окружающей среды $T_{o,cr} = 298^\circ \text{C}$, $i_{o,cr} = 1845,99 \text{ кДж/кг}$, $S_{o,cr} = 7,6 \text{ кДж/(кг.К)}$.

7.18. Определить удельный расход электроэнергии наработку единицы холода, холодильный коэффициент и энергетический к.п.д. компрессионной машины холодопроизводительностью $Q_o = 3,45 \text{ кВт}$. Холод производится при $t_u = -30$; внутренняя мощность компрессора $N_B = 1,8 \text{ кВт}$. Внутренний адиабатный и электромеханический к.п.д. компрессора соответственно равны $\eta_i = 0,8$ и $\eta_s = 0,85$.

7.19. Построить график зависимости холодильного коэффициента и энергетического к.п.д. парожидкостной компрессионной установки от температуры испарения t_o холодильного агента К -

22. Диапазон t_o от 0 до -30°C (шаг изменения t_o принять 10°C).
Внутренний адиабатный и электромеханический к.п.д. компрессора равны $\eta_i = 0.8$ и $\eta_{эм} = 0.9$; $T_{o,ср} = 293\text{K}$.

ОТВЕТЫ НА КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1.7. $V_2=105,12 \text{ м}^3$; 1.8. $\Delta V=0,90 \text{ м}^3$; 1.9. $h=9,65 \text{ м}$; 1.10. $BY=3^\circ$ ВУ; 1.14. $P=4,9 \text{ кН}$; 1.15. $P_x=4,25 \text{ МН}$; 1.16. $p_{\text{нв}}=4,9 \text{ атм}$; 1.17. $p_{\text{нв}}=50 \text{ кН/м}^2$; 1.18. $P=1,530 \text{ кН}$; 1.20. В 2 раза; 1.21. $R=103 \text{ мм}$; 1.22. $R=103 \text{ мм}$; 1.23. $R=0,6 \text{ м}$; 1.24. $Q=0,0176 \text{ м}^3/\text{с}$; 1.25. $Q=0,36 \text{ л/с}$; 1.26. $Q=7,5 \text{ л/с}$; 1.27. $m_t=21 \text{ кг/с}=75,8 \text{ т/ч}$; $Re=6,17 \cdot 10^6$; 1.28. $h_a=90 \text{ кН/м}^2$; 1.29. $\Delta H=243 \text{ м вод. Ст}$; 1.32. $H=105,5 \text{ м}$; 1.33. $Q=21,5 \text{ м}^3/\text{ч}$; 1.34. $N=68 \text{ кВт}$; 1.35. $Q_2=132 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_2=61,5 \text{ м вод. ст.}$; $N_2=39 \text{ кВт}$; 2.1. $\delta p \approx 0,2 \%$; 2.2. $p=83 \text{ бар}$; 2.3. $\mu=32$; 2.4. $v_0=0,772 \text{ м}^3$; 2.5. $\rho_{N_2}=1,25 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{O_2}=1,43 \text{ кг/м}^3$; 2.6. $V_0=0,56 \text{ м}^3/\text{с}$; т; 2.7. $r_{H_2}=0,667$ и $r_{O_2}=0,333$; 2.8. $\mu_{\text{см}}=29,88$; $R_{\text{см}}=278 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2.9. $\rho_{\text{с.г.}}/\rho_{\text{в}}=0,4$; 2.10. $m=62 \text{ кг}$; 2.11. $c_v=0,722 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $c_p=1,012 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $C_v=0,935 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$; $C_p=1,308 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$; 2.12. $c_v=0,655 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ и $c_p=0,915 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2.13 1) $c_p=1,150 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2) $c_p=1,012 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; относительная погрешность $\delta c_p=12 \%$; 2.14. $c_p=0,9816 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2.15. $Q=173\,000 \text{ кДж/ч}$; 2.16. $q=1\,582 \text{ кДж/м}^3$; 2.17. $l=315,5 \text{ кДж/кг}$; 2.18. $\Delta t=108^\circ\text{C}$; 2.19. $l=4,66 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$; 2.20. 2810 т ; 2.21. 309 кг ; 2.22. 36% ; 2.23. $p_2=0,858 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $\Delta p=0,142 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; 2.24. 303°C ; 2.25. $v_1/v_2=1,227$; 2.26. 287 кДж ; 2.27. $71,5\%$; 2.28. $0,286 \text{ кг/с}$; 2.29. $23,7 \text{ кВт}$; 2.30. 797°C ; 2.31. $t_1=27^\circ\text{C}$; $t_2=307^\circ\text{C}$; 2.32. $t_2=23,1^\circ\text{C}$; $p_2=1,34 \text{ атм}$; 2.33. $t_2=-52^\circ\text{C}$; 2.34. $l=94 \text{ кДж/кг}$; $t_2=142^\circ\text{C}$; 2.35. $n=1,344$; 2.36. $\Delta s=0,197 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2.37. $\eta_i=0,43$ и $Q_2=160 \text{ кДж}$; 2.38. $p_{\text{макс}}=126 \text{ бар}$; $\eta_i=0,75$; $L=22,5 \text{ кДж}$; 2.39. $q_1=132,5 \text{ кДж/кг}$; $q_2=97,0 \text{ кДж/кг}$; $\eta_i=0,27$; 2.40. $p=15,551 \text{ атм}$; $\rho''=7,862 \text{ кг/м}^3$; $i''=2793 \text{ кДж/кг}$; $s''=6,4318 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; 2.41. $t_{\text{н}}=310,96^\circ\text{C}$; $v'=0,00145 \text{ м}^3/\text{кг}$; $i'=1407,7 \text{ кДж/кг}$; 2.42. $31,64 \text{ кг}$; 2.43. $\Delta i=408 \text{ кДж/кг}$; пар перегретый с температурой 293°C ; 2.44. $t_2=221^\circ\text{C}$; $v_2=0,23 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\Delta u \approx 75 \text{ кДж/кг}$ и $l=25 \text{ кДж/кг}$; $i_2=2880 \text{ кДж/кг}$; $s_2=6,82 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$;

