Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова»

А.Т. Манташов

ТЕПЛОТЕХНИКА

Сборник задач

Пермь
ИПЦ "Прокрость"
2018

УДК 631.371.(075.8)
ББК 40.7
М 23

Рецензенты:

В.А. Елтышев, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой деталей машин ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ;

В.С. Кошман, канд. техн. наук, доцент кафедры сельскохозяйственных машин и оборудования ФГБОУ ВО Пермский ГАТУ

М 23 Манташов, А.Т.

Теплотехника : сборник задач / А.Т. Манташов ; М-во с.-х. РФ, федеральное гос. бюджетное образов. учреждение высшего образ. «Пермский гос. аграрно-технологич. ун-т им. акад. Д.Н. Прянишникова» – Пермь : ИПЦ "Прокростъ", 2018. – 108 с.

ISBN 978-5-94279-385-2

В главах работы кратко изложены теоретические положения дисциплины, приведены примеры решения прикладных задач и предложены задачи для практических занятий. В приложении в табличных и графических формах имеются справочные данные, необходимые для расчетов.

Задачник составлен в соответствии с рабочими программами дисциплины «Теплотехника» по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 20.03.01 Техносферная безопасность, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья.

УДК 631.371.(075.8)
ББК 40.7

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерного факультета (протокол № 4 от 19.12. 2017 г.).

Учебное издание

Манташов Александр Тимофеевич

ТЕПЛОТЕХНИКА

Сборник задач

Подписано в печать 05.03. 2018. Формат 60×84 $^{1}/_{16}$.
Усл. печ. л. 6,75. Тираж 100 экз. Заказ № 40

ИПЦ «Прокростъ»
Пермского государственного аграрно-технологического университета
имени академика Д.Н. Прянишникова,
614990, Россия, г. Пермь, ул. Петропавловская, 23, тел. (342) 217-95-42

ISBN 978-5-94279-385-2

© *ИПЦ "Прокростъ",* 2018
© Манташов А.Т., 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 5

Часть I Теоретические основы теплотехники 7
Глава 1 Техническая термодинамика 8
1.1 Термодинамическая система и параметры ее состояния 8
1.2 Свойства рабочего тела 9
1.3 Законы термодинамики 11
1.4 Термодинамические процессы 12
1.5 Термодинамика потока газа 12
1.6 Прикладные задачи главы 1 14
1.6.1 Примеры решения типовых задач 14
1.6.2 Задачи для практических занятий 16
Глава 2 Основы теории теплообмена 22
2.1 Терминология теплообмена 22
2.2 Теплопроводность 23
2.3 Конвективный теплообмен 24
2.4 Лучистый теплообмен 27
2.5 Теплопередача и теплообменные аппараты 29
2.6 Прикладные задачи главы 2 33
2.6.1 Примеры решения типовых задач 33
2.6.2 Задачи для практических занятий 35

Часть II Идеальные циклы тепловых машин. 41
Глава 3 Циклы тепловых двигателей 42
3.1 Цикл Карно 42
3.2 Идеальные циклы поршневых ДВС 43
3.2.1 Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты 43
3.2.2 Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты 44
3.2.3 Цикл ДВС со смешенным подводом теплоты ... 43
3.3 Идеальный цикл газотурбинного двигателя… 46
3.4 Прикладные задачи главы 3 47
3.4.1 Примеры решения типовых задач 47
3.4.2 Задачи для практических занятий 50
Глава 4 Циклы компрессоров и холодильных машин 53
4.1 Поршневые компрессоры 53
4.2 Холодильные машины 54

4.3 Прикладные задачи главы 4 56
4.3.1 Примеры решения типовых задач 56
4.3.2 Задачи для практических занятий 58

Часть III Теплотехническое обеспечение объектов обитания 63
Глава 5 Теплоснабжение 64
5.1 Химическое топливо как источник энергии 64
5.2 Отопление и горячее водоснабжение 66
5.3 Прикладные задачи главы 5 66
5.3.1 Примеры решения типовых задач 66
5.3.2 Задачи для практических занятий 68
Глава 6 Вентиляция 71
6.1 Влажный воздух 71
6.2 Расчет систем вентиляции и подбор вентиляторов 72
6.3 Прикладные задачи главы 6 75
6.3.1 Примеры решения типовых задач 75
6.3.2 Задачи для практических занятий 77

ЛИТЕРАТУРА 81

Приложение. Данные физических величин 82

Предисловие

Дисциплина "Теплотехника" является базовой при реализации требований Федеральных государственных образовательных стандартов высшего образования по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно – технологических машин и комплексов, 20.03.01 Техносферная безопасность, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья. Ее изучение направлено на формирование определенных компетенций, приведенных в рабочих программах дисциплины. Ряд из них, а именно: "способностью решать инженерные задачи с использованием основных законов термодинамики и теплопередачи"; "способностью использовать законы и методы математики, естественных и экономических наук при решении профессиональных задач" и др. однозначно связаны с расчетной практикой.

В процессе многолетнего преподавания дисциплины "Теплотехника" автор данного сборника составил более двухсот прикладных задач, используемых при решении на практических занятиях в аудитории, так же при самостоятельном изучении курса. Большинство из этих задач представлены в данной работе. Кроме того, здесь приведены необходимые для решения как теоретическая часть курса, так и достаточный справочный материал в таблицах и диаграммах.

Данный сборник задач может быть полезен и для студентов заочной формы обучения по указанным направлениям

подготовки при выполнении ими задания на контрольную работу.

Приступая к решению задачи, нужно прежде всего вникнуть в ее смысл и установить, какие физические явления и закономерности лежат в ее основе. Обратиться к теоретическому изложению этих закономерностей, выписать необходимые формулы, составить алгоритм решения и выполнить вычисления. Если задача связана с процессами или циклами, желательно графическое сопровождение решения.

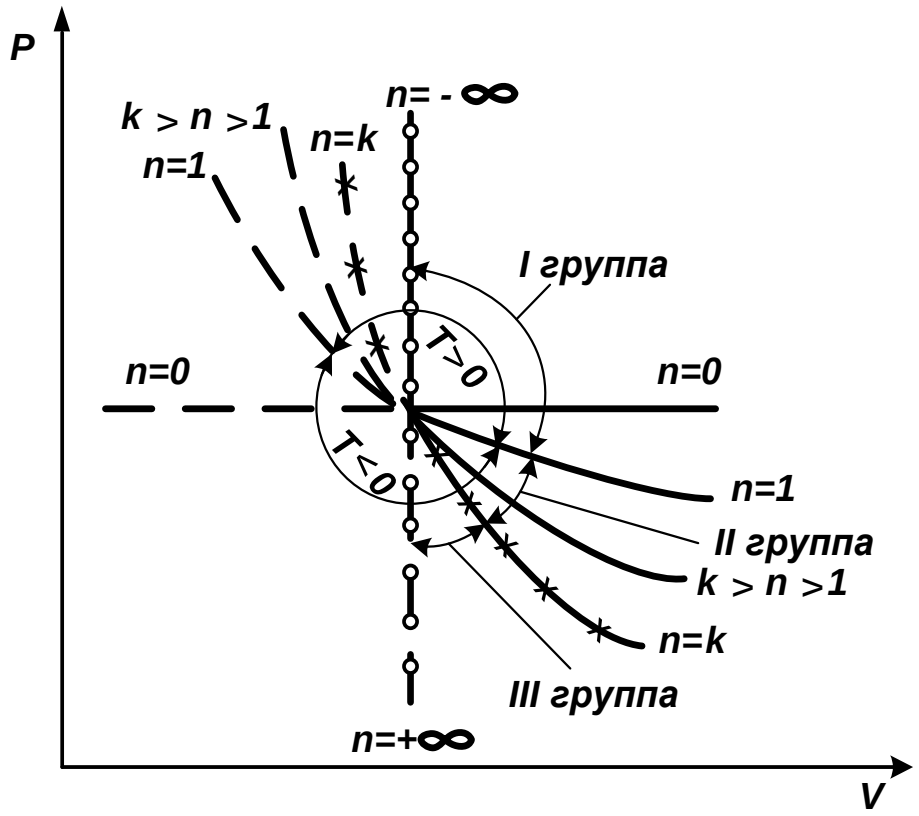
В процессе расчетов и при использовании справочных данных числовые значения величин следует округлять до третьей значащей цифры. Использовать только систему единиц СИ.

Автор весьма признателен рецензентам профессору В.А. Елтышеву и доценту В.С. Кошману за ценные замечания и пожелания, которые были учтены при доработке рукописи.

Автор

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ



Глава 1 Техническая термодинамика

1.1 Термодинамическая система и параметры ее состояния

Материальное тело либо совокупность материальных тел, выделенных в пространстве в качестве объекта исследования термодинамическим методом, называется термодинамической системой.

В термодинамическую систему могут входить вещества, находящиеся в твердом, жидком. газообразном и ионизированном (плазменном) с о с т о я н и я х. Состояние системы описывается совокупностью физических величин, именуемых п а р а м е т р а м и с о с т о я н и я. *

Различают термические и калорические параметры состояния. К термическим относят те, которые могут быть определены путем измерений (например, давление p, Па; температура T, К; масса m, кг; объем V, $м^3$). Калорические параметры определяются только расчетным путем, см. ниже.

Всякая термодинамическая система обладает определенной э н е р г и е й E. *Энергия – это общая мера различных форм движения материи.* В зависимости от форм движения и соответствующим им взаимодействий различают механическую, внутреннюю, гравитационную и др. энергии.

Энергию теплового движения микроструктурных элементов системы называют в н у т р е н н е й энергией и обозначают $U_{теп.}$ (для идеального газа подстрочный индекс опускается). Другая составляющая энергии неподвижной системы – это энергия в поле сил давления pV (энергия, подведенная к системе объемом V для создания давления p). Сумма U и pV для неподвижной системы характеризует полную ее энергию, которую называют э н т а л ь п и е й и обозначают I , т.е.

$$I = U + pV.$$

U и I характеризуют состояние системы и их относят к калорическим параметрам.

---

* Принятые в СИ обозначения и единицы измерения физических величин, а также их пересчет в прежние стандарты приведены в таблицах 1, 2, 3 и 4. (прил.) данного сборника.

Изменение энергии системы возможно при воздействии двух форм – т е п л о т ы Q и р а б о т ы L. *Под теплотой понимают количество энергии, которой термодинамическая система обменивается с окружающей средой микроскопическим путем (теплообменом). Работа –это количество энергии, которой термодинамическая система обменивается с окружающей средой в результате макроскопического упорядоченного направленного движения.*

1.2 Свойства рабочего тела

При энергообмене термодинамической системы с окружающей средой изменяются ее параметры состояния. *Определенная последовательность изменения параметров состояния системы называется процессом.*

Рабочим телом термодинамической системы именуют материальное тело, посредством которого в термодинамическом процессе осуществляется преобразование теплоты в работу или работы в теплоту.

Рабочими телами, как правило, являются газообразные вещества – газы и пары, которые способны значительно изменять свой объем при изменении внешних условий.

Для закрытой термодинамической системы, состоящей из индивидуального газа термические параметры связаны закономерностью, которую называют у р а в н е н и е м с о с т о я н и я и д е а л ь н о г о г а з а:

$$\frac{p\ V}{T} = R, \qquad (1.1)$$

где R – г а з о в а я п о с т о я н н а я, Дж/(кг·К) *

Для одного килограмма газа выражение (1.1) можно записать в виде:

$$p\,v = RT \quad \text{или} \quad p = \rho\,R\,T, \qquad (1.2)$$

где $v = V/m$ – у д е л ь н ы й о б ъ е м , $м^3/кг$;

$\rho = m/V$ – п л о т н о с т ь, $кг/м^3$.

---

* Для количества газа равное одному молю газовую постоянную называют у н и в е р с а л ь н о й и обозначают $\bar{R}$ ($\bar{R} = \mu R$). Для моля любого газа $\bar{R}$ = 8314 Дж/(моль·К).

В качестве рабочего тела часто используют смесь газов. Выражения (1.1) и (1.2) справедливы и для смеси газов, т.е.

$$p_{см}\, V_{см} = m_{см}\, R_{см}\, T_{см}\,. \qquad (1.3)$$

Значение $R_{см}$ определяется как

$$R_{\text{см}} = 8314 / \mu_{см}, \qquad (1.4)$$

где $\mu_{см}$ – молярная масса смеси газов, кг/моль.

При задании смеси газов массовыми долями $\mu_{см}$ вычисляется при помощи выражения

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{g_i}{\mu_i}}\,. \qquad (1.5)$$

Если для задания смеси использованы парциальные давления газов, то

$$\mu_{см} = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_i\ \mu_i}{p_{см}} \qquad (1.6)$$

Одной из теплофизических характеристик рабочего тела является его т е п л о е м к о с т ь. *Количественно теплоемкость равна теплоте, которую необходимо подвести к газу, чтобы изменить его температуру на один кельвин*.

В зависимости от количественной единицы газа различают у д е л ь н ы е теплоемкости: *массовую – с, Дж/(кг·К); мольную* – $\bar{c}$, Дж/(моль·К) и *объемную* – c', Дж/(м^3·К). Для пересчета одной теплоемкости в другую используют соотношение

$$c = \frac{\bar{c}}{\mu} = \frac{c'}{\rho}\,.$$

На величину теплоемкости влияет процесс, при котором подводится теплота к газу. В основном в расчетах используются теплоемкости при постоянном давлении – c_p и при постоянном объеме – c_v. Установлено, что c_p больше c_v на величину газовой постоянной, т.е.

$$c_p - c_v = R. \qquad (1.7)$$

Отношение этих теплоемкостей обозначают буквой κ и называют п о к а з а т е л е м а д и а б а т ы,

$$\kappa = c_p / c_v\,.$$

Через κ и R можно выразить c_p и c_v:

$$c_p = \frac{к}{к-1} R \quad \text{и} \quad c_v = \frac{1}{к-1} R.$$

Для вычисления внутренней энергии и энтальпии системы используют выражения:

$$U = m\, c_v\, T \;\; и \;\; I = m\, c_p\, T. \qquad (1.8)$$

Теплоемкость смеси газов, заданную парциальными давлениями или массовыми долями, вычисляется по уравнения

$$c_{p\,см} = \frac{\sum_{i=1}^{n} c_{p\,i}\,\mu_i\,p_i}{\mu_{см}\,p_{см}}, \quad c_{v\,см} = \frac{\sum_{i=1}^{n} c_{v\,i}\,\mu_i\,p_i}{\mu_{см}\,p_{см}} \quad \text{и} \qquad (1.9)$$

$$c_{p\,см} = \sum_{i=1}^{n} c_{p\,i}\,g_i, \qquad c_{v\,см} = \sum_{i=1}^{n} c_{v\,i}\,g_i. \qquad (1.10)$$

Для определения среднего значения теплоемкости в диапазоне температур от t_1 до t_2 можно использовать формулу

$$c_{ср}\Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_{ср}\Big|_0^{t_2} t_2 - c_{ср}\Big|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}.$$

1.3 Законы термодинамики

Согласно первому закону термодинамики для системы, находящейся в энергетическом взаимодействии с окружающей средой, изменение энергии возможно путем двух форм энергообмена – теплоты и работы, то есть:

$$\Delta E = Q - L.$$

В дифференциальной форме это выражение имеет вид

$$dQ = dU + pdV \;\; и \;\; dQ = dI - Vdp.$$

В интегральной форме :

$$Q = \Delta I + L_{тех.} \;\; и \;\; Q = \Delta U + L_{расш.}. \qquad (1.11)$$

Здесь: $\Delta I = m\, c_p\, \Delta T$; $\Delta U = m\, c_v\, \Delta T$;

$L_{тех..} = -\int V dp$; $L_{расш..} = \int p\, dV$.

Согласно второму закону термодинамики в циклах тепловых двигателей полнота преобразования подведенной теплоты в работу оценивается термическим КПД, т.е.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \qquad (1.12)$$

где q_1 – подведенная удельная теплота в цикле;

q_2 – удельная теплота отведенная в цикле по второму закону термодинамики.

Для обратимых процессов математическое выражение второго закона термодинамики имеет вид:

$$dS = \frac{dQ}{T},$$

где S – э н т р о п и я (калорический параметр системы), Дж/К

1.4 Термодинамические процессы

Переход системы из одного равновесного состояния в другое при неизменной теплоемкости называют термодинамическим процессом. Поскольку численное значение теплоемкости газов изменяется от $-\infty$ до $+\infty$, то таких процессов множество, их называют политропными. В каждом политропном процессе теплоемкость постоянна, ее обозначают c_x.

В прикладных задачах технической термодинамики широко используются следующие изопараметрические процессы:

– изобарный (p = const, $c_x = c_p$);
– изохорный (v = const, $c_x = c_v$);
– изотермический (T = const, $c_x = c_T$);
– адиабатный ($dq = 0$, $c_x = c_q$).

Результаты анализа изопараметрических процессов приведены в таблице 6 (прил.).

1.5 Термодинамика потока газа

В теплотехнике широко используются энергетические установки, где преобразование энергии происходит в движущемся газе. Согласно первому закону термодинамики для любого сечения энергоизолированного потока можно записать

$$i + c^2/2 = const \quad и \quad cdc = -vdp,$$

где c – скорость движения газа.

Эти уравнения выражают значение энергии в сечении потока.

Часто скорость движения газа сравнивают со скорость распространения слабых возмущений в нем (скоростью звука). Обозначают скорость звука a и вычисляют по формуле

$$a = \sqrt{\kappa RT}.$$

Отношение $\frac{c}{a} = Ma$ называют числом Маха.

При $M\,a > 1$ поток сверхзвуковой, а при $M\,a < 1$ дозвуковой.