- 2.45.**
- | | | |
|------------------|--------------|---------------|
| | $\beta_{кр}$ | $c_{кр}, м/с$ |
| Гелий..... | 0,485 | 998 |
| Водород..... | 0,528 | 1290 |
| Углекислота..... | 0,55 | 264 |
- 2.46** $p = 1,91 \text{ атм.}$; $t = 14^\circ\text{C}$; **2.47.** $\Delta l = 11 \text{ кДж/кг}$; **2.48.** $x = 0,95$; **2.49.** p_2 ; $\beta = 12,1$; **2.54.** $\eta = 0,415$; $q_1 = 658 \text{ кДж/кг}$; $q_2 = 385 \text{ кДж/кг}$.
 $\frac{T_2}{T_1} = \frac{1153}{288} = 4$; **2.55.** $p_0 = 16,5 \text{ мм рт. ст.}$; $i = 75,6 \text{ кДж/кг}$; $\phi = 32\%$; $\rho_u = 0,0163 \text{ кг/м}^3$; **2.56.** $t_p = 13^\circ\text{C}$; **2.57.** $p_0 = p_{0, \text{н}} = 0,017 \text{ атм.}$; $t = 30^\circ\text{C}$; **2.58.** $\phi = 30\%$; $d = 8 \text{ з/кг}$; $i = 50,25 \text{ кДж/кг}$; **2.59.** Вода испаряется и отдает тепло воздуху; **3.4.** $\lambda_k = 0,29 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; **3.5.** $\Delta t = 7^\circ\text{C}$; **3.6.** $q = 300 \text{ Вт/м}^2$, если $\lambda_0 = 1,0 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; **3.7.** $\lambda_{жк} = 10 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, т. е. в 5 раз меньше; **3.8.** $q = 110 \text{ Вт/м}^2$; $\delta' = 15 \text{ мм}$; **3.9.** $t_2 = 177,5^\circ\text{C}$; $t_3 = 109^\circ\text{C}$; **3.10.** $\delta_1 = 80 \text{ мм}$; $\delta_2 = 133 \text{ мм}$; **3.11.** $Q = 413 \text{ Вт}$; **3.12.** 3,83 кВт и 2,38 кВт; **3.13.** $\alpha = 16,6 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; **3.14.** $\alpha = 59,7 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; **3.15.** $\alpha = 5900 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; **3.16.** $F = 4,78 \text{ м}^2$; **3.17.** $p = 16 \text{ атм}$ и $t_c = 200^\circ\text{C}$; **3.18.** Число труб 8; **3.19.** $89,7 \text{ кг/ч}$; **3.20.** $Q_1 = 7510 \text{ Вт}$; $Q_1 / Q_2 = 14,6$; **3.21.** $q = 28,8 \text{ кВт/м}^2$; **3.22.** 650°C ; **3.27.** $k = 54,4 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $\alpha_1 = 55,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; $t_{w1} = 200^\circ\text{C}$; $t_{w2} = 187,7^\circ\text{C}$; **3.28.** $q = 42 \text{ Вт/м}^2$; $t_{w1} = 12,75^\circ\text{C}$; **3.29.** $q_1 = 308 \text{ Вт/м}^2$; **3.30.** $t_{f2} = 30^\circ\text{C}$; $q_1 = 187 \text{ Вт/м}^2$; **3.31.** $48,5^\circ\text{C}$; **3.32.** $q_1 = 523 \text{ Вт/м}^2$; $q_2 = 823 \text{ Вт/м}^2$; **3.33.** 3,25; **3.35.** $k = 160 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; **3.36.** 681 Дж/с , 210 м^2 ; **3.37.** 710 кг/ч , $l = 63 \text{ м}$; **4.1.** $K = 0,502$; **4.2.** $K = 0,908$; **4.3.** $A^p = 26,4\%$; $C^p = 55,8\%$; $H^p = 3,9\%$; $O^p = 3,5\%$; $N^p = 0,8\%$; $S^p = 5,6\%$; **4.4.** $Q_u^p = 9135 \text{ кДж/кг}$; **4.5.** $Q_u^p = 23,4 \text{ МДж/кг}$; $Q_u^p = 24,66 \text{ МДж/кг}$; **4.6.** $Q_u^p = 39000 \text{ кДж/кг}$; **4.7.** $Q_u^c = 33980 \text{ кДж/м}^3$; **4.8.** $Q_u^c = 5170 \text{ кДж/м}^3$; **4.9.** $\Theta = 1,16$; **4.10.** $B_y = 12154 \text{ т}$; **4.11.** $V_y = 9,5 \text{ м}^3 / \text{м}^3$; **4.12.** $V_f = 7,28 \text{ м}^3 / \text{кг}$; **4.13.** $V_{fl} = 10,461 \text{ м}^3 / \text{м}^3$;

4.14. $V_T = 9,33 \text{ м}^3 / \text{м}^3$; **4.15.** $V_{\text{д}} = 9,83 \text{ м}^3 / \text{м}^3$; **4.16.**
 $V_{\text{д}} = 10,35 \text{ м}^3 / \text{м}^3$; **4.17.** $V_T = 3,56 \text{ м}^3 / \text{кг}$; $V_{\text{в.п}} = 0,77 \text{ м}^3 / \text{кг}$; **4.18.**
 $Q/R = 3,82 \cdot 10^6 \text{ кДж} / \text{м}^2$, $Q/V_1 = 0,97 \text{ кДж} / \text{м}^2$; **4.19.** $B = 7300 \text{ кг}$; **5.1.**
 $q_2 = 9,5\%$; **5.2.** $B_p = 40700 \text{ кг} / \text{ч}$; **5.3.** $\sum Q_{\text{ном}} = 197,208 \text{ МДж} / \text{ч}$; **5.4.**
 $B_{\text{ном}} = 14,608 \text{ т} / \text{ч}$; **5.7.** $q_2 = 10\%$; **5.6.** $q_4 = 1,9\%$; **5.7.** $q_5 = 1\%$;
5.8. $Q_1 = 2,2 \text{ ГДж} / \text{ч}$; **5.9.** $B_y = 167 \text{ т} / \text{ч}$; **5.10.** $B_y = 1100 \text{ м}^3 / \text{ч}$;
5.11. $B_y = 1175 \text{ м}^3 / \text{ч}$; **5.12.** Расход топлива уменьшился на 3,5%;
5.13. $\Delta B = 11,75 \cdot 10^3 \text{ т}$; **5.14.** $\eta_{\text{к.а}} = 84\%$; **5.15.** $\eta_{\text{к.а}} = 91\%$; **5.16.**
 $H = 9,45 \text{ кг} / \text{кг}$; **5.17.** $B_y = 2500 \text{ кг} / \text{ч}$; **6.1.** $218,5 \text{ кг} / \text{ч}$; **6.2.**
 $\varphi = 0,945$; **6.3.** $\mu = 0,93$; **6.4.** $470 \text{ м} / \text{с}$; **6.5.** $169,0 \text{ кДж} / \text{кг}$; **6.6.**
 $108,0 \text{ кДж} / \text{кг}$; **6.7.** $332 \text{ м} / \text{с}$; **6.8.** $0,785$; **6.9.** $27,8 \text{ кВт}$;
6.10. $113,4 \text{ т} / \text{ч}$; **6.11.** $158 \text{ т} / \text{ч}$; **6.12.** $55,5 \text{ кг} / \text{кг}$; **6.13.** 59 т ; **6.14.**
 $\Delta t = 9,2^\circ \text{C}$; $F = 155 \text{ м}^2$; **6.15.** $V = 0,52 \text{ м}^3$; **6.16.** $1820 \text{ кг} / \text{ч}$; **6.17.**
 $\alpha = 4,85$; **6.18.** $1245 \text{ кг} / \text{ч}$; **7.1.** $V = 720 \text{ м}^3 / \text{ч}$; **7.2.** $6 \cdot 10^5 \text{ Па}$; **7.3.**
 $\lambda_6 = 0,71$; $\lambda_{12} = 0,41$; $\lambda_{18} = 0,12$; **7.4.** $n = 1,3$; **7.5.** $0,85$; **7.6.**
 $4,17 \text{ м}^3 / \text{мин}$; **7.7.** $4,9 \text{ кВт}$; **7.8.** $3,91 \text{ кВт}$; **7.9.** $\beta_1 = 3,47$; $\beta_{\text{II}} = 2,59$;
7.10. $P_{\text{II}} = 1,17 \text{ атм}$; $P_{\text{III}} = 3,59 \text{ атм}$; **7.11.** $\varepsilon = 5,72$; $q_1 = 1179 \text{ кДж}$;
7.12. $\varepsilon = 1,17$; $q_2 = 77 \text{ кДж} / \text{кг}$; $q_1 = 143 \text{ кДж} / \text{кг}$; $T_4 = 177,5 \text{ К} = -$
 $95,5^\circ \text{C}$; **7.13.** $q_2 = 1013 \text{ кДж} / \text{кг}$; $q_1 = 1190 \text{ кДж} / \text{кг}$; $l = 177 \text{ кДж} / \text{кг}$;
 $\varepsilon = 5,7$; **7.14.** $q_0 = 179 \text{ кДж} / \text{кг}$; $q_0 = 1345 \text{ кДж} / \text{м}^3$; **7.15.**
 $\varepsilon = 1,6$; $Q_{0c} = 14,35 \text{ кВт}$; **7.16.** $238,5 \text{ м}^3 / \text{ч}$; **7.17.**
 $\eta_c = 0,161$; $d_k = 46,8 \text{ кДж} / \text{кг}$; **7.18.** $\eta_c = 0,191$; $\Delta = 18,6\%$; **7.19.**
 $\Theta_x = 0,613$; $E = 1,631$; $\eta_c = 0,337$;