Встречаясь с преградой, поток тормозится, его скорость $c = 0$. В этом сечении потока параметры газа называют з а т о р м о ж е н н ы м и, обозначают подстрочным индексом "**0**" и вычисляют по формулам

$$T_0 = T\left(1+\frac{\kappa-1}{\kappa}M_a^2\right), \quad p_0 = p\left(1+\frac{\kappa-1}{2}M_a^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \qquad (1.13)$$

В любом сечении потока при известном давлении в нем можно вычислить скорость движения и секундный массовый расход газа, используя уравнения

$$c = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}RT_0\left[1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \text{ и} \qquad (1.14)$$

$$\dot{m} = cF\rho \text{ или}$$

$$\dot{m} = F\frac{p_0}{\sqrt{RT_0}}\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}}-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}. \qquad (1.15)$$

Каналы, в которых поток газа ускоряется, называются *соплами*, а если в канале поток тормозится, его именуют *диффузором*. Сечение сопла, котором скорость потока достигаем местной скорости звука, называю к р и т и ч е с к и м. Параметры потока в критическом сечении обозначают подстрочным индексом "кр" . В критическом сечении давление и расход газа вычисляются через параметры торможения по следующим формулам:

$$p_{кр} = p_0\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \qquad \dot{m} = F_{кр}\frac{p_0}{\sqrt{RT_0}}\sqrt{\kappa\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}. \qquad (1{,}16)$$

1.6 Прикладные задачи главы 1

1.6.1 *Примеры решения типовых задач*

Пример 1-1

Смесь метана и азота, находящаяся в баллоне автоматической заправщика, имеет массовый состав $g_{CH_4} = 0{,}9$ и $g_{N_2} = 0{,}1$. Объем баллона 400 литров. При температуре газовой смеси $t = 10\ ^0C$ давление в баллоне равно 200 бар. Вычислить давление в баллоне, если смесь газов нагрелась до $t_2 = 24\ ^0C$. Определить количество подведенной теплоты при нагреве.

Решение

1. Определяем молярную массу смеси газов, используя выражение (1.5):

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\frac{g_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\frac{g_{CH_4}}{\mu_{CH_4}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{1}{\frac{0{,}9}{16} + \frac{0{,}1}{28}} = 16{,}8 \text{ кг/моль}.$$

2. Вычисляем по (1.4) газовую постоянную смеси

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{16{,}8} = 495 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

3. Найдем массу смеси газов в баллоне, используя (1.3):

$$m_{см} = \frac{pV}{RT} = \frac{200 \cdot 10^5 \cdot 400 \cdot 10^{-3}}{495 \cdot 283} = 57 \text{ кг}.$$

4. Давление после нагрева газа

$$p_2 = \frac{m\,R\,T}{V} = \frac{57 \cdot 495 \cdot 296}{400 \cdot 10^{-3}} = 208 \cdot 10^5 \text{ Па} = 208 \text{ бар}.$$

5. При средней температуре газа, равной 17 ^0C, выпишем значения теплоемкостей для азота из таблицы 14 (прил.), а для метана – из таблицы 13. После интерполяции имеем:

$$c_{p\,N2} = 1{,}04 \text{ кДж/(кг·К)} \text{ и } c_{p\,CH4} = 2{,}15 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

6. Теплоемкость смеси газов вычислим по (1.10).

$$c_{p\,см} = \sum_{i=1}^{n} c_{p_i} g_i = c_{p\,N2}\, g_{N_2} + c_{p\,CH4}\, g_{CH_4} =$$
$$= 1{,}04 \cdot 0{,}1 + 2{,}15 \cdot 0{,}9 = 2{,}04 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

7. Поскольку процесс нагрева газовой смеси в баллоне изохорный, то работа расширения равна нулю. Тогда из выражения (1.11)

$$Q = m\, c_v\, \Delta T = 57 \cdot 1545 \cdot 12 = 1057 \text{ кДж},$$

где c_v определено из уравнения Майера (1.7), т.е.

$$c_v = c_p - R = 2040 - 495 = 1545 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Ответ: $p_2 = 208$ бар; $Q = 1057$ *кДж*.

Пример 1-2

Покрышка автомобиля закачивается из ресивера компрессора воздухом до абсолютного давления 3,8 бара. Объем покрышки 22 литра, внутренний диаметр штуцера для подачи воздуха 3 мм. Давление воздуха в ресивере 1,6 МПа, температура 18 ^0C. Определить время закачки покрышки, приняв среднюю температуру воздуха в ней 29^0C.

Решение

1. Из таблицы 5 (прил.) выписываем для воздуха значения газовой постоянной и показателя адиабаты:

$$R = 287 \text{ Дж/(кг ·К)} \text{ и } \kappa = 1{,}4.$$

2. Принимаем параметры воздуха в ресивере заторможенными, т. е. $p_0 = 16 \cdot 10^5$ Па; $T_0 = 273 + t\,^0C = 273 + 18 =$

$= 291\ K$.

3. Анализируем характер течения воздуха на срезе штуцере, для чего сравним действительное β с критически $\beta_{кр}$. Для воздуха $\beta_{кр} = 0{,}528$, для данных задачи

$$\beta = \frac{p_{\text{вых.из канала}}}{p_{\text{вх.в канал}}} = \frac{p_{покр.}}{p_0} = \frac{3{,}8}{16} = 0{,}237.$$

Так как $\beta < \beta_{кр}$, то воздух вытекает из штуцера со скоростью звука. Определим ее.

$$c_{кр} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_0} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1{,}4}{1{,}4+1} 287 \cdot 291} = 312 \text{ м/с}.$$

4. Секундный массовый расход воздуха через штуцер в этом случае вычисляется по формуле (1. 16):

$$\dot{m} = F_{кр} \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}},$$

где $F_{кр} = \pi r^2 = 3{,}14 \cdot 1{,}5^2 \cdot 10^{-6} = 7{,}16 \cdot 10^{-6}$ м^2;

Тогда

$$\dot{m} = \frac{7{,}16 \cdot 10^{-6} \cdot 16 \cdot 10^5}{\sqrt{287 \cdot 291}} 0{,}685 = 2{,}7 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}.$$

5. Требуемая масса воздуха в покрышку:

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{3{,}8 \cdot 10^5 \cdot 22 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 302} = 0{,}096 \text{ кг}.$$

6. Время закачки покрышки составит:

$$\tau = \frac{m}{\dot{m}} = \frac{0{,}096}{2{,}7 \cdot 10^{-2}} = 3{,}6 \text{ с}.$$

Ответ: $\tau = 3{,}6$ с.

1.6.2 *Задачи для практических занятий*

Задача № 1.1. Давление в покрышке автомобильного колеса, измеренное трубчатым манометром, равно 0,22 МПа. Чему равно абсолютное давление в покрышке, если внешние условия соответствуют нормальным техническим?

Ответ: $p_{абс} = 0{,}32$ МПа.

Задача № 1.2. В баллоне емкостью 40 л находится воздух с абсолютным давлением 150 бар и температурой 20 ^0C. Определить массу воздуха в баллоне.

Ответ: $m = 7{,}13$ кг.

Задача № 1.3. Определить, на сколько минут хватит аквалангисту воздуха, содержащегося в двух баллонах по 6 л каждый при абсолютном давлении 10 МПа, если аквалангист делает 20 вдохов в минуту и при каждом вдохе потребляет 0,75 л воздуха при p = 0,1 МПа?

Ответ: τ = 80 мин.

Задача № 1.4. В баллоне емкостью 40 л содержится азот при давлении p_1 = 8 МПа и температуре $t_1 = -25\ ^0C$. Определить количество теплоты, которое следует подвести к азоту, чтобы повысить его температуру до $t_2 = 18\ ^0C$. Каково будет конечное давление азота в баллоне?

Ответ: Q = 138 кДж; p_2 = 9,38 МПа.

Задача № 1.5. В калориметр, содержащий 1,5 л воды при температуре 17 ^{0}С, опустили нагретый до 100 ^{0}С стальной образец массой 0,65 кг. Определить теплоемкость стали, если температура воды и образца установилась равной 21^{0}С.

Ответ: c_p = 490 Дж/(кг·К).

Задача № 1.6. Какое минимальное время потребуется, чтобы вскипятить 0,7 л воды в открытом сосуде кипятильником мощностью 400 Вт при нормальных технических условиях? Принять теплоемкость воды c_p = 4,18 кДж/(кг·К). Потерями тепла в окружающую среду и на нагрев сосуда пренебречь.

Ответ: τ = 10,3 мин.

Задача № 1.7. К газу**,** находящемуся в цилиндре с подвижным поршнем, подводится извне 165 кДж теплоты. Определить изменение удельной внутренней энергии, если газ массой 0,15 кг совершил работу расширения 110 кДж.

Ответ: Δu = 367 кДж/кг.

Задача № 1.8. В испарителе бытового холодильника от охлаждаемых продуктов к фреону массой 0,15 кг и температурой $t = -28\ ^0$С подведено 22,5 кДж теплоты. Определить удельную энтропию фреона на выходе из испарителя, если

на входе она равна s_1 = 4,18 кДж/(кг·К).

Ответ: s_2 = 4,79 кДж/(кг·К).

Задача № 1.9. Двуокись углерода (CO_2) в количестве 1,76 кг находится в емкости под давлением 12 МПа с температурой 17 ^{0}С. Определить объем и плотность двуокиси углерода.

Ответ: $V = 8 \cdot 10^{-3}$ м^3, ρ = 220 кг/м^3.

Задача № 1.10. Газообразный фреон с молярной массой 120 кг/моль в количестве 0,18 кг нагнетается компрессором в объем 2,83 л до давления 1,5 МПа. Определить температуру сжатого фреона.

Ответ: t = 67 ^{0}С .

Задача № 1.11. Продукты сгорания топлива в дизельном двигателе охлаждаются в окружающей среде от $t_1 = 390\ ^0C$ до $t_2 = 15\ ^0C$. Какое количество теплоты отводится от двигателя каждым килограммом выхлопных газов, если их состав включает g_{CO_2} = 0,18, g_{N_2} = 0,68 и g_{H_2O} = 0,14 ?

Ответ: q = 440 кДж/кг.

Задача № 1.12. Смесь газов в камере сгорания температуре 2400 К имеет парциальные давления: p_{N_2} = 1,56 МПа; p_{H_2O} = 0,93 МПа; p_{CO_2} = 0,51 МПа. Определить плотность продуктов сгорания и теплоемкость смеси газов $c_{p\,см.}$.

Ответ: ρ = 4,15 кг/м^3; $c_{p\,см}$ = 1,47 кДж/(кг·К).

Задача № 1.13. Газовая смесь при t = 15 ^{0}С имеет следующий массовый состав: g_{CO_2} = 0,07; g_{O_2} = 0,21 и g_{N_2} = 0,72. До какого давления нужно сжать эту смесь, чтобы ее плотность достигла 28 кг/м^3 ?

Ответ: $p_{см}$ = 2,27 МПа.

Задача № 1.14. Смесь газов, заданна парциальными давлениями: p_{N_2} = 1,4 МПа ; p_{H_2O} = 0,2 МПа и p_{CO_2} = 0,4 МПа, расширяется адиабатно. Теплоемкость смеси при постоянном давлении $c_{p\,см}$ = 1,2 кДж/(кг ·К). Определить показатель

адиабаты.

Ответ: $к$ = 1,23.

Задача № 1.15. Газовая смесь задана следующими массовыми долями: g_{CO} = 0,26; g_{O_2} = 0,18 и g_{N_2} = 0,56. Каков объем занимает 0,02 кг этой смеси, находящейся при нормальных физических условиях? До какого давления необходимо адиабатно сжать смесь, чтобы ее температура достигла $t_2 = 380\ ^0C$?

Ответ: $V = 1{,}57 \cdot 10^{-2}$ м^3; $p_2 = 36{,}5 \cdot 10^5$ Па.

Задача № 1.16. Проба продуктов сгорания отобрана из цилиндра ДВС при t = 650 ^{0}С и p = 0,8 МПа в герметичный газоотборник объемом 1,5 л и охлаждена до 20 ^{0}С. Продукты сгорания имеют: μ = 26,8 кг/моль и c_p =1,16 кДж/(кг·К). Определить давление охлажденных продуктов сгорания и количество отведенной теплоты.

Ответ: p = 0,25 МПа; Q = 2,25 кДж.

Задача № 1.17. При продувке балластных цистерн подводной лодки воздух в количестве 162 кг при p_1 = 23 МПа и t_1 = 17^{0}С расширяется изотермически в 150 раз. Определить давление воздуха в цистернах и их объем.

Ответ: p_2 = 0,15 МПа; V = 90 м^3.

Задача № 1.18. Один килограмм воздуха с начальными p_1 = 1,2 МПа и t_1 = 19 ^{0}С политропно расширяется до давления $p_2 = 2{,}7 \cdot 10^5$ Па и температуры T_2 = 265 К. Определить количество теплоты, подведенное в процессе расширения.

Ответ: q = 90,1 кДж/кг.

Задача № 1.19. В поршневом компрессоре 4 литра всасываемого воздуха при температуре 20 ^0C политропно сжимаются от p_1 = 0,1 МПа до p_2 = 0,38 МПа. Показатель политропы n = 1,28. Вычислить температуру в конце сжатия и работу, затраченную на сжатие воздуха.

Ответ: T = 393 К, $L_{сж}$ = 630 Дж.

Задача № 1.20. Кислород m = 1 кг из начального состояния 1 изотермически сжимается до состояния 2, а затем в изохорном процессе охлаждается до состояния 3, в котором $p_3 = p_1$. В точке 2 параметры кислорода $t_2 = 1200\ ^0C$; $p_2 = 6$ МПа, в точке 3 температура $t_3 = 300\ ^0C$. Определить недостающие параметры в точках 1, 2 и 3. Изобразить процесс 1-2-3 в pv и Ts – координатах.

Ответ: $v_1 = 0{,}164$ м^3/кг; $v_2 = v_3 = 0{,}064$ м^3/кг;
$p_1 = p_3 = 2{,}33$ МПа; $\Delta s_{1\text{-}2} = -244$ Дж/(кг ·К);
$\Delta s_{2\text{-}3} = -812$ Дж/(кг ·К).

Задача № 1.21. Воздух из начального состояния 1 ($p_1 = 4$ МПа и $t_1 = 1600\ ^0C$) изохорно охлаждается до температуры $t_2 = 200^0\ C$, а затем изотермически сжимается до состояния 3, в котором $p_3 = p_1$. Определить недостающие параметры состояния в точках 1, 2 и 3 и показать процесс 1-2-3 в pv и Ts – координатах.

Ответ: $v_1 = v_2 = 0{,}134$м^3/кг; $v_3 = 0{,}0348$ м^3/кг;
$p_2 = 1{,}04$МПа; $\Delta s_{1\text{-}2} = -1190$ Дж/(кг ·К);
$\Delta s_{2\text{-}3} = -395$ Дж/(кг ·К).

Задача № 1.22. Воздух массой 0,04 кг с начальными давлением $p_1 = 0{,}2$ МПа и температурой $t_1 = 17\ ^0C$ сжимается адиабатно до конечного давления $p_2 = 1{,}2$ МПа. Определить объем и температуру воздуха в конце сжатия, изменение внутренней энергии и работу сжатия.

Ответ: $V_2 = 0{,}46 \cdot 10^{-2}$ м^3 ; $T_2 = 483$ К; $\Delta U = 5{,}53$ кДж.

Задача № 1.23. Найти приращение энтропии 2,5 кг воздуха: а) при нагревании его в изобарном процессе от 20 до 400 ^0C; б) при нагревании его в изохорном процессе от 20 до 880 ^0C: в) при изотермическом расширении с увеличением его объема в 15 раз. Теплоемкость в процессах принимать при средних температурах.

Ответ: при $p = const$ $\Delta S = 2{,}14$ кДж/К;
при $v = const$ $\Delta S = 2{,}72$ кДж/К;
при $T = const$ $\Delta S = 1{,}94$ кДж/К.

Задача № 1.24. В результате сгорания 0,01 кг топлива в ДВС при v = const температура рабочего тела изменилась от $t_2 = 365\ ^0C$ до $t_3 = 2150\ ^0C$. Определить изменение внутренней энергии и энтальпии в процессе горения, если молярная масса продуктов горения $\mu_{см} = 28{,}7$ кг/моль и средняя теплоемкость $c_{v\ ср} = 0{,}83$ кДж/(кг·К). Сколько подведено теплоты при горении?

Ответ: $\Delta U = 14{,}8$ кДж; $\Delta I = 20$ *кДж*; $Q = 14{,}8$ КДж.

Задача № 1.25. Определить техническую работу для 1кг продуктов сгорания в ДВС, если при их адиабатном расширении температура изменяется от $T_1 = 2650$ К до $T_2 = 720$ К. Показатель адиабаты $\kappa = 1{,}31$, молярная масса продуктов сгорания $\mu = 27{,}3$ кг/моль.

Ответ: $l_{тех} = 1600$ кДж/кг.

Задача № 1.26. Воздух из резервуара с постоянным давлением $p_0 = 10$ МПа и температурой $T_0 = 288$ К вытекает в атмосферу с давлением $p_a = 0{,}1$ МПа через трубку с внутренним диаметром 10 мм. Определить скорость адиабатного истечения воздуха из трубки и его начальный массовый расход.

Ответ: $c_{кр} = 310$ м/с; $\dot{m} = 1{,}77$ кг/с.

Задача № 1.27. Определить скорость газов c_a на выходе из сверхзвукового сопла, если $T_0 = 3500$ К; $p_0 = 25$ МПа; $R = 310$ Дж/(моль·К); $p_a = 0{,}07$ МПа, а показатель политропы расширения $n = 1{,}22$.

Ответ: $c_a = 2760$ м/с.

Задача № 1.28. Определить внутренний диаметр трубы, по которой движется воздух в количестве $\dot{m} = 0{,}1$кг/с со скоростью 2 м/с. Температура воздуха 18 ^{0}С, а давление 1,5 бара.

Ответ: $d_{вн} = 0{,}19$ м.

Глава 2 Основы теории теплообмена

2.1 Терминология теплообмена

Т е п л о о б м е н – *это самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным полем температуры*.

Т е м п е р а т у р н ы м п о л е м *называют совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого пространства в некоторый фиксированный момент времени.*

Температурное поле с т а ц и о н а р н о, если оно не зависит от времени.

Г р а д и е н т т е м п е р а т у р ы *есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный частотной производной от температуры по нормали к поверхности:*

$$\mathrm{qrad}\, T = \lim_{\Delta n \to 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \vec{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n}.$$

Количество теплоты, проходящее в единицу времени через изотермическую поверхность, называют т е п л о в ы м п о т о к о м. Тепловой поток обозначают $\dot{Q}$, единица измерения ватт (Вт).

Тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, есть п л о т н о с т ь т е п л о в о г о п о т о к а. Обозначают плотность теплового потока $\dot{q}$, выражают в ваттах на метр квадратный (Вт/м^2). Из определения:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{F}.$$

В и д ы т е п л о о б м е н а: *теплопроводность, конвективный теплообмен, лучистый теплообмен*.

2.2 Теплопроводность

Теплообмен посредством теплового движения микроструктурных частиц вещества (молекул, атомов, электронов, ионов) в той или иной среде называют т е п л о п р о в о д н о с т ь ю.

Согласно основному закону теплопроводности тепловой поток, проходящий через элемент изотермической поверхности dF , пропорционален grad T:

$$d\vec{Q} = -\lambda \, q\mathrm{rad}\, T \, dF .$$

Так как направления теплового потока и градиента температуры противоположны, в выражении за знаком равенства проставлен минус. Величина коэффициента пропорциональности λ, названа коэффициентом теплопроводности.

К о э ф ф и ц и е н т т е п л о п р о в о д н о с т и – *величина, характеризующая теплопроводящие свойства материала.* Обозначение λ и измеряют в Вт/(м · К).

Числовое значение коэффициента теплопроводности определяет количество теплоты, проходящей через единицу изотермической поверхности в единицу времени, при условии, что grad T = 1.

Дифференциальным уравнением теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля называют выражение вида:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right),$$

здесь *a* – коэффициент т е м п е р а т у р о п р о в о д н о с т и.

Данное уравнение в общем виде устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры.

Коэффициент температуропроводности – величина, характеризующая скорость распространения изотермиче-

ских поверхностей в нестационарных тепловых процессах, ее измеряют в м²/с. Для вычисления величины коэффициента температуропроводности используется выражение $a = \frac{\lambda}{\rho\, c_p}$.

Плотность теплового потока через однослойную плоскую стенку вычисляется по формуле:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta}\left(T_{ст\ 1} - T_{ст\ 2}\right). \qquad (2.1)$$

Для многослойной стенки, состоящей из *n* слоев, формула плотности теплового потока будет иметь вид:

$$\dot{q} = \frac{T_{ст\,1} - T_{ст\,n+1}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda i}}. \qquad (2.2)$$

Для вычисления теплового потока через однослойную цилиндрическую стенку (например, трубу) используется следующее уравнение:

$$\dot{Q} = \frac{l\left(T_{ст\,1} - T_{ст\,2}\right)}{\frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}}, \qquad (2.3)$$

где l – длина трубы, м.

2.3 Конвективный теплообмен

Под к о н в е к ц и е й (от лат. conviction – перемещение, доставка) понимают теплообмен, осуществляемый макроскопическими элементами жидкой или газообразной среды при их перемещении.

Перенос теплоты в теплоносителе конвекцией и теплопроводностью именуют конвективным теплообменом.

Конвективный теплообмен между теплоносителем и поверхностью обтекаемого им тела называют т е п л о о т д а ч е й.

Основной закон теплоотдачи трактует, что плотность теплового потока пропорциональна температурному напору:

$$\dot{q} = \alpha\, \Delta T,$$

где α – коэффициент пропорциональности, именуемый к о э ф ф ф и ц и е н т о м т е п л о о т д а ч и;

Δ T – температурный напор, равный разности температур теплоносителя и поверхности.

Коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность конвективного теплообмена на границе теплоноситель – стенка, его измеряют в Вт/(м^2·К).

Численно коэффициент теплоотдачи равен тепловому потоку, приходящемуся на единицу поверхности в единицу времени при температурном напоре, равном единице.

Определяют величину α из критериальных уравнений, полученных с использованием теории теплового подобия.

Предварительно устанавливается характер течения теплоносителя. Если критерий Re < 2300, то течение условно принимается л а м и н а р н ы м; при Re > 10000 – течение теплоносителя т у р б у л е н т н о е. При 2300 < Re < 10000 – режим течения переходный.

Для определения коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении теплоносителя в прямых гладких каналах при (l/d) > 50 используется критериальное уравнение

$$N u_{cp,d} = 0{,}15\, Re_{cp,d}^{0,33}\, Pr_{cp}^{0,33}\, Gr_{cp,d}^{0,1}\, (Pr_{cp}/Pr_{cm})^{0,25} \quad (2.4)$$

Здесь индекс „cp“ у критериев обозначает, что в качестве определяющей температуры принята средняя по длине канала температура теплоносителя. Критерий же Pr_{cm} определяется для теплоносителя при температуре стенки. Определяющим размером в этом уравнении является эквивалентный диаметр. Отношение Pr_{cp}/Pr_{cm} в уравнениях учитывает влияние на теплоотдачу направления теплового потока. Так как величина критерия Прандтля для жидкостей с увеличением температуры уменьшается, то при T_{cm}>T_m отношение Pr_{cp} / Pr_{cm} будет больше единицы, в случае T_m> T_{cm} это отношение меньше единицы. Отсюда при прочих равных условиях теплоотдача интенсивнее в случае направления

теплового потока от стенки к теплоносителю. Это явление можно объяснить меньшей толщиной теплового пограничного слоя вследствие влияния температуры на вязкость теплоносителя.

При турбулентном режиме движения теплоноситель в канале весьма интенсивно перемешивается, и естественная конвекция не оказывает влияния на теплоотдачу. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении повсеместно используется критериальное уравнение:

$$Nu_{cp,d} = 0{,}021 Re_{cp,d}^{0,8} Pr_{cp}^{0,43} (Pr_{cp}/Pr_{cm})^{0,25} . \quad (2.5)$$

Для воздуха эта формула упрощается:

$$Nu_{cp,d} = 0{,}018 \, \mathrm{Re}_{cp,d}^{0,8} . \quad (2.6)$$

Для *переходного* режима (от ламинарного к турбулентному) надежных критериальных уравнений нет. Для определения приближенного коэффициента теплоотдачи в этой области можно использовать уравнение:

$$Nu_{cp,d} = K \, \mathrm{Pr}_{cp}^{0,43} \left(\mathrm{Pr}_{cp}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0,25}, \quad (2.7)$$

где К рекомендуется определять из таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Зависимость $K = f(Re)$

Re	2300	2500	2700	3000	3500	4000
K	3,6	4,9	5,9	7,5	10	12,2
Re	5000	6000	7000	8000	9000	10000
K	16,5	20	24	27	30	33

При естественной конвекции в критериальных уравнениях отсутствует *Re.* Так например, для вертикально расположенного цилиндра в большом объеме теплоносителя среднее значение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции с достаточной степенью точности вычисляется по критериальному уравнению:

$$\overline{N}\, u_{ср,l} = 0{,}15\left(Gr_{ср,l}\,\mathrm{Pr}_{ср}\right)^{0{,}33}\left(\mathrm{Pr}_{ср}/\mathrm{Pr}_{ст}\right)^{0{,}25}. \qquad (2.8)$$

2.4 Лучистый теплообмен

Тепловое излучение – это процесс распространения части внутренней энергии излучающего тела посредством электромагнитных волн со скоростью 299790 км/с.

Перенос энергии между телами системы (или системами) тепловым излучением называют л у ч и с т ы м т е п л о о б м е н о м.

Энергия, излучаемая во всем диапазоне теплового спектра всей поверхностью тела в единицу времени, называется полным (или интегральным) л у ч и с т ы м п о т о к о м, который обозначается через Ф, и измеряется в Вт.

Полный лучистый поток, испускаемый с единицы поверхности, носит название и з л у ч а т е л ь н о й с п о с о б н о с т и тела, которую обозначают Е и выражают в Вт/м^2.

Согласно закономерности Стефана – Больцмана излучательная способность абсолютно черного тела пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени, т.е.

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4,$$

где E_0 – излучательная способность абсолютно черного тела;

c_0 –постоянная Стефана-Больцмана, $c_0 = 5{,}67$ Вт/(м$^2 \cdot$ К^4);

Т – температура излучаемого тела, К.

С т е п е н ь ч е р н о т ы – *это характеристика излучающего тела, равная отношению его излучательной способности к излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре*, то есть $\varepsilon = E/E_0$. *

---

* Степень черноты для различных материалов приведена в таблица 19 (прил.).

При определении плотности лучистого теплового потока между телами, разделенными прозрачной средой, используется выражение:

$$\dot{q}_{(1-2)л} = \varepsilon_{пр}\, c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \qquad (2.9)$$

где $\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты стенок

$$\varepsilon_{пр} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \varepsilon_2}.$$

При определении плотности лучистого теплового потока от высокотемпературного газа (продукты сгорания в цилиндре ДВС, факел пламени и т.п.) необходимо учитывать особенности излучения газов. Прежде всего, основную долю лучистой энергии генерируют трехатомные газы и газ излучает энергию все объемом. Отсюда для расчета необходимо знать какие трехатомные газы имеются в излучающем объеме, их концентрацию и геометрические характеристики факела.

Если высокотемпературная смесь газов находится в оболочке (например, в камере сгорания ДВС), которая обладает свойствами серого тела, то часть теплового излучения газов поглощается этой оболочкой, а часть его отражается. Отраженная оболочкой энергия частично поглощается газом, а частично вновь попадает на поверхность оболочки. Результирующая плотность лучистого теплового потока между газом и оболочкой в этом случае может быть определена по выражению:

$$\dot{q}_л = \varepsilon_Г \varepsilon_{ст.эф}\, c_0 \left[\left(\frac{T_Г}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right], \qquad (2.10)$$

где $\varepsilon_г$ – степень черноты смеси газов;

$\varepsilon_{ст.эф}$ – эффективная степень черноты стенки.

Для определения степени черноты смеси газов включающую CO_2 и H_2O распространенным является уравнение

$$\varepsilon_Г = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \varepsilon_{CO_2} \varepsilon_{H_2O}. \qquad (2.11)$$

Значение степени черноты газа CO_2 и H_2O находят по экспериментальным зависимостям, приведенным на диаграммах 1 и 2 (прил.).

С учетом многократного поглощения и отражения лучистой энергии стенкой значение $\varepsilon_{ст\ эф}$ вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_{\text{ст. эф}} = 0{,}5(\varepsilon_{\text{ст}} + 1),$$

где $\varepsilon_{\text{ст}}$ – "обычная" степень черноты стенки.

2.5 Теплопередача и теплообменные аппараты

При теплопередаче имеют место все виды теплообмена: конвективный, лучистый и теплопроводность. Тепловой поток направлен от теплоносителя с большей температурой через стенку к теплоносителю с меньшей температурой. Принято индексом „1" обозначать величины, относящиеся к высокотемпературному теплоносителю, а индексом „2" – к низкотемпературному.

В стационарном режиме плотность теплового потока между теплоносителями пропорциональна разности их температур:

$$\dot{q} = \text{к}\,(\text{t}_{\text{m1}} - t_{m2}), \qquad (2.12)$$

где κ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);
t_{m1}, t_{m2} – температуры теплоносителей, ^0C.

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}\ . \qquad (2.13)$$

Приведенная к единице длины плотность теплового потока при теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку по формуле:

$$\dot{q}_l = \text{к}_1\pi(\text{T}_{\text{m1}} - T_{m2}), \qquad (2.14)$$

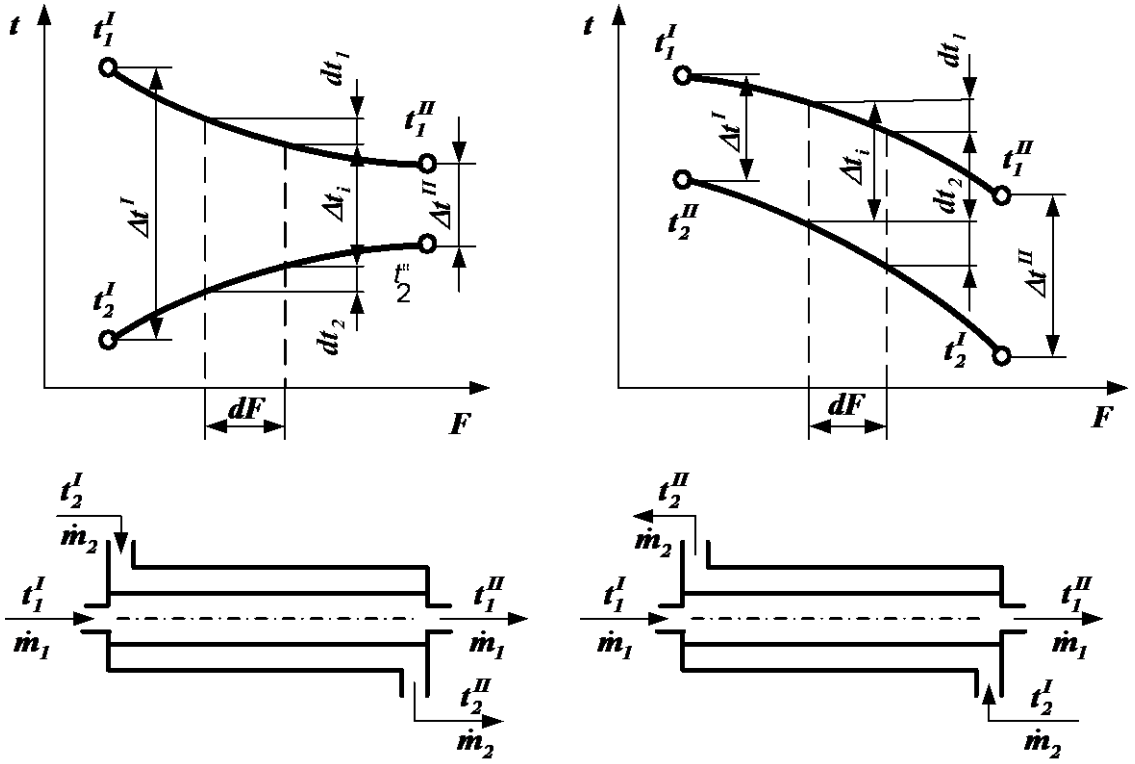
где

$$\kappa_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

Для многослойной цилиндрической стенки величина κ_l имеет вид:

$$\kappa_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{n+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \cdot$$

Обозначим параметры теплоносителей на входе в теплообменник одним штрихом, а на выходе – двумя штрихами. Изменение температур теплоносителей для рекуператора с прямотоком показано на рис. *а*, с противотоком – на рис. *б*.



а) *б*)

Рисунок 2.1 – Изменение температуры по длине теплообменника (*а* – прямоточного, *б* – противоточного).

При расчете рекуперативных теплообменников основными уравнениями являются:

1. Уравнение теплопередачи:

$$\dot{Q} = \kappa F (t_1 - t_2), \qquad (2.15)$$

где κ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);

F – поверхность теплопередачи, м^2;

t_1 *и* t_2 – значения температур горячего и холодного теплоносителей, ^0C.

Выражение (2.15) справедливо, если теплоносители имеют постоянную температуру, например при конденсации и кипении. Так как эти значения температур по длине теплообменника переменны, то в уравнение (2.15) вводится средняя по теплообменнику разность температур:

$$\dot{Q} = к F \Delta t_{ср}.$$

2. Уравнения теплового баланса:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \quad и \quad \dot{Q} = \dot{m}_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) \qquad (2.16)$$

где $\dot{m}_1$ и $\dot{m}_2$ – массовые секундные расходы теплоносителей. кг/с;

c_{p1} и c_{p2} – теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К).

Эти уравнения служат основой проектировочного и проверочного расчетов теплообменника.

Значение $\Delta t_{ср}$ вводится в расчет как среднеарифметическая величина температурного напора, либо как среднелогарифмическая.

Если значение $\frac{\Delta t'}{\Delta t''} \le 1{,}7$, то в расчет вводится среднеарифметический напор, т.е.

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$$

Если же $\frac{\Delta t'}{\Delta t''} > 1{,}7$, то в расчет необходимо вводить среднелогарифмический температурный напор в виде:

$$\Delta t_{ср\,л} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \qquad (2.17)$$

Для схем перекрестного тока и других более сложных схем движения теплоносителей средний температурный напор вычисляют с помощью выражения:

$$\Delta t_{ср} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{ср\,л},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка, которая определяется из графика рис. 2.2 как функция двух вспомогательных величин:

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} \qquad и \qquad R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}.$$

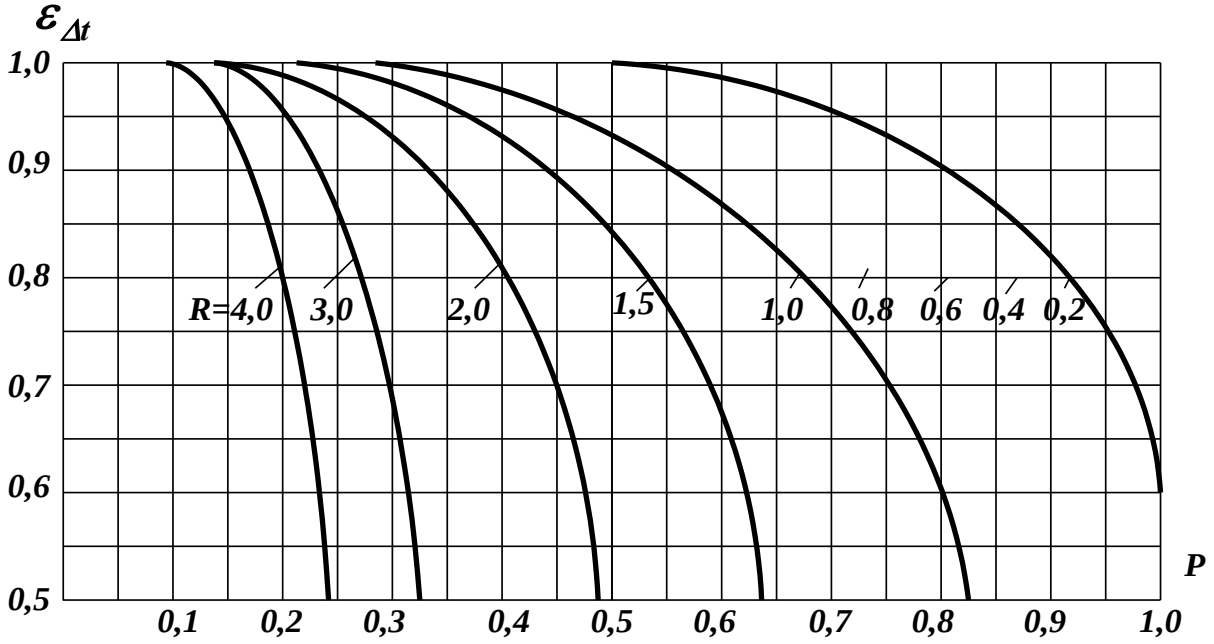


Рисунок 2.2 – Зависимость поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$ от P *и* R

Проверочный расчет выполняется для теплообменника с известной величиной рабочей поверхности. Цель расчета состоит в определении температур теплоносителей на выходе из теплообменника и количества передаваемого тепла.

В приближенных расчетах можно принять изменение температур теплоносителей линейным, тогда

$$\dot{Q} = \frac{t_1' - t'_2}{\frac{1}{\text{кF}} + \frac{1}{2\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{2\dot{m}_2 c_{p2}}}\ ; \qquad (2.18)$$

$$t_1'' = t_1' - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}} \quad \text{и} \quad t_2'' = t_2' - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_2 c_{p2}}. \qquad (2.19)$$

2.6 Прикладные задачи главы 2

2.6.1 *Примеры решения типовых задач*

Пример 2 -1

Топка парового котла выполнена из стали и внутри офутерована кремнеземным кирпичем. Какова температура наружной стенки топки, если плотность теплового потока через стенку $\dot{q}$ = 1,38 кВт/м^2, а кирпич со стороны пламени нагрелся до $t_{ст\ 1}$ = 950 ^0C ? Принять для стенки из кирпича δ_1 = 100 мм и λ_1 = 0,15 Вт/(м·К), для стенки из стали δ_2 = 10 мм и λ = 18 Вт/(м·К).

Решение

Изобразим приблизительный характер изменения температуры по толщине плоской двухслойной стенки и для решения задачи используем выражение (2.2)

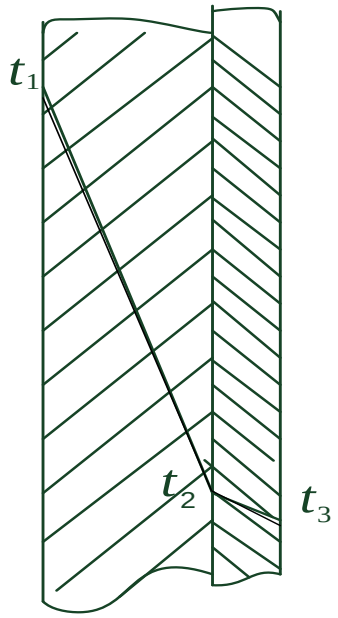


Рисунок 2.1 К задаче 2-1

$$\dot{q} = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}.$$

Отсюда $t_3 = t_1 - \dot{q}\ (\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}) =$

$= 950 - 1380\ (\frac{0,1}{0,15} + \frac{0,01}{18}) = 31^0$C.

Ответ: $t_{нар}$ = 31 ^0C.

Пример 2-2

По трубе внутренним диаметром 14 мм движется вода со скоростью 0,6 м/с. Вычислить коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубы, если средняя по длине трубы температура воды 72 ^0C, а температура стенки трубы со стороны воды 62^0C.

Решение

1. Для воды с $t = 72\ ^0C$ из табл. 8 (прил.) выписываем следующие значения: $\nu = 0{,}405 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, $\lambda = 0{,}669$ Вт/(м·К), $Pr_{ср} = 2{,}48$, и с температурой 62 ^{0}С – $Pr_{ст} = 2{,}88$.

2. Для выбора критериального уравнения оценим характер течения теплоносителя по величине критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{c\,d}{\nu} = \frac{0{,}6 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0{,}405 \cdot 10^{-6}} = 20740.$$

Течение турбулентное.

3. Вычисляем α, используя уравнение (2.5).

$$Nu_{ср,d} = 0{,}021 Re_{ср,d}^{0,8}\, Pr_{ср}^{0,43}\, (Pr_{ср}/Pr_{ст})^{0,25} =$$

$$= 0{,}021 \cdot 20740^{0,8} \cdot (2{,}48/2{,}78)^{0,25} = 85{,}5$$

Отсюда

$$\alpha = \frac{Nu_{ср,d} \cdot \lambda}{d_{вн}} = \frac{85{,}5 \cdot 0{,}669}{14 \cdot 10^{-3}} = 4086 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Ответ: $\alpha = 4086$ Вт/(м^2·К).

Пример 3-2

Вычислить лучистый тепловой поток к камере ДВС от продуктов сгорания, если температура смеси газов 2200 К; $p_{CO2} = 5$ МПа; $p_{H2O} = 1{,}2$ МПа; температура стенки камеры 920 К. Диаметр цилиндра 110 мм, высота камеры – 100 мм, материал стенки – чугун.

Решение

1. Для определения лучистого потока используем выражение (2. 10)

$$\dot{q}_л = \varepsilon_Г \varepsilon_{ст.эф}\, c_0 \left[\left(\frac{T_Г}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right].$$

2. Для нахождения степени черноты газов примем эквивалентную толщину излучающего слоя

$$l = 0{,}6\ d_{кс} = 0{,}6 \cdot 0{,}11 = 0{,}066 \text{ м},$$

тогда

$$l \cdot p_{CO2} = 0{,}066 \cdot 4 = 0{,}264 \text{ м·МПа и}$$

$$l \cdot p_{H2O} = 0{,}066 \cdot 1{,}2 = 0{,}079 \text{ м·МПа}.$$

3. По диаграммам 1 и 2 (прил.) определим:

$$\varepsilon_{Г} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \varepsilon_{CO_2}\varepsilon_{H_2O} = 0{,}162 + 0{,}12 - 0{,}162 \cdot 0{,}12 = 0{,}262$$

4. Из таблицы 19 (прил.) степень черноты чугуна равна $\varepsilon_{ст} = 0{,}81$. Отсюда $\varepsilon_{ст.\,эф} = 0{,}5(\varepsilon_{ст} + 1) = 0{,}5(0{,}81 + 1) = 0{,}905$.

5. Лучистый тепловой поток к камере

$$\dot{q}_{л} = 0{,}262 \cdot 0{,}905 \cdot 5{,}67\left[\left(\frac{2200}{100}\right)^4 - \left(\frac{920}{100}\right)^4\right] = 305 \text{ кВт/м}^2$$

Ответ: $\dot{q}_{л} = 305$ кВт/м^2.

2.6.2 *Задачи для практических занятий*

Задача № 2.1. Определить коэффициент теплопроводности материала стенки толщиной 40 мм, если при разности температур на ее поверхностях в 32 градуса плотность теплового потока равна 14,4 кВт/м^2.

Ответ: $\lambda = 18$ Вт/(м·К).

Задача № 2.3. Какое количество теплоты в час теряет человек на улице в морозную погоду, если его поверхность теплоотдачи принять равной 1,5 м^2, а одежду рассматривать как сплошную оболочку с $\delta = 30$ мм; $\lambda = 0{,}04$ Вт/(м·К) и температурами $t_1 = 30\ ^0C$; $t_2 = -26\ ^0C$.

Ответ: $\dot{Q} = 400$ кДж/ч.

Задача № 2.4. Стены жилого помещения выполнены из красного кирпича, пенобетона и сосновой доски. Толщины слоев соответственно равны: $\delta_1 = 250$ мм, $\delta_2 = 150$ мм и $\delta_3 = 25$ мм. Длина помещения 5 м, ширина 4 м, высота

2,5 м, а общая площадь окон и двери составляет 6,5 м^2. Каковы потери тепла только через стены в зимнее время года, если температура стен изнутри равна 18 ^0C и – 30 ^0C снаружи?

Ответ: $\dot{Q}$ = 950 Вт.

Задача № 2.5. Через фургон автомастерской проходит выхлопная труба двигателя из нержавеющей стали толщиной 1,5 мм, длиной 3,5 м и наружным диаметром 50 мм. Труба изолирована прошивным матом из шлаковаты толщиной 15 мм. Какова величина теплового потока подводится в фургон от продуктов сгорания, если температура трубы со стороны выхлопных газов равна 325 ^0C, а наружная температура изоляции 35 ^0C?

Ответ: $\dot{Q}$ = 963 Вт.

Задача № 2.6. В погребе длиной 4 м и шириной 2,5 м температура потолка равна 4 ^0C. Каковы потери теплоты в морозную погоду с температурой – 35 ^0C через перекрытие погреба, если оно состоит из железобетонной плиты толщиной 0,2 м, слоя земли в 1,2 м и снега толщиной 0,45 м?

Ответ: $\dot{Q} = 132\ Вт.$

Задача № 2.7. Потолок жилого помещения длиной 4,5 м и шириной 3,6 м выполнен трехслойным: железобетонная плита толщиной 200 мм, пенопласт ПХВ и сосновая доска толщиной 40 мм. Какова должна быть толщина пенопласта, чтобы потери тепла через потолок были не более 230 Вт при температурах плиты: со стороны помещения 18 ^0C и – 30 ^0C наружной стороны доски?

Ответ: δ_2 = 0,172 м.

Задача № 2.8. Перекрытие погреба размерами 4×3м состоит из бетонной плиты δ = 250 мм, шлака котельного δ = 800 мм и снега толщиной 350 мм. Потери тепла через перекрытие составляют 130 Вт. При какой наружной температуре воздуха потолок внутри погреба будет иметь t = 2^0C?

Ответ: $t_{нар}$ = – 42 ^0C.

Задача № 2.9. Через бытовое помещение проходит выхлопная труба дизельгенератора длиной 4 м и наружным диаметром 60 мм. Какую толщину изоляции необходимо наложить на трубу, чтобы тепловой поток в помещение не превышал 1,3 кВт? Допустимые температуры под изоляцией и на ее внешней поверхности принять соответственно 470 ^0C и 44 ^0C. Для изоляции использовать теплозвукоизоляционные маты из базальтового волокна с оболочкой из кремнеземной ткани с λ= 0,037 Вт/(м·К).

Ответ: δ = 10,5 мм.

Задача № 2.10. В трубках бойлера с внутренним диаметром 25 мм нагревающая вода с температурой 130 ^0C движется со скоростью 0,4 м/с. Каков коэффициент теплоотдачи, если трубка изнутри нагревается до 95 ^0C?

Ответ: α = 3140 Вт/(м^2 · К)

Задача № 2.11. По трубе наружным диаметром 30 мм движется горячий воздух со скоростью 13 м/с. Труба выполнена из стали 1Х18Н9Т толщиной стенки 2 мм. Определить температуру на наружной поверхности трубы, если плотность теплового потока q = 5,2 кВт/м^2. Коэффициент кинематической вязкости и коэффициент теплопроводности принять при средней температуре воздуха по длине трубы равной 190 ^0C.

Ответ: $t_{ст_2}$ = 66 ^0C.

Задача № 2.12. В бытовое помещение по трубе из Ст. 45 подается горячая вода со скоростью 0,2 м/с. Внутренний диаметр трубы 30 мм, толщина стенки 2 мм. Температурой воды 85 ^0C , температура стенки трубы со стороны воды 50 ^0C. Какую температуру имеет наружная поверхность трубы?

Ответ: $t_{ст_2}$ = 47 ^0C.

Задача № 2.13. Атмосферный воздух с температурой – 10 ^0C по вентиляционному каналу сечением 200 × 50 мм и длиной 4 м поступает к калориферу. Скорость движения воздуха

равна 1,6 м/с; температура внутренней стенки канала соответствует 15 ^0C. Вычислить часовую потерю теплоты через стенки вентиляционного канала.

Ответ: $\dot{Q}$ = 1,55 МДж/ч.

Задача № 2.14. В опускных трубах котельной установки с внутренним диаметром 30 мм нагревается вода. Скорость движения воды 1,2 м/с, средняя по длине трубы температура воды 85 ^0C, температура внутренней стенки трубы 105 ^0C. Определить средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи.

Ответ: α = 2330 Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Задача № 2.15. В трубках автомобильного радиатора охлаждается вода. Сечение канала трубки 11×4 мм, средняя по длине трубы температура воды 75 ^0C, скорость движения воды 0,9 м/с, температура стенки трубки со стороны воды 45 ^0C. Определить средний по длине трубки коэффициент теплоотдачи.

Ответ: α = 6180 Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Задача № 2.16. Определить коэффициент теплоотдачи от батареи водяного отопления к воздуху в комнате, если известны: высота батареи 600 мм; температура наружной стенки батареи 55 ^0C; средняя по высоте батареи температура воздуха 20 ^0C.

Ответ: α = 5,70 Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Задача № 2.17. Определить степень черноты смеси газов, состоящих из CO_2 и H_2O, если температура смеси равна 2500 К; парциальные давления газов: p_{co_2} = 4 МПа и $p_{н_2о}$ =1,5 МПа. Диаметр цилиндрического объема, в котором находится смесь, равен 500 мм, высота цилиндра равна его диаметру.

Ответ: $\varepsilon_г$ = 0,36

Задача № 2.18. Вычислить удельный лучистый тепловой поток от пламени горящего топлива, имеющего $T_г$ = 2300 К и

степень черноты $\varepsilon_г = 0{,}265$, к поверхности камеры сгорания с температурой $T_{ст} = 950$ К и $\varepsilon_{ст} = 0{,}82$.

Ответ: $\dot{q}_л = 371\ кВт/м^2$.

Задача № 2.19. Сосуд Дюара, стенки которого выполнены из полированной меди, заполнен жидкостью с температурой $92\ ^0C$. Температура окружающей среды $18\ ^0C$. Полагая, что температуры стенок равны температурам жидкости и среды, определить толщину слоя теплоизоляции из пенополиуретана, равноценную экранновакуумной изоляции сосуда Дюара.

Ответ: $\delta = 0{,}43$ м.

Задача № 2.20. Определить отвод тепла излучением от коллектора выхлопных газов дизельного двигателя. Коллектор выполнен из чугунного литья наружным диаметром 150 мм и общей длиной 1200 мм. Температура поверхности коллектора 437 ^0C. Обратным излучением среды на коллектор пренебречь.

Ответ: $\dot{Q} = 6{,}59$ кВт.

Задача № 2.21. Определить количество тепла, переданного излучением дымовых газов стенкам трубчатого теплообменника. Температура газов 1100 ^0C; степень черноты газов $\varepsilon_Г = 0{,}32$; наружная температура труб 820 ^0C; степень черноты наружных стенок труб $\varepsilon_{СТ} = 0{,}84$; площадь поверхности труб 2,5 м^2.

Ответ: $\dot{Q} = 88{,}7$ кВт.

Задача № 2.22. В противоточный водоводяной теплообменник с поверхностью теплопередачи 2 м^2 поступает 2100 кг/ч нагревающей воды с температурой $t_1' = 95\ ^0C$. Нагреваемая вода имеет $\dot{m}$ =1300 кг/ч и $t_2' = 16\ ^0C$. Определить конечные температуры теплоносителей, если коэффициент теплопередачи $к = 1400$ Вт/(м^2·К).

Ответ: $t_1'' = 59\ ^0C$; $t_2'' = 75\ ^0C$.

Задача № 2.23. Определить поверхность нагрева рекуперативного водовоздушного теплообменника при прямоточном и противоточном движении теплоносителей. Массовый расход воды через теплообменник $\dot{m}_1$= 0,1 кг/с, ее температура на входе и выходе соответственно равна t_1'= 95 ^0C и t_1''= 65 ^0C. Воздух необходимо нагреть от t_2' = – 10 ^0C до t_2'' =30 ^0C при коэффициенте теплопередачи κ = 48 Вт/(м^2·К).

Ответ: $F_{прямо.}$ = 4,13 м^2. $F_{птив.}$ = 3,75 м^2.

Задача № 2.24. Радиатор автомобиля состоит из 120 трубок прямоугольного сечения размерами 15×5 мм. Температура воды на входе в радиатор 85 ^0C, на выходе из него 45 ^0C; секундный массовый расход воды через радиатор 0,3 кг/с. Коэффициент теплопередачи от воды к охлаждающему воздуху κ = 490 Вт/(м^2·К). Приняв температуру воздуха на входе в радиатор и выходе из него, соответственно t_2' = 25 ^0C и t_2'' = 58 ^0C, вычислить высоту радиатора.

Ответ: h = 0,71 м.

Задача № 2.25. Определить поверхность нагрева водяного экономайзера, в котором теплоносители движутся с противотоком. Известны следующие величины: температура дымовых газов котла t_1' = 750 ^{0}С; теплоемкость газов $c_{p\,1}$ = 1,15 кДж/(кг·К); массовый расход газов $\dot{m}_1$ =1,6 кг/с; расход воды $\dot{m}_2$ = 1,9 кг/с; температура воды на входе t_2' = 20 ^0C; $\dot{Q}$ = 0,6 МВт, а коэффициент теплопередачи от газов к воде κ = 83 Вт/(м^2·К).

Ответ: F = 6,3 м^2

Задача № 2.26. В противоточном водовоздушном теплообменнике необходимо нагреть в секунду 0,8 кг воздуха от t_2' = - 12 ^0C до t_2'' = 28 ^0C. Какой массовый расход горячей воды должен подаваться в теплообменник, если ее температура при передачи тепла уменьшается от t_1'= 98 ^0C до t_1''= 55 ^0C ? Какова поверхность теплопередачи при коэффициенте κ = 42 Вт/(м^2·К)?

Ответ: F =10,9 м^2.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ИДЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ МАШИН

КАРНО Никола Леонард Сади
(1796-1832)
французский физик и
инженер, один из создателей
термодинамики.
Им были введены основные
понятия термодинамики:
идеальная тепловая машина,
идеальный цикл
(Цикл Карно),
обратимость и необратимость
термодинамических процессов.

Глава 3 Циклы тепловых двигателей

Ц и к л о м или круговым процессом *называют совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в свое первоначальное состояние*.

Р а б о ч и м т е л о м термодинамической системы *называют материальное тело, посредством которого в термодинамическом процессе осуществляется преобразование теплоты в работу или работы в теплоту.* Рабочими телами, как правило, являются газообразные вещества – газы и пары, которые способны значительно изменять свой объем при изменении внешних условий.

Т е п л о в о й д в и г а т е л ь – *это машина, в которой для получения механической работы используется теплота.*

Тепловой двигатель, в котором химическая энергия топлива преобразуется в теплоту внутри расширительной машины, называют двигателем внутреннего сгорания (ДВС).