П р и л о ж е н и е 1

Соотношения между наиболее употребительными в теплотехнике единицами измерения

Масса: $1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} = 9,80665 \text{ кг} ;$

$1 \text{ кг} = 0,101972 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} .$

Сила: $1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н} ;$

$1 \text{ Н} = 0,101972 \text{ кгс} .$

Давление:

$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н} / \text{м}^2 = 1,01972 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 750,06 \text{ мм.рт.ст.} =$

$= 1,01972 \cdot 10^4 \text{ мм.вод.ст.}$

$1 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 98066,5 \text{ Н} / \text{м}^2 = 0,980665 \text{ бар} ;$

$1 \text{ ст} = 760 \text{ мм рт.ст.} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Н} / \text{м}^2 = 1,01325 \text{ бар} ;$

$1 \text{ кгс} / \text{м}^2 = 1 \text{ мм вод.ст.} = 9,80665 \text{ Н} / \text{м}^2 = 9,80665 \cdot 10^{-5} \text{ бар} ;$

$1 \text{ мм рт.ст.} = 133,322 \text{ Н} / \text{м}^2 = 1,33322 \cdot 10^{-3} \text{ бар} ;$

$1 \text{ Н} / \text{м}^2 = 1,01972 \cdot 10^{-5} \text{ кгс} / \text{см}^2 = 0,101972 \text{ кгс} / \text{м}^2 ;$

$1 \text{ Н} / \text{м}^2 = 10^{-5} \text{ бар} ;$

$1 \text{ Н} / \text{м}^2 = 0,98692 \cdot 10^{-5} \text{ ат} = 7,5006 \cdot 10^{-3} \text{ мм.рт.ст.} = 0,101972 \text{ мм.вод.ст.} .$

Работа и энергия:

$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Дж} ;$

$1 \text{ л.с.} \cdot \text{ч} = 2,648 \cdot 10^6 \text{ Дж} ;$

$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж} ;$

$1 \text{ Дж} = 0,101972 \text{ кгс} \cdot \text{м} ;$

$1 \text{ Дж} = 0,37764 \cdot 10^{-6} \text{ л.с.} \cdot \text{ч} = 0,27778 \cdot 10^{-6} \text{ кВт} \cdot \text{ч} .$

Мощность:

$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с} = 9,80665 \text{ Вт} ;$

$1 \text{ л.с.} = 735,499 \text{ Вт} ;$

$1 \text{ Вт} = 0,101972 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{с} ;$

$1 \text{ Вт} = 0,0013596 \text{ л.с.} ;$

$1 \text{ Вт} = 0,859845 \text{ ккал} / \text{ч} .$

Количество тепла:

$1 \text{ ккал} = 4186,8 \text{ Дж} ;$

$1 \text{ кал} = 4,1868 \text{ Дж} ;$

$$1 \text{ Дж} = 0,23885 \text{ ккал} = 0,23885 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}.$$

Тепловой поток:

$$1 \text{ Дж} / \text{с} = 1 \text{ Вт};$$

$$1 \text{ ккал} / \text{с} = 4,1868 \text{ Вт};$$

$$1 \text{ ккал} / \text{ч} = 1,163 \text{ Вт};$$

$$1 \text{ Вт} = 0,23885 \text{ ккал} / \text{с} = 0,859845 \text{ ккал} / \text{ч}.$$

Плотность теплового потока:

$$1 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1,1630 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

$$1 \text{ Вт} / \text{м}^2 = 0,23885 \cdot 10^{-4} \text{ ккал} / (\text{см}^2 \cdot \text{с}) = 0,859845 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Удельная теплоемкость, удельная энтропия:

$$1 \text{ ккал} / (\text{г} \cdot \text{К}) = 1 \text{ ккал} / (\text{кг} \cdot \text{К}) = 4186,8 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$1 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К}) = 0,23885 \cdot 10^{-3} \text{ ккал} / (\text{г} \cdot \text{К}) = 0,23885 \cdot 10^{-3} \text{ ккал} / (\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи:

$$1 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}) = 1,1630 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$1 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,859845 \text{ ккал} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Коэффициент теплопроводности:

$$1 \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{К}) = 1,1630 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

$$1 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}) = 0,859845 \text{ ккал} / (\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{К}).$$