Под т е р м и ч с к и м КПД *понимают отношение теплоты, преобразованной в полезную работу цикла, ко всей подведенной теплоте.* Обозначают η_t и вычисляют с помощью выражения

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \qquad (3.1)$$

3.1 Цикл Карно

Машиной Карно называют экзотическую тепловую машину, имеющую максимально возможное значение термического КПД за счет того, что в ней подвод и отвод теплоты осуществляется при изотермическом процессе, а сжатие и расширение рабочего тела происходит в адиабатном процессе. Уравнение термического КПД цикла Карно имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \qquad (3.2)$$

где T_1 – максимальная температура в цикле;

T_2 – минимальная температура.

Анализ выражения (3.2) показывает, что термический КПД обратимого цикла Карно:

– не зависит от природы рабочего тела, зависит только от абсолютных температур теплоисточника и теплоприемника;

– всегда меньше единицы, так как для получения $\eta_t = 1$ необходимо иметь $T_2 = 0$ или $T_1 = \infty$, что неосуществимо;

– при $T_1 = T_2$ равен нулю, т.е. если тела находятся в тепловом равновесии, то от них невозможно получить работу;

– имеет наибольшее значение по сравнению с КПД любого цикла, осуществляемого в одном и том же интервале температур.

3.2 Идеальные циклы поршневых ДВС

3.2.1 *Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты*

В двигателях, работающих по этому циклу, приготовление топливной смеси осуществляется либо в специальных устройствах – к а р б ю р а т о р а х, либо непосредственно в цилиндре (распыленное форсункой горючее перемешивается с поступающим в цилиндр воздухом в такте всасывания). Сгорание протекает в момент, когда поршень меняет направление движения от сжатия к расширению, поэтому процесс подвода тепла можно считать изохорным.

С целью анализа действительный цикл заменяют идеальным, (рис. 3.1) включающим следующие процессы:

1-2 – адиабата сжатия рабочего тела;

2-3 – изохора подвода теплоты q_1;

3-4 – адиабата расширения рабочего тела;

4-1 – изохора отвода теплоты q_2.

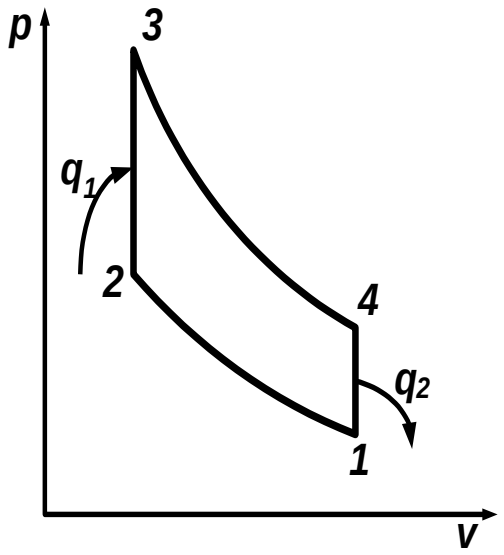


Рисунок 3.1– Идеальный цикл изохорного ДВС

При анализе цикла исходными данными являются: параметр- состояния в точке 1: p_1, T_1, v_1, с т е п е н ь

сжатия ε и степень повышения давления λ .

Под степенью сжатия понимают отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания.

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}.$$

Величина λ зависит от количества подведенной теплоты q_1 в изохорном процессе и определяется по выражению:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}.$$

Термический КПД ДВС с подводом тепла при v = const вычисляется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} . \qquad (3.3)$$

Таким образом, термический КПД ДВС с изохорным подводом тепла зависит только от степени сжатия ε и показателя адиабаты κ.

3.2.2 *Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты*

Сгораемое в ДВС топливо представляет собой смесь какого-либо горючего с воздухом. Если в цилиндре сжимать вначале воздух, а затем подавать туда распыленное горючее под высоким давлением, то можно избежать и детонации преждевременного воспламенения. Эта раздельная подача позволяет существенно повысить степень сжатия, а, следовательно, и КПД и использовать в качестве горючего более тяжелые фракции переработки нефти. Такого типа двигатели называют дизельными.

В дизельных двигателях горючее подается в цилиндр в конце такта сжатия. Так как температура находящегося в цилиндре сжатого воздуха высокая, топливная смесь воспламеняется. В процессе горения, несмотря на то, что поршень перемещается, давление остается постоянным.

Идеальный цикл с изобарным подводом (рис. 3.2) тепла, состоит из следующих процессов:

1-2 – адиабата сжатия рабочего тела;

2-3 – изобара подвода теплоты q_1;

3-4 – адиабата расширения рабочего тела;

4-1–изохора отвода теплоты q_2.

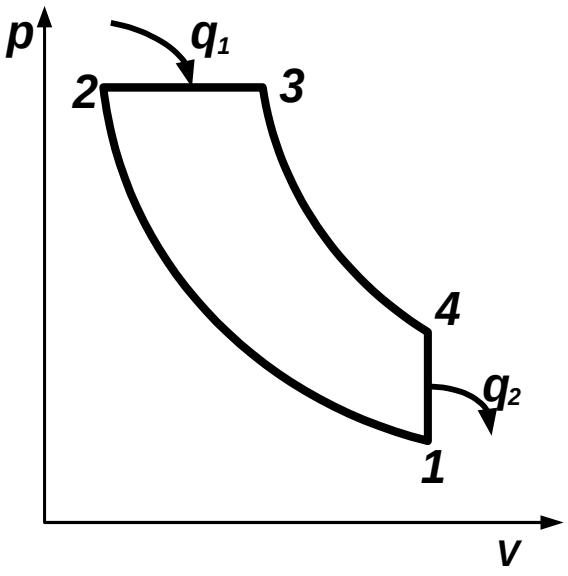


Рисунок 3.2 – Идеальный цикл изобарного ДВС

Здесь заданными являются: параметры p_1, v_1, T_1, а также степень сжатия ε и степень предварительного расширения ρ, который вычисляют по выражению

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}.$$

Термического КПД имеет выражение:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1}\kappa(\rho - 1)}. \qquad (3.4)$$

Отсюда следует, что термический КПД цикла с изобарным подводом тепла зависит от степени сжатия ε, величины показателя адиабаты κ и степени предварительного расширения ρ. Он возрастает с увеличением ε и κ и уменьшением ρ.

3.2.3 *Цикл ДВС со смешенным подводом теплоты*

Для увеличения экономичности дизеля необходимо увеличивать степень сжатия и уменьшать степень предварительного расширения. Это значит, что действительный процесс сгорания топлива желательно проводить при наименьшем изменении объема цилиндра. Осуществление такого процесса сгорания возможно в двигателях со смешанным подводом теплоты, в которых топливо начинает гореть при постоянном объеме, а сгорание заканчивается при постоянном давлении. Анализ цикла со смешанным подводом теплоты включает элементы изохорного и изобарного циклов.

Выражение термического КПД смешанного цикла имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda\rho^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1}\left[(\lambda - 1) + \kappa\lambda(\rho - 1)\right]} \cdot \qquad (3.5)$$

3.3 Идеальный цикл газотурбинного двигателя

Газотурбинные двигатели относятся к ДВС. Они обладают многими преимуществами по сравнению с поршневыми двигателями. Это, в первую очередь, большие мощности при сравнительно малых габаритах и достаточно высокая экономичность.

В большинстве газотурбинных стационарных и авиационных двигателях сгорание топлива осуществляется при постоянном давлении.

Идеальный цикл изобарного газотурбинного двигателя, (рис. 3.3) включает следующие процессы:

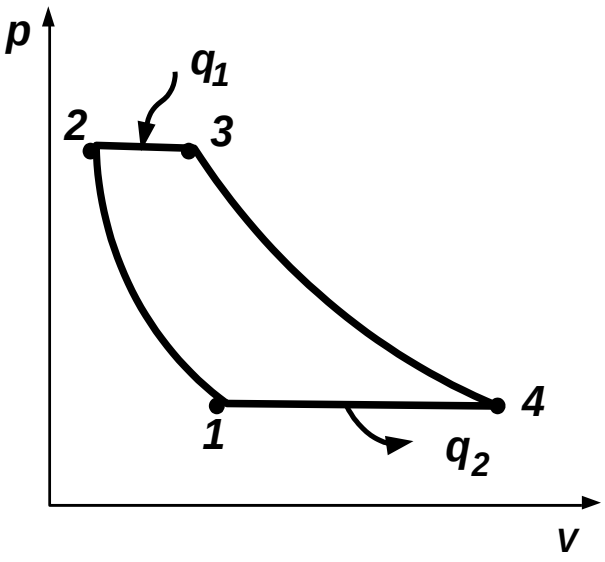


Рисунок 3.3 – Идеальный цикл ГТД

1-2 – адиабатный процесс сжатия рабочего тела в компрессоре;

2-3 – изобарный подвод теплоты q_1;

3-4 – адиабатное расширение рабочего теплоты в турбине;

4-1 – изобарный процесс отвода теплоты в окружающую среду q_2.

Заданными в цикле являются параметры на входе в компрессор p_1, v_1, T_1, степень повышения давления $\pi = p_2 / p_1$ и степень предварительного расширения $\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$.

Значение термического КПД цикла газотурбинного двигателя записывается в виде:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \cdot \qquad (3.6)$$

3.4 Прикладные задачи главы 3

3. 4.1 *Примеры решения типовых задач*

Пример 3 – 1.

Определить термический КПД идеального цикла ДВС с подводом тепла при p = const, если рабочее тело имеет: p_1 = 0,15 МПа, t_1 = 47 ^0C, R = 302 Дж/(кг·К), κ =1,32. Максимальная температура цикла T_3 = 2250 K при ε = 21. Построить цикл в pv и $T\,s$ – координатах.

Решение

При решении используем формулы и соотношения, приведенные в доп. [2], с.83.

1. Определяем параметры рабочего тела в характерных точках цикла:

• **1** Удельный объем вычисляем по уравнению состояния

$$\vartheta_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{302 \cdot 320}{0{,}15 \cdot 10^6} = 0{,}644 \text{ м}^3/\text{кг},$$

Имеем: $p_1 = 0{,}15$ МПа; $T_1 = 320$ K, $\vartheta_1 = 0{,}644$ м^3/кг.

• **2** Величина ε дает возможность определить ϑ_2, p_2 и T_2:

$$\vartheta_2 = \frac{\vartheta_1}{\varepsilon} = \frac{0{,}644}{21} = 0{,}031 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} = 0{,}15 \cdot 21^{1{,}32} = 8{,}34 \text{ МПа};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 320 \cdot 21^{1{,}32-1} = 848 \text{ } K.$$

Имеем: $p_2 = 8{,}34$ МПа; $T_2 = 848$ K, $\vartheta_2 = 0{,}031$ м^3/кг.

• **3** Найдем степень предварительного расширения и вычислим необходимые параметры в этой точке:

$$\rho = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2250}{848} = 2{,}65; \quad \vartheta_3 = \rho \cdot \vartheta_2 = 2{,}65 \cdot 0{,}031 = 0{,}082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Имеем: $p_3 = 8{,}34$ МПа; $T_3 = 2250$ K, $\vartheta_3 = 0{,}082$ м^3/кг.

• **4** Используя ρ, вычислим p_4 и T_4:

$$p_4 = p_1 \cdot \rho^{\kappa} = 0{,}15 \cdot 2{,}65^{1{,}32} = 0{,}54 \text{ МПа};$$

$$T_4 = T_1 \cdot \rho^{\kappa} = 320 \cdot 2{,}65^{1{,}32} = 1160 \text{ } K.$$

Имеем: $p_4 = 0{,}54$ МПа; $T_4 = 1160$ K, $\vartheta_4 = 0{,}644$ м^3/кг

2. Определяем термический КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{к}-1}{\varepsilon^{к-1}\,к\,(\rho-1)} = 1 - \frac{2{,}65^{1{,}32}-1}{21^{1{,}32-1}\cdot 1{,}32\cdot(2{,}65-1)} = 0{,}55.$$

3. Построим цикл в pv и $T\,s$ – координатах

Если для изображения цикла pv координатах значения давления и удельного объема во всех точках уже определены, то для $T\,s$ – координат нужно рассчитать изменение энтропии в процессах 2–3 и 4–1. Предварительно вычислим теплоемкости c_p и c_v:

$$c_p = \frac{к}{к-1}\,R = \frac{1{,}32}{1{,}32-1}\,302 = 1246 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{ К)};$$

$$c_v = c_p - R = 1246 - 302 = 944 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{ К)}.$$

Тогда из [1], с.49 и с.51

$\Delta S_{2\text{-}3} = c_p \ln T_3/T_2 = 1264 \ln 2250/848 = 1215$ Дж/(кг· К);

$\Delta S_{4\text{-}1} = c_v \ln T_1/T_4 = 944 \ln 320/1160 = -1215$ Дж/(кг· К);

Выбрав масштаб величин на осях в соответствие расчетным данным, изобразим цикл в pv и $T\,s$ – координатах:

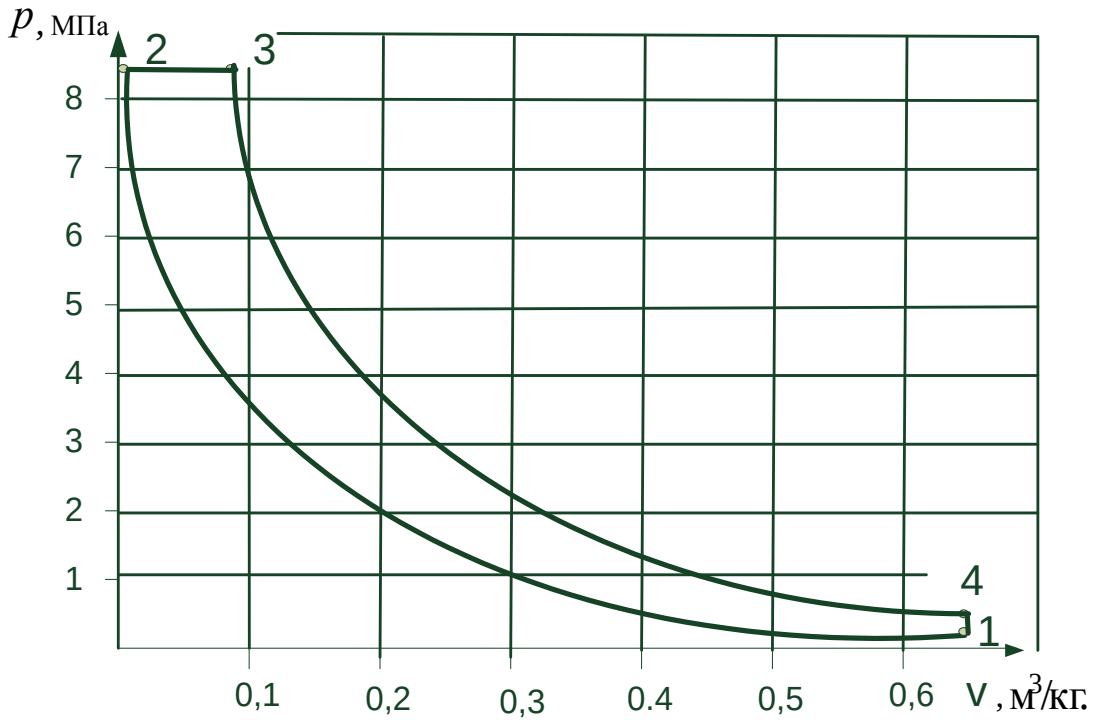


Рисунок к примеру 3-1 – Цикл дизельного ДВС pv – координатах

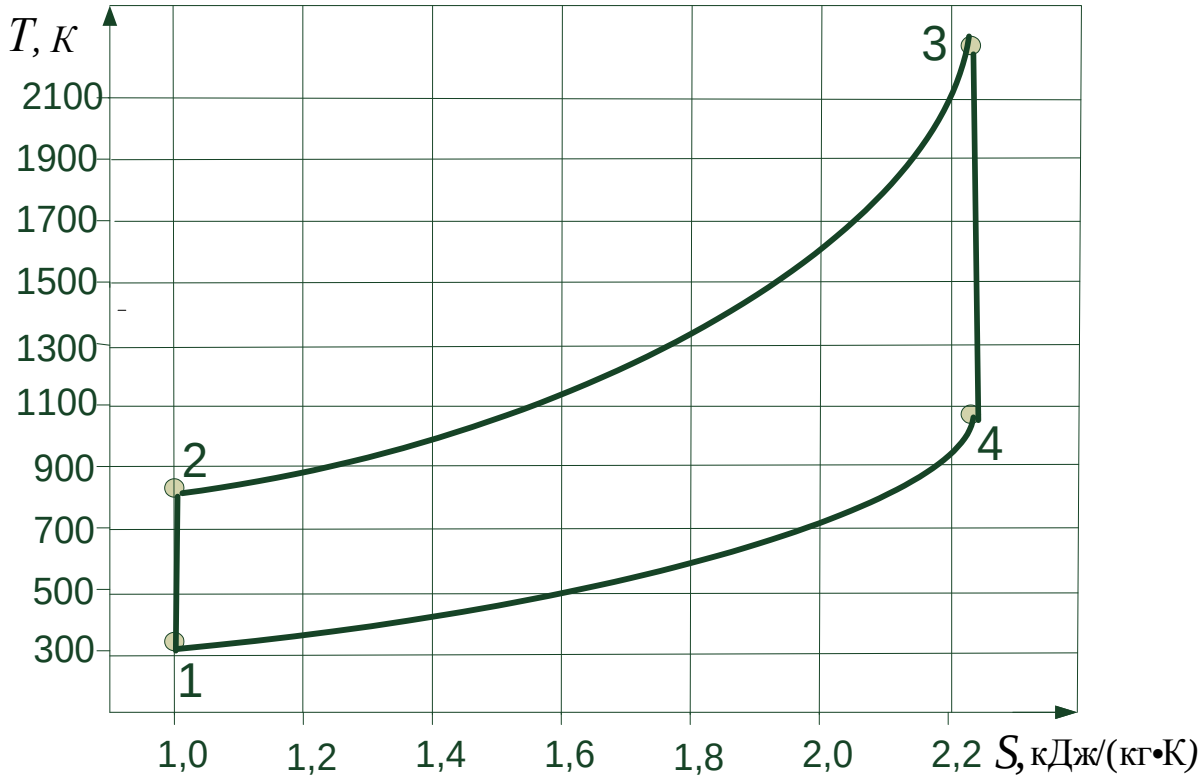


Рисунок к примеру 3.1 – Цикл дизельного двигателя в *Ts* – координатах

Ответ: η_t= 0,55.