Приложение 2

**Расчетная характеристика сечения K для стандартных
стальных труб (Q задано в $\text{м}^3 / \text{с}$)**

$d, \text{мм}$	K^2	$d, \text{мм}$	K^2
125	0.009416	250	0.3871
150	0.02226	275	0.6575
175	0.05274	300	1.065
200	0.1078	325	1.643
225	0.2074	350	2.452
		400	4.850

П р и л о ж е н и е 3

Коэффициент расхода для насадков различных типов

Т и п н а с а д к и	μ
Внешний цилиндрический	0,82
Внутренний цилиндрический	0,71
Сходящийся конический с наклоном образующих к оси 5°	0,92
Расходящийся конический с наклоном к образую- щей оси 5°	0,57
Конoidalный (в форме струи)	0,97

П р и л о ж е н и е 4

Коэффициенты местных сопротивлений

В и д м е с т н ы х с о п р о т и в л е н и й	ζ_m
Вентили проходные $d = 40 \div 400 \text{ мм}$	4-8
Задвижки нормальные	0,3-0,5
Кран пробковый (открытие $\alpha = 30^\circ$)	5-7
Компенсатор гнутый	1,7-2,0
Компенсатор сальниковый	0,2
Угольник 90°	1,0-2,0
Колено 90° , $R = 4d$	0,3
Тройник (поток встречный)	3,0
Входная насадка	0,5-1,0
Входная насадка с плавным изменением сечения	0,3-0,6
Внезапное расширение потока	1,0

Приложение 5

Физические параметры сухого воздуха при давлении 101325 Н/м²

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$C_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^3$ Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	Pr
-10	1,342	1,009	2,361	1,67	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,442	1,72	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,512	1,77	14,16	0,705
30	1,165	1,006	2,675	1,86	16,00	0,701
50	1,093	1,008	2,826	1,96	17,95	0,698
70	1,029	1,009	2,966	2,06	20,02	0,694
90	0,972	1,010	3,128	2,15	22,10	0,690
120	0,898	1,013	3,338	2,29	25,45	0,686
180	0,779	1,021	3,780	2,53	32,49	0,681
250	0,674	1,038	4,268	2,74	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,606	2,97	48,33	0,674

Приложение 6

Коэффициент теплопроводности некоторых газов при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$						
	Воздух	N ₂	O ₂	H ₂ O пар	CO ₂	H ₂	Ar
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	97,7	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 7
Физические свойства некоторых твердых тел при 0°C

Наименование элемента	Атомный вес	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$C, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
Алюминий	26,97	2700	209	0,896
Вольфрам	184,0	19340	169	0,134
Железо	55,84	7880	74	0,44
Золото	197,2	19310	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	21460	69,8	0,132
Свинец	207,22	11350	35,1	0,127
Серебро	107,88	10500	419	0,234
Титан	47,90	4540	15,1	0,531
Углерод, графит	12,01 238,07	1700-2300 19100	174 19,2	0,67 0,117
Уран	65,38	7150	113	0,384
Цинк				

Приложение 8
Физические свойства технических материалов

Наименование материала	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$C, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$
Асбест	500	20	0,106	0,837
Бетон сухой	1600	20	0,84	0,840
Бумага обыкновенная	-	20	0,14	1,507
Графитовые изделия	1600	100	158	0,837
Железобетон	2200	20	1,55	0,840
Картон	-	20	0,14-0,35	1,507

Продолжение прилож. 8

Наименование материала	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$C, \text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$
Слюда (поперек слоев)	2600-3200	20	0,47-0,58	0,879
Стекло обыкновенное	2500	-	0,74-0,00116	0,670
Стекловата	200	20-30	0,0465	-
Стеклотекстолит	1650	20	0,459	1,640
Текстолит	1300-1400	20	0,23-0,34	1,507
Тефлон	2150	-	0,246	1,05
Фарфор	2400	95	1,04	1,089
			0,80	1,089
Фибра красная	2400	1055	0,46-0,5	-
Шелк	1200	20-100	0,043	-
Шерстяная ткань	100	0-93		
	240	-	0,052	-
Эбонит	1200	20	0,157-0,174	-

Приложение 9
Степень черноты некоторых металлов

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	ε
Алюминий шероховатый	26	0,055
Железо окисленное гладкое	125-525	0,78-0,82
Золото полированное	225-635	0,018-0,035
Латунь прокатанная	22	0,06
Медь полированная	80-115	0,018-0,023
Молибденовая нить	725-2600	0,096-0,292
Никель технический, полированный	225-376	0,07-0,087
Платина чистая, полированная пластина	225-625	0,054-0,104
Серебро полированное чистое	225-625	0,02-0,032

Приложение 10
Физические характеристики воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	C $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\mu \cdot 10^5,$ $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$	Pr	$\nu \cdot 10^3,$ $\text{м}^2/\text{с}$
0,01	0,0061	4,218	55,13	1786,5	13,67	1,0002
10	0,0123	4,193	57,56	1304,4	9,52	1,0004
50	0,1234	4,181	64,8	548,8	3,54	1,0121
80	0,4736	4,196	67,5	354,8	2,21	1,0290
110	1,4326	4,230	68,5	258,7	1,60	1,0515
140	3,614	4,286	68,5	200,9	1,26	1,0798
170	7,920	4,372	67,9	162,7	1,04	1,1144
200	15,551	4,498	66,3	136,2	0,93	1,1565
230	27,979	4,686	63,7	119,6	0,88	1,2087
260	46,94	4,981	60,5	105,8	0,87	1,2755
290	74,45	5,49	55,8	94,1	0,93	1,3655
320	12,90	6,56	50,6	85,3	1,11	1,499
350	165,37	9,80	43,0	72,5	1,60	1,741
370	210,53	40,32	33,7	56,8	6,79	2,22

Приложение 11

Вода и водяной пар на линии насыщения (по давлениям)

P , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·K)	s'' , кДж/(кг·K)
0,010	6,92	0,0010001	129,9	29,32	2513	0,1054	8,975
0,02	17,514	0,0010014	66,97	73,52	2533	0,2609	8,722
0,03	24,097	0,0010028	45,66	101,04	2545	0,3546	8,576
0,04	28,979	0,0010041	34,81	121,42	2554	0,4225	8,473
0,050	32,88	0,0010053	28,19	137,83	2561	0,4761	8,393
0,10	45,84	0,0010103	14,68	191,9	2584	0,6492	8,149
0,20	60,08	0,0010171	7,647	251,4	2609	0,8321	7,907
0,30	69,12	0,0010222	5,226	289,3	2625	0,9441	7,769
0,50	81,35	0,0010299	3,239	340,6	2645	1,0910	7,593
1,00	99,64	0,0010432	1,694	417,4	2675	1,3026	7,360
2,0	120,23	0,0010605	0,8854	504,8	2707	1,5302	7,127
3,0	133,54	0,0010733	0,6057	561,4	2725	1,672	6,992
5,0	151,84	0,0010927	0,3747	640,1	2749	1,860	6,822
10,0	179,88	0,0011273	0,19,46	762,7	2778	2,138	6,587
15,0	198,28	0,0011539	0,1317	844,6	2792	2,314	6,445
20,0	212,37	0,0011766	0,09958	908,5	2799	2,447	6,340
25,0	223,93	0,0011972	0,07993	961,8	2802	2,554	6,256
30,0	233,83	0,0012163	0,06665	1008,3	2804	2,646	6,186
40	250,83	0,0012520	0,04977	1087,5	2801	2,796	6,070
50	263,91	0,0012857	0,03944	1154,4	2794	2,921	5,9731

П р и м е ч а н и е. Параметры критического состояния: $t_{кр}=374,15^{\circ}\text{C}$; $P_{кр}=221,29$ бар; $v_{кр}=0,00326$ м³/кг.

Приложение 12

Вода и водяной пар на линии насыщения (по температурам)

t , °C	P , бар	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·K)	s'' , кДж/(кг·K)
0,01	0,006108	0,0010002	206,3	0	2501	0	9,1544
5	0,008719	0,0010001	147,2	21,05	2510	0,0762	9,0241
10	0,012277	0,0010004	106,42	42,04	2519	0,1510	8,8994
15	0,017041	0,0010010	77,97	62,97	2528	0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	83,90	2537	0,2964	8,6665
25	0,03166	0,0010030	43,40	104,81	2547	0,3672	8,5570
30	0,04241	0,0010044	32,93	125,71	2556	0,4366	8,4523
40	0,07375	0,0010079	19,55	167,50	2574	0,6723	8,2559
60	0,19917	0,0010171	7,678	251,1	2609	0,8311	7,9084
80	0,4736	0,0010290	3,408	334,9	2643	1,0753	7,616
100	1,0132	0,0010435	1,673	419,1	2676	1,3071	7,3547
120	1,9854	0,0010603	0,8917	503,7	2706	1,5277	7,1298
140	3,614	0,0010798	0,5087	589,0	2734	1,7392	6,9304
160	6,180	0,0011021	0,3068	675,5	2758	1,9427	6,7508
180	10,027	0,0011275	0,1939	763,1	2778	2,1395	6,5858
200	15,551	0,0011565	0,1272	852,4	2793	2,3308	6,4318
220	23,201	0,0011900	0,08606	943,7	2802	2,5179	6,2849
240	33,480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803	2,7021	6,1425
260	46,94	0,0012755	0,04215	1135,1	2796	2,8851	6,0013
280	64,91	0,0013322	0,03013	1236,9	2780	3,0681	5,8573

П р и м е ч а н и е. Параметры критического состояния: $t_{кр}=374,15^{\circ}\text{C}$; $P_{кр}=221,29$ бар; $v_{кр}=0,00326$ м³/кг.