Пример 3 – 2

В цикле Карно максимальная температура T_1 = 2500 *К*. Определить минимальную температуру цикла для получения термического КПД η_t= 0,75.

Решение

Исходным выражением для решения задачи является формула (3.2) η_t= 1 - T_2 / T_1 .

Откуда

$$T_2 = T_1(1 - \eta_t) = 2500\ (1 - 0{,}75) = 625\ К.$$

Ответ: T_2 = 625 *К*.

3.4.2 *Задачи для практических занятий*

Задача № 3.1. При адиабатном расширении рабочего тела в цикле Карно изменение температуры ΔT = 1000 К. Вычислить термический КПД цикла при T_1' = 2500 К и при T_1'' = 1800 К. Объяснить полученный результат.

Ответ: η_t' = 0,4 и η_t'' = 0,56 .

Задача № 3.2. В идеальном ДВС с изохорным подводом тепла известны: p_1 = 0,097 МПа; t_1 = 27 ^0C; λ = 3,25; ε = 8,5; κ = 1,28. Определить термический КПД и сравнить его с КПД цикла Карно при максимальной и минимальной температурах изохорного цикла.

Ответ: η_t = 0,51 и $\eta_{t\,Карно}$ = 0,85.

Задача № 3.3. В ДВС с изохорным подводом тепла известны: p_1 = 0,092 МПа; t_1 = 29 ^0C; R = 312 Дж/(кг·К); к = 1,31; λ = 3,45. Давление рабочего тела в результате адиабатного сжатия достигло значения p_2 = 1,7 МПа. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках идеального цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *Ts* – координатах.

Ответ: η_t = 0,5.

Задача № 3.4. В ДВС с изохорным подводом тепла известны: t_1 = 26 ^0C; p_1 = 0,089 МПа; R = 316 Дж/(кг·К); ε = 9,5; κ = 1,29. Температура рабочего тела в результате сгорания топлива достигла значения T_3 = 2230 К. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *Ts* – координатах.

Ответ: η_t = 0,48.

Задача № 3.5. В ДВС с изобарным подводом тепла известны: p_1 = 0,185 МПа; t_1 = 32 ^0C; ε = 22,5; ρ =2,4; κ = 1,33. Определить термический КПД и сравнить его с термическим КПД цикла Карно.

Ответ: η_t = 0,48 и $\eta_{t\,Карно}$ = 0,85.

Задача № 3.6. В ДВС с изобарным подводом тепла известны: $p_1 = 0{,}195$ МПа; $t_1 = 36\ ^0C$; $R = 308$ Дж/(кг·К); $\kappa = 1{,}32$; $\rho = 2{,}35$. Давление рабочего тела в результате адиабатного сжатия достигло значения $p_2 = 7{,}8$ МПа. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *Ts* – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}52$.

Задача № 3.7. В ДВС с изобарным подводом тепла известны: $t_1 = 32\ ^0C$; $p_1 = 0{,}153$ МПа; к $= 1{,}33$; $\varepsilon = 22{,}5$; R=312 Дж/(кг·К). Температура рабочего тела в результате сгорания топлива достигла значения $T_3 = 2280$ К. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *Ts* – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}56$.

Задача № 3.8. В ДВС со смешенным подводом тепла известны: $t_1 = 42\ ^0C$; $p_1 = 0{,}123$ МПа; $R = 310$ Дж/(кг·К). $\varepsilon = 15$; $\lambda = 1{,}56$; $\kappa = 1{,}31$. Температура рабочего тела в результате сгорания топлива достигла значения $T_4 = 2275$ К. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *T s* – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}52$.

Задача № 3.9. В ДВС со смешенным подводом тепла известны : $t_1 = 22\ ^0C$; $p_1 = 0{,}093$ МПа; $\lambda = 2{,}59$; к $= 1{,}30$; $R = 300$ Дж/(кг·К); В цилиндре воздух сжимается до давления, обеспечивающего воспламенение топливной смеси, $T_2 = 650$ К. Температура рабочего тела в результате сгорания топлива достигла значения $T_4 = 2285$ К. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в *pv* и *T s* – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}51$.

Задача № 3.10. В ДВС со смешенным подводом тепла известны: $t_1 = 38\ ^0C$; $p_1 = 0{,}125$ МПа; $\varepsilon = 13$; к = 1,29; R = 308 Дж/(кг·К). Максимальное давление в камере сгорания p_3 = 6,8 МПа, а температура рабочего тела в результате сгорания топлива достигла значения T_4 = 2430 К. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в pv и $T\,s$ – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}5$.

Задача № 3.11. Определить минимально необходимую степень сжатия в ДВС, чтобы горючее, поданное в цилиндр в конце хода сжатия, воспламенилось. Температура воспламенения горючего 970 К; температура воздуха перед сжатием 300 К; сжатие принять адиабатным. Каково давление в конце сжатия, если начальное равно 0,1 МПа?

Ответ: $\varepsilon = 8{,}9$.

Задача № 3.12. На вход в газотурбинный двигатель с подводом тепла при постоянном давлении подается воздух с давлением p_1 = 0,082 МПа и температурой $t_1 = -15\ ^0$С. При сжатии в компрессоре температура воздуха повышается до $t_2 = 257\ ^0$С. Максимальная температура в камере сгорания 947 ^{0}С. Определить недостающие параметры состояния в характерных точках цикла и его термический КПД. Построить цикл в pv и $T\,s$ – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}49$.

Задача № 3.13. На вход в газотурбинный двигатель с подводом тепла при постоянном давлении подается воздух с давлением p_1 = 0,1 МПа и температурой $t_1 = 25\ ^0$С. Каково должно быть значение степени повышения давления в компрессоре, чтобы температура продуктов сгорания не превышала 1220 К при ρ = 1,8? Определить термический КПД цикла. Показатель адиабаты при расширении продуктов сгорания принять равным 1,33. Построить цикл в pv и $T\,s$ – координатах.

Ответ: $\eta_t = 0{,}53$.

Глава 4 Циклы компрессоров и холодильных машин

4.1 Поршневые компрессоры

Машины для создания давления и подачи газа потребителю называют к о м п р е с с о р а м и. Компрессоры создают избыточное давление от 0,15 МПа и более.

По принципу действия компрессоры делятся на две группы: о б ъ е м н ы е и д и н а м и ч е с к и е .

В объемных компрессорах повышение давления достигается уменьшением объема газа путем сближения ограничивающих его стенок. Объемные компрессоры подразделяются на поршневые, ротационные, винтовые и мембранные.

В динамических компрессорах газу первоначально сообщается некоторая кинетическая энергия, которая затем в специальных каналах (диффузорах) преобразуется в потенциальную энергию давления. Динамические компрессоры подразделяются на лопаточные и струйные.

К основным показателям поршневого компрессора относят степень повышения давления в компрессора и подачу компрессора.

Отношение давления конечного к начальному в процессе сжатия называют степенью повышения давления, обозначают $\pi_к$, то есть $\pi_к = p_{кон.}/p_{нач}$.

Под объемной подачей понимают количество кубических метров газа, выходящего из компрессора в единицу времени и приведенного к давлению и температуре на входе в компрессор.

Обозначают подачу компрессора, $\dot{V}$ и выражают в $м^3/с$.

Для получения высоких давлений используют многоступенчатые поршневые компрессоры.

При заданном значении $\pi_к$ число ступеней определяют по выражению:

$$z = \frac{\ln \pi_к}{\ln \pi_{ст}}$$

Работа, потребная для сжатии газа массой m кг в многоступенчатом компрессоре вычисляется по формуле:

$$L = zm\frac{n}{n-1}RT_1\left[\left(\frac{p_{\text{вых}}}{\text{p}_{\text{вх}}}\right)^{\frac{n-1}{zn}} - 1\right]. \qquad (4.1)$$

4.2 Холодильные машины

Машину, осуществляющую искусственное охлаждение с помощью подводимой энергии, называют х о л о д и л ь н о й машиной.

Х л а д а г е н т – *рабочее тело холодильной машины*.

Х о л о д и л ь н ы й э ф ф е к т – *это количество теплоты (q_2), отводимое от охлаждаемого объекта одним килограммом хладагента.*

Количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта в единицу времени, называют х о л о д и л ь н о й м о щ н о с т ь ю. Обозначают холодильную мощность $N_{\text{х}}$, выражают в ваттах (Вт).

Для определения $N_{\text{х}}$ используют выражение:

$$N_{\text{х}} = q_2 \cdot \dot{m}, \qquad (4.2)$$

где q_2 – холодильный эффект, Дж/кг;

$\dot{m}$ – секундный массовый расход хладагента, кг/с.

Х о л о д и л ь н ы й к о э ф ф и ц и е н т *устанавливает энергетическую эффективность холодильных установок и численно равен отношению количества теплоты, отведенного от охлаждаемого тела, к количеству затраченной на охлаждение энергии.*

Обозначают холодильный коэффициент ε. Из определения

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0}. \qquad (4.3)$$

Для паровой компрессорной машины (ее цикл представлен на рис. 4.1) холодильный коэффициент вычисляется по формуле

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1},$$

где i_1, i_2, i_4 – значения энтальпий в характерных точках цикла.

Определяются энтальпии по диаграмм состояния хладагентов.

Цикл включает следующие процессы:
1-2 – адиабата сжатия;
2-2' – изобара охлаждения;
2'-3 – изотерма конденсации;
3-4 – изоэнтальпа дросселирования;
4-1 – изотерма испарения.

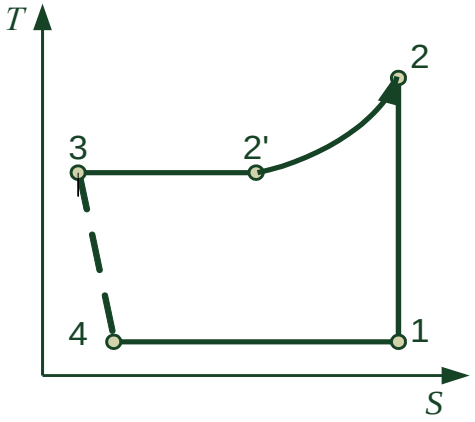


Рисунок 4.1 – Цикл ПКХМ

Для воздушной холодильной машины с использованием дросселя для снижения температуры цикл показан на рис. 4.2. Здесь:
1-2 – адиабата сжатия;
2-3 – изобара охлаждения;
3-4 – изоэнтальпа дросселирования;
4-1 – изобара подвода теплоты к воздуху.

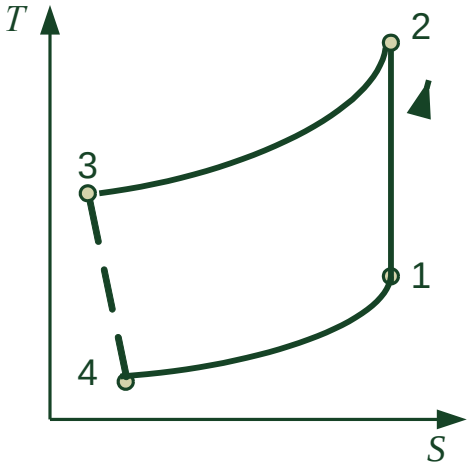


Рисунок 4.2 – Цикл ВХМ с дросселем

Холодильный коэффициент для такого типа ХМ определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_1}.$$

Для в ВХМ, в которой для снижения температуры воздуха используется детандер, цикл в pv – координатах показан на рис.4.3. Здесь:
1-2 – адиабата сжатия;
2-3 – изобара охлаждения;
3-4 – адиабата расширения воздуха в детандере;
4-1 – изобара подвода теплоты к воздуху.

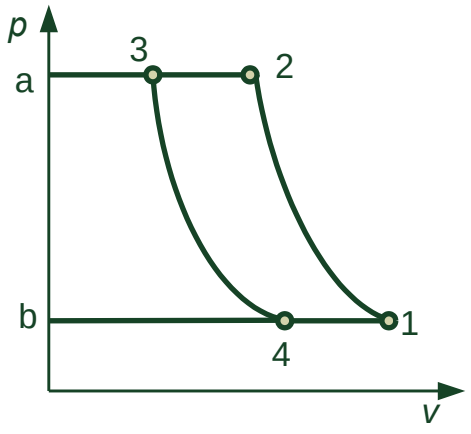


Рисунок 4.3 – Цикл ВХМ с детандером

Часть энергии, затраченной компрессором на сжатие, возвращается детандером.

Отсюда выражение для холодильного коэффициента такого типа ХМ имеет вид:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_1 - T_3 + T_4}.$$

4.3 Прикладные задачи главы 4

4.3.1 *Примеры решения типовых задач*

Пример 4 – I

Для пескоструйного аппарата необходим воздушный компрессор с давлением на выходе $p_{вых}$ = 1,3МПа и подачей $\dot{V} = 0{,}03$ м^3/с. Определить потребную мощность для сжатия газа и количество теплоты, отведенное в теплообменнике между ступенями. Принять $p_{вх}$ = 0,1МПа, $t_{вх}$ = 20 ^{0}С, n = 1, 24.

Решение

1. Для создания требуемого давления достаточно двух ступеней сжатия. Тогда степень повышения давления в ступени

$$\pi_{ст} = \sqrt[z]{\pi_к} = \sqrt{1{,}3/0{,}1} = 3{,}6.$$

2. Определим температуру воздуха на выходе из первой ступени

$$T_2 = T_1 \pi_{ст}^{\frac{n-1}{n}} = 293 \cdot 3{,}6^{\frac{1{,}24-1}{1{,}24}} = 375 \text{ К}.$$

3. Количество отведенной теплоты вычислим, используя выражение первого закона термодинамики. Определим предварительно массовую подачу сжимаемого воздуха

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 1{,}205 \cdot 0{,}03 = 0{,}036 \text{ кг/с},$$

здесь плотность выбрана при температуре и давлении на входе в компрессор из таблицы 7 (прил.).

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = 0{,}036 \cdot 1{,}005\ (375 - 293) = 2{,}97 \text{ кВт}.$$

4. Определим потребную мощность для сжатия воздуха

$$N = z \frac{n}{n-1} \dot{m}\, R\, T_1 \left(\pi_к^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right) =$$

$$= 2\frac{1,24}{1,24-1}\ 0,036\ \cdot 287 \cdot 293(13^{\frac{1,24-1}{2\cdot 1,24}} - 1) = 8,76 \text{ кВт}.$$

Ответ: N = 8,76 кВт; $\dot{Q} = 2,97$ кВт.

Пример 4 – 2

На входе в компрессор ПКХМ фреон R22 имеет температуру $t_1 = -30\ ^0$С. После адиабатного сжатия в компрессоре температура повысилась до $t_2 = 60\ ^0$С. Определить холодильный коэффициент ПКХМ и построить ее цикл в Ts – координатах. При решении использовать диаграмму состояния фреона R22 (диаграмма 4 прил.).

Решение

По диаграмме состояния фреона R22 определяем его параметры в характерных точках цикла:

1. Пересечение изотермы при $t_1 = -30$ с линией фазового перехода определяет состояние, в котором $p_1 = 1,4\cdot 10^5$ Па, $i_1 = 592$ кДж/кг, $s_1 = 4,8$ кДж/(кг·*К*).

2. В компрессоре сжатие адиабатное, поэтому $s_2 = s_1$. Пересечение изоэнтропы с изотермой при $t_2 = 60$ определяет параметры фреона в точке цикла 2: $p_2 = 11\cdot 10^5$ Па, $i_2 = 640$ кДж/кг, $s_2 = 4,8$ кДж/(кг·*К*).

3. Охлаждение фреона в конденсаторе проходит при постоянном давлении. Изобара пересекает линию фазового перехода в точке $2'$ цикла, параметры рабочего тела при этом: $t_{2'} = 25\ ^0$С, $i_{2'} = 640$ кДж/кг, $s_{2'} = 4,71$ кДж/(кг·*К*).

4. Отдавая теплоту окружающей среде фреон меняет степень сухости от 1до 0. В точке 3 цикла рабочее тело имеет параметры: $t_3 = 25\ ^0$С, $i_3 = 430$ кДж/кг, $s_3 = 4,1$ кДж/(кг·*К*).

5. В дросселе давление уменьшается до величины на входе в компрессор без изменения энтальпии. Тогда в точке 4 цикла параметры имеют значение: $p_1 = 1,4\cdot 10^5$ Па, $t_4 = -30\ ^0$С, $i_4 = 430$ кДж/кг, $s_4 = 4,14$ кДж/(кг·*К*).

6. Вычисляем холодильный коэффициент.

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{592-430}{640-592} = 3,37$$

7. По определенным значениям температуры и энтропии в характерных точках строим цикл ПКХМ в Ts–координатах.

Ответ: ε = 3,37.

Ниже приведен цикл ПКХМ в Ts – координатах.

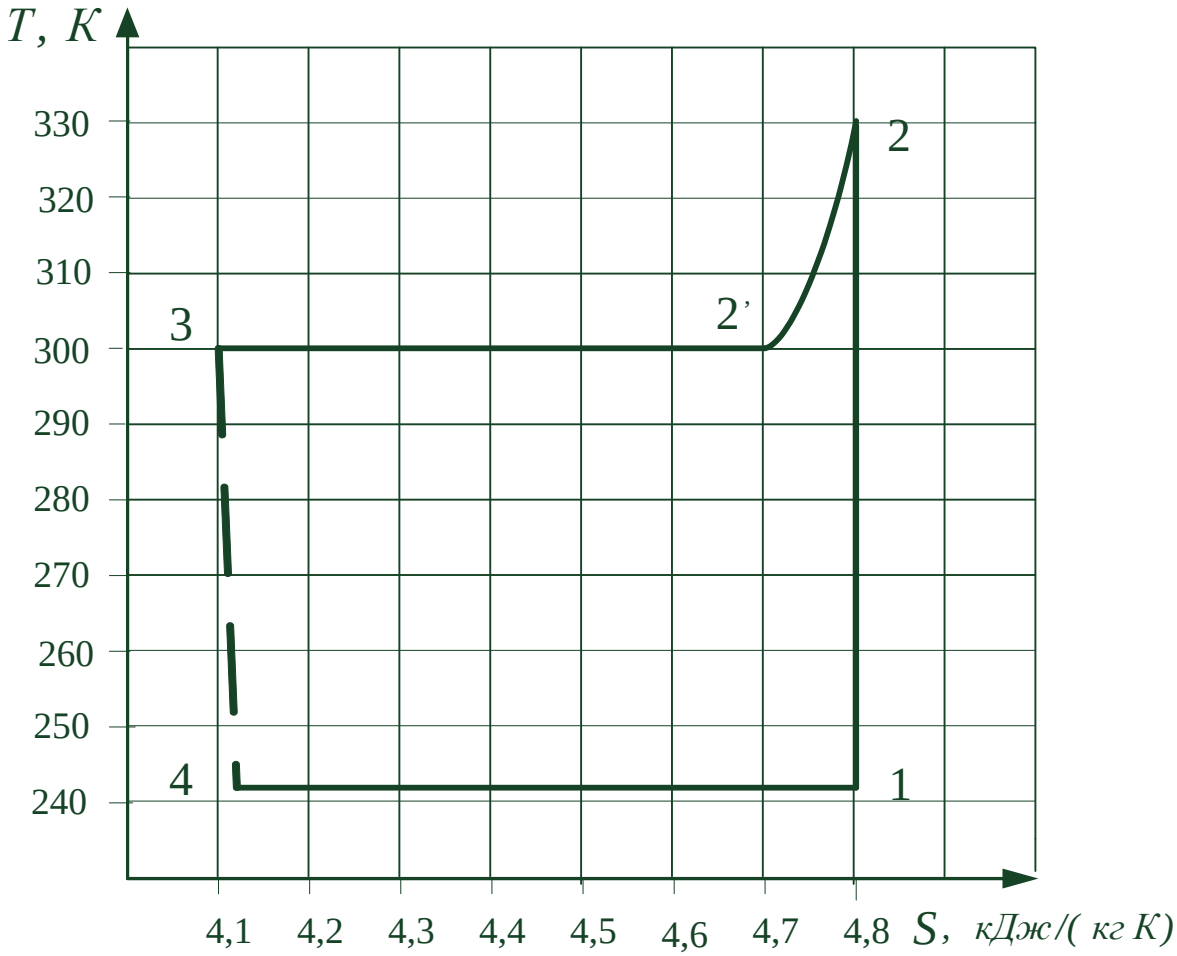


Рисунок к примеру 4.2 – Цикл ПКХМ

4.3.2 *Задачи для практических занятий*

Задача № 4.1. На входе в цилиндр одноступенчатого поршневого компрессора воздух имеет температуру $t_1 = 18\ ^0C$ и давление $p_1 = 0{,}092$ МПа. Определить теоретическую мощность, потребную для сжатия воздуха, если подача компрессора 200 м^3/ч, сжатие осуществляется по политропе с показателем $n = 1{,}28$ до давления $p_2 = 0{,}46$ МПа. Какова температура воздуха в конце сжатия?

Ответ: $N = 9{,}7$ кВт; $T_2 = 413\ K$.

Задача № 4.2. В одноступенчатом поршневом компрессоре диаметр цилиндра 220 мм, ход поршня – 120 мм, коэффициент объемной подачи $\lambda = 0{,}675$. Определить теоретическую мощность, потребную для сжатия воздуха, если частота вращения вала компрессора 960 об/м; давление в ступени повышается от 0,1 МПа до 0,43 МПа; сжатие осуществляется по политропе с показателем $n = 1{,}26$.

Ответ: $N = 12{,}2$ кВт.

Задача № 4.3. Объем всасываемого воздуха в одноступенчатом поршневом компрессоре равен 2,5 литра. Вычислить работу цикла при сжатии воздуха от 0,1 МПа до 3,8 МПа в различных процессах: адиабатном, изотермическом, политропном с n = 1,28, сделать вывод.

Ответ: $L_{ад} = 403$ Дж; $L_{пол.} = 387$ Дж; $L_{изот.} = 333$ Дж;

Задача № 4.4. Двухступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от $p_{вх} = 0{,}1$ МПа до $p_{вых} = 1{,}6$ МПа. Подача компрессора $\dot{V} = 72$ м^3/ч. Определить распределение давления между ступенями и потребную мощность для сжатия воздуха при $n = 1{,}27$

Ответ: $\pi_{ст} = 4$; $N = 14{,}9$ кВт.

Задача № 4.5. На входе в компрессор воздушной холодильной машины рабочее тело имеет $t_1 = -10\ ^0$C и $p_1 = 0{,}11$ МПа. В результате адиабатного сжатия температура воздуха повысилась до $t_2 = 95\ ^0$C, а при отводе тепла в теплообменнике – понизилась до $t_3 = 30\ ^0$C. Дальнейшее снижение температуры осуществляется при адиабатном расширении воздуха в поршневом детандере до $p_4 = 0{,}11$ МПа. Определить температуру на выходе из детандера и холодильный коэффициент ВХМ. Изобразить цикл в $T\ s$ – координатах.

Ответ: $T_4 = 216$ *К;* $\varepsilon = 2{,}6$.

Задача № 4.6. Из поршневого детандера воздушной холодильной машины в теплообменник воздух поступает с температурой – 42^0С и давлением 0,18 МПа. В изобарном процессе в теплообменнике от охлаждаемого тела к воздуху подводится 34 кДж/кг тепла. Степень повышения давления в компрессоре ВХМ $\pi_к$= 3,6. Сжатие и расширение воздуха считать адиабатным. Определить холодильный коэффициент ВХМ.

Ответ: ε = 2,16.

Задача № 4.7. Холодильная мощность воздушной холодильной установки $\dot{Q}$ = 2,3 кВт. Определить холодильный коэффициент и массовый расход воздуха, если известно, что максимальное давление воздуха в установке p_2 = 0,38 МПа, минимальное – p_1 = 0,11 МПа; температура на входе в компрессор t_1 = – 5 ^{0}С, сжатие в компрессоре осуществляется по адиабате. Для понижения температуры используется процесс дросселирования. Температура воздуха на входе в дроссель t_3 = 35 ^{0}С, на выходе из него t_4 = – 52^0С. Построить цикл в $T\,s$ – координатах.

Ответ: ε = 0,42; $\dot{m}$ = 0,02 кг/с.

Задача № 4.8. Воздушная холодильная установка с поршневым детандером имеет холодильную мощность $\dot{Q}$ = 2,8 кВт. Определить холодильный коэффициент и массовый расход хладагента ВХМ, если компрессор изменяет давление от p_1 = 0,12 МПа до p_2 = 0,51 МПа; температура на входе в компрессор t_1 = – 10 ^{0}С. Сжатие в компрессоре и расширение в детандере осуществляется по адиабате. Температура воздуха на входе в детандер t_3 = 30 ^{0}С. Построить цикл в $T\,s$ – координатах.

Ответ: ε = 1,97; $\dot{m}$ = 0,04 кг/с.

Задача № 4.9. Из поршневого детандера воздушной холодильной машины в теплообменник воздух поступает с температурой – 62^0С и давлением 0,18 МПа. В изобарном процессе в теплообменнике от охлаждаемого тела к воздуху

подводится 34 кДж/кг тепла. Степень повышения давления в компрессоре ВХМ $\pi_к$= 3,8. Сжатие и расширение воздуха считать адиабатным. Определить холодильный коэффициент ВХМ.

Ответ: ε =2,1.

Задача № 4.10. В бытовом холодильнике в качестве хладагента используется фреон *R*–22. Сухой насыщенный пар фреона поступает в компрессор с давлением p_1= 0,15 МПа, где в процессе адиабатного сжатия его температура повышаются и достигает 60^0С. Используя диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*, определить холодильный коэффициент ПКХМ и построить цикл в *T s* – координатах.

Ответ: ε = 3,2.

Задача № 4.11. В бытовом холодильнике в качестве хладагента используется фреон *R*–22. Сухой насыщенный пар фреона поступает в компрессор с температурой – 25 ^{0}С, где в процессе адиабатного сжатия его температура повышаются и достигает + 50^0С. Используя диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*, определить холодильный коэффициент ПКХМ и построить цикл в *T s* – координатах.

Ответ: ε = 4,4.

Задача № 4.12. Определить холодильную мощность ПКХМ, если известно, что в качестве хладагента используется фреон R–22 с массовым расходом $\dot{m}$ = 0,013 кг/с. Температура хладагента на входе и выходе из компрессора при адиабатном сжатии соответственно равна: t_1 = –35^0С и t_2 = 65^0С. Построить цикл ПКХМ в *Ts* – координатах. При решении использовать диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*

Ответ: $\dot{Q}_х$ = 1,95 кВт.

Задача № 4.13. В бытовом холодильнике в качестве хладагента используется фреон *R*–22. Сухой насыщенный пар

фреона поступает в компрессор с давлением p_1= 0,13 МПа, где в процессе адиабатного сжатия его температура повышаются и достигает 55^0С. Используя диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*, определить холодильный коэффициент ПКХМ и построить цикл в *T s* – координатах.

Ответ: ε = 3.02.

Задача № 4.14. В бытовом холодильнике в качестве хладагента используется фреон *R*–22. Сухой насыщенный пар фреона поступает в компрессор с температурой – 30 ^{0}С, где в процессе адиабатного сжатия его температура повышаются и достигает + 60^0С. Используя диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*, определить холодильный коэффициент ПКХМ и построить цикл в *T s* – координатах.

Ответ: ε = 3,07.

Задача № 4.15. Определить холодильную мощность ПКХМ, если известно, что в качестве хладагента используется фреон R–22 с массовым расходом $\dot{m}$ = 0,015 кг/с. Температура хладагента на входе и выходе из компрессора при адиабатном сжатии соответственно равна: t_1 = –25 ^{0}С и t_2 = 55 ^{0}С. Построить цикл ПКХМ в *T s* – координатах. При решении использовать диаграмму состояния фреона *R*–22 в координатах ln *p i*.

Ответ: $\dot{Q}_{\text{х}} = 2.6$ кВт.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБЪЕКТОВ ОБИТАНИЯ

Глава 5 Теплоснабжение

С и с т е м а т е п л о с н а б ж е н и я – *это комплекс технологических процессов и технических устройств, обеспечивающих энергией в форме теплоты объекты обитания.*

Т е п л о в а я с е т ь – *это совокупность трубопроводов и устройств, обеспечивающих посредством теплоносителя (горячей воды или пара) транспортировку теплоты от источника теплоснабжения к потребителям.*

5.1 Химическое топливо как источник энергии

Под и с т о ч н и к о м э н е р г и и *следует понимать материальное тело (или тела), доля энергетического потенциала которого может быть передана другим объектам.*

Т о п л и в о м, строго говоря, *следует называть вещество или совокупность веществ, энергия связи микрочастиц которого поддается освобождению*.

Химический элемент (либо химическое соединение), подвергающийся окислению (теряет электроны) в процессе сгорания, называют "горючим".

Химический элемент (либо химическое соединение), подвергающийся восстановлению (присоединяет электроны) в процессе сгорания, – это "окислитель"

Совокупность горючего и окислителя называют химическим топливом, а его составляющие – компонентам химического топлива

Компоненты топлива не всегда можно представить молекулярной формулой. Однако во всех случаях состав горючего, окислителя или топлива в целом можно задать, если воспользоваться у с л о в н о й химической формулой (УХФ). Условной ее называют потому, что рассматривается компонент или топливо с условной молярной массой, равной 1000 г/моль. Тогда один моль рассматриваемого вещества будет равен 1кг массы. Так соединение, состоящее из углерода, водорода, кислорода, азота имеет в общем виде условную химическую формулу $Cb_c\,Hb_h\,Ob_o\,Nb_n$. Здесь индекс у химического элемента означает число грамм-атомов этого элемента в соединении.

Число грамм-атомов b_i i-го элемента в условной формуле определяется по соотношению

$$b_i = \frac{q_i}{A_i} 1000, \qquad (5.1)$$

где q_i – массовая доля i -го элемента в химическом соединении;

A_i – атомная масса i -го элемента.

Массовая доля элемента в компоненте находится опытным путем. Если компонент задан химической формулой, то для определения q_i используется выражение

$$q_i = \frac{A_i z_i}{\sum A_i z_i}, \qquad (5.2)$$

где z_i – число атомов i-го элемента в молекуле компонента.

Условная химическая формула воздуха записывается выражением $N_{52,91} O_{14,48}$, а бензина – $C_{72,25} H_{133}$.

При расчете условной формулы топлива важно знать соотношение между горючими и окислительными элементами. Это соотношение характеризуется стехиометрическим коэффициентом.

Под массовым стехиометрическим коэффициентом понимают наименьшее теоретически необходимое количество килограммов окислителя, потребное для полного окисления одного килограмма горючего.

Обозначают массовый стехиометрический коэффициент K_0 и выражают в $\frac{\text{кг (ок)}}{\text{кг (г)}}$, где (ок - окислитель, г - горючее).

Формула для определения K_0 имеет вид:

$$K_0 = -\frac{\left(\sum \nu_i b_i\right)_г}{\left(\sum \nu_i b_i\right)_{ок}}, \qquad (5.3)$$

где ν_i – валентность i -го элемента;

b_i – число грамм-атомов i -го элемента в условной химической формуле.

Если действительное количество окислителя, подаваемое для сгорания 1 кг горючего, отличается от теоретически необходимого, то такая смесь будет характеризоваться действительным коэффициентом соотношения компонентов, обозначаемым K:

$$K = \frac{m_{ок}}{m_г}$$

Отличие действительного соотношения от стехиометрического оценивается коэффициентом избытка окислителя, который равен

$$\alpha = \frac{K}{K_0}. \qquad (5.4)$$

При $\alpha > 1$ топливо содержит избыток окислителя, а при $\alpha < 1$ – избыток горючего.

В настоящее время в теплоэнергетике широко используются химические топлива состава: окислитель – атмосферный воздух; горючее – добываемые из недр вещества органического происхождения.

5.2 Отопление и горячее водоснабжение

Отопление – *искусственный обогрев объектов обитания с целью возмещения в них тепловых потерь и поддержания на заданном уровне температуры, отвечающей комфортному значению для человека или других живых организмов.*

Часовая тепловая нагрузка – *это количество теплоты, используемое для отопления объекта в течение часа*. Обозначают часовую тепловую нагрузку $\dot{Q}_{\text{ч.н.}}$ и выражают в кДж/ч .

Система горячее водоснабжение (ГВС) – *это совокупность устройств, обеспечивающих нагрев воды, распределение по водоразборным приборам и учет ее расхода*.

5.3 Прикладные задачи главы 5

5.3.1. *Примеры решения типовых задач*

Пример 5-1

Определить стехиометрическое отношение воздуха как окислителя и альтернативного горючего метилового эфира, полученного из рапсового масла. Известен массовый состав воздуха $g_{N_2} = 0{,}755$, $g_{O_2} = 0{,}231$. Химическая формула наиболее предпочтительного метилового эфира $C_{18}H_{34}O_2$.

Решение

1.Вычислим условную химическую формулу воздуха, используя выражение

$$b_i = \frac{g_i}{A_i} 1000,$$

где b_i– число грамм атомов i-го элемента условной формуле;

g_i– массовая доля i-го элемента в соединении;

Aj - атомарная масса i - го элемента.

Тогда для азота $b_{N_2} = \frac{g_{N_2}}{A_{N_2}} 1000 = \frac{0{,}755}{14} 1000 = 53{,}9.$

Для кислорода $b_{O_2} = \frac{g_{O_2}}{A_{O_2}} 1000 = \frac{0{,}231}{116} 1000 = 14{,}4.$

Тогда сухой воздух имеет условную химическую формулу $N_{52,9}\ O_{14;4}$.

2. Определим условную химическую формулу метилового эфира. Массовая доля каждого химического элемента в этом соединении вычисляется по формуле

$$g_i = \frac{A_i\ z_i}{\sum A_i z_i},$$

где z_i – число атомов i-го элемента в соединении.

В результате расчета получим: g_C = 0,766; g_H = 0,121 и g_O = 0,113.

Определив по формуле (5.1) число грамм-атомов элементов запишем условную химическую формулу метилового эфира $C_{63,8}\ H_{121}\ O_{7,06}$.

3. Для расчета стехиометрического соотношения компонентов топлива используем выражение (5.3).

$$K_0 = -\frac{(\sum b_i \cdot \nu_i)\ г.}{(\sum b_i \cdot \nu_i)\ ок.} = -\frac{b_C \nu_C + b_H \nu_H + b_O \nu_O}{b_N \nu_N + b_O \nu_O} =$$

$$= -\frac{4 \cdot 63{,}8 + 1 \cdot 121 + (-2) \cdot 7{,}06}{0 \cdot 53{,}9 + (-2) \cdot 14{,}4} = 12{,}57\ \frac{кг\ ок.}{кг\ г.}$$

Ответ: $K_0 = 12{,}57\ \frac{кг\ ок.}{кг\ г.}$.

Пример 5-2

Определить тепловую мощность системы отопления овчарни на 120 подсосных ягнят массой 50 кг, если потери через ограждения составляют 15 кВт. Подача воздуха при общеобменной вентиляции $\dot{V}$= 2000 м^3/ч. Параметры наружного воздуха: $t_н$ = 2 ^{0}С и φ = 60%; внутреннего $t_{вн}$ = 18 ^{0}С и φ = 80%. Плотность воздуха принять при температуре 10 ^{0}С.

Решение

Запишем уравнение теплового баланса

$$\dot{Q}_{отопл.} + \dot{Q}_{овец} = \dot{Q}_{ограж.} + \dot{Q}_{вент.}$$

1. По таблице 20 (прил.) тепловыделение одной овцы $\dot{q}_{овцы}$= 155 Вт, тогда

$$\dot{Q}_{овец} = \dot{q}_{овцы} \cdot n = 155 \cdot 120 = 18600 \text{ Вт}$$

2. Используя id – диаграмму влажного воздуха таблица 10 (прил.), по исходным данным определим энтальпии внутри и снаружи объекта: $i_{вн}$ = 42 кДж/кг и $i_н$= 7 кДж/кг.