Термодинамические свойства аммиака на линии насыщения

$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$v', \text{ м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$s', \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$s'', \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$i', \text{ кДж}/\text{кг}$	$i'', \text{ кДж}/\text{кг}$
-35	0,932	0,001462	1,215	3,5672	9,3341	260,0	1632,8
-30	1,195	0,001476	0,963	3,6601	9,2486	282,2	1640,8
-25	1,516	0,001490	0,771	3,7514	9,1674	304,4	1648,3
-20	1,902	0,001504	0,624	3,8410	9,0895	327,4	1655,9
-15	2,363	0,001519	0,509	3,9293	9,0150	350,0	1662,6
-10	2,909	0,001534	0,418	4,0164	8,9438	372,6	1669,3
-5	3,549	0,001550	0,347	4,1022	8,8756	395,6	1675,1
0	4,294	0,001566	0,290	4,1868	8,8094	418,7	1681,0
5	5,517	0,001583	0,244	4,2705	8,7458	441,7	1686,4
10	6,150	0,001601	0,206	4,3530	8,6838	465,2	1691,0
15	7,283	0,001619	0,175	4,4346	8,6240	488,6	1695,6
20	8,572	0,001639	0,149	4,5155	8,5658	512,5	1699,4
25	10,027	0,001659	0,128	4,5954	8,5092	536,3	1703,2
30	11,665	0,001680	0,111	4,6746	80,4536	581,1	1705,7
35	13,499	0,001702	0,096	4,7528	8,3991	584,9	1708,2

П р и м е ч а н и е. Параметры критического состояния: $t_{кр} = 374,15^{\circ}\text{C}$; $P_{кр} = 221,29 \text{ бар}$;

Приложение 14
Термодинамические свойства фреона-12 на линии насыщения

$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$v', \text{ м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$i', \text{ кДж/кг}$	$i'', \text{ кДж/кг}$	$s', \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$s'', \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$
-39	0,6730	0,0006605	0,2337	384,06	554,63	4,0513	4,7797
-35	0,8076	0,0006658	0,1973	387,46	556,59	4,0655	4,7759
-30	1,004	0,0006725	0,1613	391,73	559,06	4,0832	4,7716
-25	1,2369	0,0006793	0,1331	396,07	561,54	4,1007	4,7675
-20	1,5094	0,0006868	0,1107	400,44	563,96	4,1180	4,7642
-15	1,8257	0,0006940	0,09268	404,92	566,39	4,1353	4,7610
-10	2,1904	0,0007018	0,08713	409,44	568,82	4,1525	4,7583
-5	2,6080	0,0007092	0,06635	414,00	571,16	4,1695	4,7558
0	3,0848	0,0007173	0,05667	418,65	573,51	4,1865	4,7536
+5	3,6234	0,0007257	0,04863	423,34	578,81	4,2033	4,7515
+10	4,2289	0,0007342	0,04204	428,11	578,07	4,2201	4,7498
+15	4,9094	0,0007435	0,03648	432,97	580,29	4,2368	4,7481
+20	5,6653	0,0007524	0,03175	437,87	582,42	4,2534	4,7466
+25	6,5062	0,0007628	0,02773	442,81	584,48	4,2699	4,7451
+30	7,4324	0,0007734		447,83	586,44	4,2864	4,7437

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Нурматов Ж., Халилов А.Н., Толипов У.К. Иссиқлик техникаси. Ўқитувчи, 1998.—256 б.
2. Нурмухамедов Х.С., Нигмаджанов С.К. Иссиқлик техникаси. Маъруза матни. —Т.:ТашХТИ, 2003,—165с.
3. Дрыжанов Е.В., Исаев С. И . и др., Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче, М.: Высшая школа , 1968.
4. Чечёткин А.В., Занемовец Н.А. Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1986. —344с.
5. Техническая термодинамика. Под ред. Крутова В.И. и др. — М.: Машиностроение, 1986
6. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии — М —Л.: Химия, 1987. — 576с.
7. Варгафтик Н.Б. Теплофизические свойства жидкостей и газов.—М.:Машиностроение,1986. —432с.
8. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. — М.: Энергия,1980. — 550с.
9. Ерохин В.Г., Маханько М.Г. Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники. Учебное пособие. — М.: Энергия, 1979. — 240с.
10. Лейтес И.А., Сосна М.Х., Семенов В.П. Теория и практика химической энерготехнологии. — М.: Химия, 1988. — 200 с
11. Лариков Н.Н. Теплотехника. — М.: Стройиздат, 1985. —432с.
12. Юсупбеков Н.Р., Нурмухамедов Х.С., Исматуллаев П.Р. Кимё ва озик-овқат саноатларининг жараён ва қурилмалари фанидан ҳисоблар ва мисоллар.-Т.: Нисим, 1999.-351 б.
13. Справочник химика / Под ред. Б.Н. Никольского. Т . V.-М.: Л.: Химия, 1966.- 804с.
14. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена.-М.: Атомиздат, 1979.- 416 с
15. Краснощёков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для вузов.- М.: Энергия, 1980.- 288 с

16. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа.- М.: Энергия, 1973.- 478 с.
17. Теория и техника теплофизического эксперимента. Учебное пособие для вузов /Ю.Ф. Гортышов, Ф.Н. Дресвянников и др.: Под. ред. В.К. Шукина.- М.: Энергоатомиздат, 1985.-360 с.
18. Нурмухамедов Х.С., Нигмаджанов С.К., Сагитов А.М., Хайриддинов Х.А. Теплофизические свойства зернисто-волоконистых материалов в интервале температур 175-400 К. // ИФЖ, 1991.-Т.61.-№6.- С.958-962.
19. Нурмухамедов Х.С., Нигмаджанов С.К., Сагитов А.М., Классен П.В. Интенсивность теплообмена при нагреве единичных частиц зернисто-волоконистых материалов. // ИФЖ, 1992.-Т.62.-№2.- С.500-501.
20. Нигмаджанов С.К. Гидродинамика и теплообмен при струйном псевдоожигении слоя зернисто-волоконистых материалов. // Дисс...канд.техн.наук, Ташкент, ТХТИ, 1993.-169 с.
21. Закиров С.Г., Каримов К.Ф., Алиев Б.А. Техническая оценка охладителей жидкости методом эксергетического анализа // УзР ФА маърузалари, 2001.- №8-9., С.55-58.
22. Закиров С.Г., Каримов К.Ф. Интенсификация теплообмена в каналах при течении вязких жидкостей // УзР ФА маърузалари, 1997.- №7. С.32-35.
23. Каримов К.Ф., Азизов Д.Х., Карабаев А.С. Сравнение теплообменных аппаратов по эксергетическому к.п.д./ Труды 3-ей Российской национальной конференции по теплообмену, Москва, 2002.- Т.1.-С. 149-150.
24. Каримов К.Ф. Эксергетический анализ испарителей холодильных машин./ Труды 2-ой Всероссийской науч.конф. «Энергосбережение - теория и практика», Москва, 2004.- С.141-144.
25. Алиев Б.А., Каримов К.Ф., Умаров У.Э. Выбор оптимального теплообменного аппарата по эксергетическому к.п.д./ Техникавий, иктисодий ва фундаментал фанлар сохасининг мухим масалалари. Олий Укув юртлараро илмий ишлар туплами. Тошкент, 2003.- №3.- С.91-93.
26. Нурмухамедов Х.С., Юсупбеков Н.Г., Закиров С.Г. Кимёвий технология асосий жараён ва қурилмалари.- Т.: Шарк, 2003.- 644 б.
27. Web site: [http:// www.iifir.org](http://www.iifir.org)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Гидравлика и гидродинамика	
1.1. Основные свойства жидкостей	4
1.2. Гидростатика и гидродинамика	8
1.3. Насосы	27
Глава 2. Основы технической термодинамики	
2.1. Состояние рабочего тела	30
2.2. Смеси идеальных газов	34
2.3. Теплоемкость	37
2.4. Первый закон термодинамики	43
2.5. Основные термодинамические процессы	45
2.6. Второй закон термодинамики	50
2.7. Водяной пар	53
2.8. Истечение и дросселирование газов и паров	56
2.9. Циклы двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин	62
2.10. Влажный воздух	64
Глава 3. Основы тепловых процессов	
3.1. Теплопроводность	69
3.2. Конвективный теплообмен	74
3.3. Кипение и конденсация	80
3.4. Лучистый теплообмен	82
3.5. Теплопередача	86
3.6. Теплообменные аппараты	92
Глава 4. Топливо и основы горения	
4.1. Элементарный состав топлива	96
4.2. Процесс горения топлива	101
4.3. Топочные устройства	106
Глава 5. Котельные установки	
5.1. Тепловой баланс и к.п.д. котельного агрегата	108
5.2. Расход топлива. Испарительная способность	112
Глава 6. Паровые и газовые турбины	
6.1. Характеристики рабочего процесса турбин	115
6.2. Теплоиспользование в турбине	119
6.3. Конденсаторы паровых турбин	122
6.4. Камеры сгорания ГТУ	123

Глава 7. Основы холодильных процессов и эксергетический анализ

7.1. Компрессоры.....	124
7.2. Холодильные установки и их циклы	132
7.3. Эксергетический анализ холодильных машин	139
Ответы на контрольные задачи	144
Приложения	147
Л и т е р а т у р а.....	158

Алиев Баходир Абдуганиевич
Нигмаджанов Самигджан Каримджанович
Каримов Кудратилла Фуадович
Абдуллаев Алишер Шоназарович

Учебное пособие

Редактор Покачалова Н.С.