3. Определим отвод теплоты вентиляцией

$$\dot{Q}_{вент.} = \dot{V}\ \rho\ (i_{вн} - i_н) = \frac{2000}{3600}\ 1{,}247\ (42 - 7) = 24{,}2 \text{ кВт}.$$

В итоге:

$$\dot{Q}_{отопл.} = \dot{Q}_{ограж.} + \dot{Q}_{вент.} - \dot{Q}_{овец} = 15 + 24{,}2 - 18{,}6 = 20{,}6 \text{кВт}$$

Ответ: $\dot{Q}_{отопл.}$= 20,6 кВт.

5.3.2 *Задачи для практических занятий*

Задача 5.1. Природный газ, имеющий условную химическую формулу $C_{62,3}\,H_{248}$, сгорает в воздухе массового состава g_{N_2}= 0,755 и g_{O_2}= 0,232. Определить стехиометрическое соотношение компонентов топлива.

Ответ: K_0 = 17,1 кг(ок)/кг(г).

Задача 5.2. Керосин, имеющий массовый состав g_C = 0,867 и g_H = 0,133 сгорает в смеси с воздухом состава g_{N_2}= 0,755 и g_{O_2}= 0,232. Определить действительное соотно-

шение компонентов, если коэффициент избытка окислителя $\alpha = 0{,}8$.

Ответ: $K = 11{,}6$ кг(ок)/кг(г).

Задача 5.3. Биогаз, имеющий химическую формулу NH_3, сгорает с воздухом, условная химическая формула которого $N_{52,9}\ O_{14,5}$. Определить действительное соотношение компонентов, если коэффициент избытка окислителя $\alpha = 0{,}7$.

Ответ: $K = 4{,}27$ кг(ок)/кг(г).

Задача 5.4. Найти коэффициент избытка окислителя, если при сгорании бензина ($C_{72,25}\ H_{133}$) с воздухом ($N_{53,9}\ O_{14,5}$) на 1кг бензина подается 17,3 кг воздуха.

Ответ: $\alpha = 1{,}2$.

Задача 5.5. Автомобильный гараж выполнен из красного кирпича толщиной стен 0,51 м. Гараж имеет 5 двойных окон размером 2×0,78×0,15 м и 5 ворот из хвойной древесины размером 3,5×3×0,06 м. Температура воздуха внутри гаража $t_в = 17\ ^0C$, снаружи $t_н = -14\ ^0C$. Определить потери тепла через боковые ограждения гаража. Принять приведенный коэффициент теплопроводности оконных блоков $\lambda_{пр} = 0{,}043$ Вт/(м·К), коэффициент теплоотдачи внутри гаража $\alpha_1 = 8{,}7$ Вт/(м^2· К), снаружи – $\alpha_2 = 27{,}3$ Вт/(м^2·К).

Ответ: $\dot{Q} = 14$ кВт.

Задача 5.6. Одноэтажный деревянный жилой дом размерами 8×5×2,5 м имеет 5 окон из стеклоблоков 1,4×1,2×0,04 м и дверь размером 2×0,8×0,05 м. Стены дома выполнены из бруса хвойного дерева, толщина стен 0,2 м. Определить потери тепла через стены, окна и дверь, если температура внутри дома размерами 35×8×4 м.$t_в = 21\ ^0C$, а снаружи $t_н = -24\ ^0C$. Принять приведенный коэффициент теплопроводности оконных блоков $\lambda_{пр} = 0{,}033$ Вт/(м·К), коэффициент теплоотдачи к стенам внутри дома $\alpha_1 = 7{,}73$ Вт/(м^2· К), от наружных стен $\alpha_2 = 28{,}8$ Вт/(м^2·К).

Ответ: $\dot{Q} = 417$ Вт.

Задача 5.7. Электромастерская расположена на втором этаже трехэтажного здания. Единственная наружная стена размерами 8×2,5 м выполнена из силикатного кирпича толщиной 0,51 м. Внутри стена обшита доской толщиной 0,025 м из дерева хвойных пород. В помещении два окна из стеклоблоков размерами 1,4×1,25×0,04 м. Определить потери тепла через стену и окна, если комнатная температура $t_в = 23\ ^0C$, а температура наружного воздуха $t_н = -20\ ^0C$ и коэффициент теплоотдачи к стене внутри $\alpha_1 = 9{,}25$ Вт/(м$^2\cdot$ К), от наружной стены $\alpha_2 = 28{,}3$ Вт/(м$^2\cdot$К). Приведенный коэффициент теплопроводности для окон $\lambda_{пр} = 0{,}033$ Вт/(м·К).

Ответ: $\dot{Q} = 110$ Вт.

Задача 5.8. Определить потребную мощность нагревательных приборов в сооружении, где потери тепла через ограждения равны 14,2 кВт; подача воздуха при общеобменной вентиляции $\dot{V}$=1500 м^3/ч; энтальпии наружного и внутреннего воздуха соответственно равны $i_н = 10$ кДж/кг и $i_в = 48$ кДж/кг; суммарные теплопритоки от обслуживающего персонала и оборудования составляют 12,3 кВт. Плотность воздуха принять при $+15\ ^0C$.

Ответ: $\dot{Q} = 16{,}4$ кВт.

Задача 5.9. Определить тепловую мощность системы отопления птичника на 1500 трехмесячных кур мясной породы средней живой массой 2,5 кг. Теплопотери через ограждения составляют 15,2 кВт; подача воздуха на вентиляцию
$\dot{V} = 520$ м^3/ч. Параметры наружного воздуха: $t_{нар} = 10\ ^0C$, $\varphi_{нар} = 85\%$. Параметры внутреннего воздуха: $t_{вн} = 17\ ^0C$ и $\varphi_{вн} = 65\%$. Плотность воздуха принять при 15^0C.

Ответ: $\dot{Q} = 4{,}2$ кВт.

Задача 5.10. Определить тепловую мощность системы отопления телятника на 150 голов, средней живой массой 80 кг, если теплопотери через ограждения составляют 38,2 кВт. Подача воздуха при общеобменной вентиляции $\dot{V} = 5000$ м^3/ч. Параметры наружного воздуха: $t_{нар} = 10\ ^0C$,

$\varphi_{нар}$ = 85%. Параметры внутреннего воздуха: $t_{вн}$= 15 ^0C, $\varphi_{вн}$ = 75%. Плотность воздуха принять при 15 ^0C.

Ответ: $\dot{Q}$ = 13,6 кВт.

Задача 5.11. Определить тепловую мощность системы отопления свинарника на 300 голов, средней живой массой поросят 30 кг, если теплопотери через ограждения составляют 18,2 кВт. Подача воздуха при общеобменной вентиляции $\dot{V}$ =4000 м^3/ч. Параметры воздуха наружного $t_{нар}$= 5 ^0C, $\varphi_{нар}$ = 95% и внутреннего $t_{вн}$ = 18 ^0C, $\varphi_{вн}$ = 70%. Плотность воздуха принять при 10 ^0C.

Ответ: $\dot{Q}$ = 7,7 кВт.

Глава 6 Вентиляция

6.1 Влажный воздух

Смесь сухого воздуха с паром воды называют в л а ж н ы м в о з д у х о м.

Используя закон Дальтона для влажного воздуха, можем записать:

$$p = p_c + p_n ,$$

где p_c и p_n – парциальные давления сухого воздуха и пара соответственно.

Под абсолютной влажностью понимают массу водяного пара в 1м^3 влажного воздуха.

Из определения следует, что абсолютная влажность – это плотность пара во влажном воздухе, т.е.

$$\rho_n = \frac{m_n}{V}.$$

Абсолютная влажность при данной температуре будет максимальной, если пар насыщенный. Максимальная влажность обозначается $\rho_н$.

Отношение действительного значения абсолютной к максимально возможному ее значению при той же температуре называется относительной влажностью.

Обозначают относительную влажность φ :

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_н} \quad или \quad \varphi = \frac{p_п}{p_н} \; .$$

Как правило, относительную влажность выражают в процентах, тогда

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_н} \cdot 100, \% \quad и \quad \varphi = \frac{p_п}{p_н} \cdot 100, \%.$$

Для сухого воздуха φ = 0%, влажный насыщенный воздух имеет φ = 100%.

Температуру, при которой достигается состояние насыщения влажного воздуха, называют т е м п е р а т у р о й т о ч к и р о с ы и обозначают $t_р$.

При температуре ниже $t_р$ воздух будет оставаться насыщенным, избыточная же влага выпадает из влажного воздуха в виде капель воды или тумана.

Массу водяного пара, приходящуюся на 1 кг сухого воздуха, называют в л а г о с о д е р ж а н и е м. Обозначают влагосодержание через *d*, измеряют в г/кг.

Из определения следует:

$$d = \frac{m_п}{m_с} \; .$$

6.2 Расчет систем вентиляции и подбор вентиляторов

При расчете системы вентиляции, прежде всего, определяется необходимая объемная подача свежего воздуха в конкретный объект обитания, $\dot{V}$ $м^3$/ч. Величина подачи зависит не только от объема помещения, но и от числа организмов, поглощающих кислород (людей, животных, птиц и др.). На нее влияет количество излишней теплоты, влаги и вредных газов.

Для оценки подачи по составу воздуха рекомендуется методика с введением понятия к р а т н о с т и воздухообмена. *Под кратностью воздухообмена понимают отношение подачи свежего воздуха к объему помещения*. Обозначают кратность воздухообмена через $К_р$ и измеряют в 1/ч,

$$K_р = \frac{\dot{V}}{V} \; . \qquad (6.1)$$

По нормам воздухообмена в жилых помещениях подача свежего воздуха на одного человека должна соответствовать $К_р$ = 3…5, но не менее 30 м^3/ч. Так, если в комнате площадью F = 20 м^2 и высотой В = 2,5 м находится 5 человек, то при $К_р$= 4 подача свежего воздуха должна быть:

$$\dot{V} = К_р \, F \, B \;\; n = 4 \cdot 20 \cdot 2{,}5 \cdot 5 = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для других объектов обитания величина $К_р$ приведена в таблице 28 (прил.).

Замена воздуха в помещении из условий необходимого количества кислорода еще не является решением проблемы по созданию комфортных условий. В объекте обитания могут выделяться избыточная теплота, сверхнормативное количество влаги, много вредных газов и пыли. При организации воздухообмена необходимо предусмотреть и эти факторы.

Для поддержания в объекте стабильной температуры должен выполняться баланс теплоты: количество подводимой теплоты $\dot{Q}_{под}$ должно быть равно количеству отведенной теплоты $\dot{Q}_{отв}$,т.е. $\dot{Q}_{под} = \dot{Q}_{отв}$. Если в помещении появились источники дополнительных тепловыделений, то избыточная теплота определится как

$$\dot{Q}_{изб} = \dot{Q}_{под} - \dot{Q}_{отв}.$$

Необходимая подача воздуха для удаления избыточной теплоты определяется по выражению

$$\dot{V}_т = \frac{\dot{Q}_{изб}}{\rho[\, i_{вн} - i_{нар}]} \;, \qquad (6.2)$$

где ρ – плотность воздуха;

$i_{вн}$ – энтальпия внутреннего воздуха;

$i_{нар}$ – энтальпия наружного воздуха.

Необходимая подача воздуха для удаления избыточной влаги вычисляется по формуле

$$\dot{V}_в = \frac{\dot{W}_{изб}}{\rho(d_{вн} - d_{нар})} \;, \qquad (6.3)$$

где $\dot{W}_{изб}$ – секундное массовое поступление влаги;

$d_{вн}$ – влагосодержание воздуха внутри помещения;

$d_{нар}$ – влагосодержание наружного воздуха.

Необходимая подача воздуха для удаления вредных газов находится по формуле

$$\dot{V}_{вр} = \sum \frac{\dot{m}_i}{[C_i] - C_i}, \qquad (6.4)$$

где $\dot{m}_i$ – секундное массовое поступление i-го газа;

$[C_i]$ – предельно допустимая концентрация в воздухе i-го вещества;

C_i – концентрация i-го вещества в поступающем воздухе.

Из определенных величин $\dot{V}_т$, $\dot{V}_в$, $\dot{V}_{вр}$ большая подача обеспечит требуемый воздухообмен.

Потери давления во входной и выходной магистралях определяются по одинаковой методике, поэтому при определении давления на выходе из вентилятора в расчет включаются все участки и местные сопротивления вентиляционной сети. Для расчета $p_в$ рекомендуется выражение

$$p_в = 1{,}1(\sum_1^n \Delta\overline{p}\ l + \sum_1^к \Delta p_м + \sum_1^m \Delta p_{вых}), \qquad (6.5)$$

где 1,1 – коэффициент увеличения потерь давления в вентиляционной сети;

$\Delta\overline{p}$ – удельные (на метр длины) потери давления в канале от трения;

n – количество участков;

l – длина участка;

$\Delta p_м$ – потери давления на местных сопротивлениях;

$к$ – количество местных сопротивлений;

$\Delta p_{вых}$ – потери давления на выпускной решетке.

m – количество выпускных решеток (для разветвленной выпускной магистрали.

Значения потребных подачи и давления позволяю подобрать для системы соответствующий вентилятор. По табличным характеристикам это сделать проще, но с некоторой погрешностью. Чаще используют монограммные характеристики.

Например, требуется подобрать вентилятор, обеспечивающий подачу $\dot{V} = 3500$ м^3/ч и давление $p_в = 650$ Па.

Для решения задачи используем характеристику радиального вентилятора, приведенную на диаграмме 5 (прил.). На верхней части номограммы проводим горизонтальную линию, соответствующую заданному $p_в$ до пересечения с линией $\eta_в = 0{,}8$. Точку пересечения проецируем на нижнюю часть но-

мограммы до пересечения с требуемой подачей. Точка пересечения определяет номер вентилятора, равный № = 4. Точка пересечения на верхней части номограммы лежит на кривой линии А = 6500, что позволяет вычислить частоту вращения крыльчатки n и ее окружную скорость u:

$$n = A / № = 6500/ 4 = 1625 \text{ об/ мин},$$

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}4 \cdot 1625}{60} = 34 \text{ м/с}.$$

По диаграмме 5 (прил.) скорость выхода воздуха из вентилятора 12 м/с, статическое давление на выходе – 100 Па.

6.3 Прикладные задачи главы 6

6.3.1 *Примеры решения типовых задач*

Пример 6 – 1

Подобрать вентилятор для учебной аудитории объемом 100 м^3, чтобы обеспечить комфортные условия для работы студентов в количестве 20 человек. Наружный воздух имеет $t_{н.}$= 6 ^{0}С и φ = 90 % .Давление воздуха на выходе вентилятора необходимо иметь $p_в$ = 400 Па, а плотность воздуха принять при $t_{.}$= 10 ^{0}С.

Решение

1.Значения комфортной температуры и относительной влажности в аудитории определим из таблицы 20 (прил.). Это будут величины: $t_{\text{вн.}}$= 20 ^{0}С и $\varphi_{\text{вн}}$ = 60 %.

2. Используя диаграмму 3 (прил.) определим энтальпии и влагосодержания внутри и снаружи помещения

$i_{\text{вн}}$= 40 кДж/кг и $d_{в\text{н}}$ = 8 г/кг; $d_н$=5 г/кг и $i_н$ = 17 кДж/кг.

3. Определим потребную подачу вентилятора по кратности воздухообмена, по удалению избытков тепла и влаги.

Назначим $К_{кр}$ = 3, тогда

$$\dot{V}_{кр} = V \cdot K_{кр} \cdot n = 100 \cdot 3 \cdot 20 = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Используя таблицу 26 (прил.), найдем количество теплоты выделяемое 20-ю студентами

$$\dot{Q}_{изб} = \dot{q}_{чел} \cdot n = 163 \cdot 20 = 3260 \text{ Вт}.$$

Подачу вентилятора по удалению избытков теплоты вычислим, используя выражение

$$\dot{V}_{Q_{изб}} = \frac{\dot{Q}_{изб}\ 3600}{\rho(i_{вн} - i_{н})} = \frac{3{,}26 \cdot 3600}{1{,}247 \cdot (40 - 17)} = 409 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Аналогично определим требуемую подачу по удалению избыточной влаги.

$$\dot{W}_{изб} = \dot{w}_{чел} \cdot 20 = 105 \cdot 20 = 2010 \text{ Вт},$$

$$\dot{V}_{\dot{w}} = \frac{\dot{W}_{изб}}{\rho(d_{вн} - d_{н})} = \frac{2{,}01}{1{,}247(8-5) \cdot 10^{-3}} = 537 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. Подбор вентилятора проведем по наибольшей подаче и заданному давлению с использованием диаграммы 5 (прил.). Для $p_в = 400$ Па $и$ $\dot{V} = 6000$ м^3/ч получим:
№ 6; КПД = 80%; n = 875об/м; $c_{вых}$ = 10 м/с.

Пример 6 – 2

Определить тепловую мощность системы отопления телятника на 100 голов, средней живой массой 80 кг, если теплопотери через ограждения составляют 22,5 кВт. подача воздуха при общеобменной вентиляции $\dot{V}$ = 4500 м^3/ч. Параметры наружного воздуха: $t_н = 10\ ^0C$, φ = 85%. Параметры внутреннего воздуха: $t_{вн} = 15\ ^0C$, φ = 75%. Плотность воздуха принять при 15 ^0C.

Решение

Потребная мощность на отопление вычисляется из баланса теплоты

$$\dot{Q}_{потр.} = \dot{Q}_{огр.} + \dot{Q}_{вент.} - \dot{Q}_{телят}.$$

1. Для определения $\dot{Q}_{вент.}$ найдем по диаграмме 3 (прил.) значения энтальпий внутри и снаружи телятника,

$$i_{вн.} = 36 \text{ кДж/кг и } i_{нар.} = 24 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда отвод теплоты вентиляцией

$$\dot{Q}_{вент.} = \dot{V}\rho\,(i_{вн.} - i_{нар}) = \frac{4500}{3600} \cdot 1{,}293 \cdot (36 - 24) = 19{,}4 \text{ кВт}.$$

2. Из таблицы 27 (прил.) свободная теплота одного теленка равна $\dot{q}$ = 0,235 кВт. Следовательно 100 голов телят выделят

$$\dot{Q}_{\text{телят}} = 100 \cdot \dot{q} = 100 \cdot 0{,}235 = 23{,}5 \text{ кВт}.$$

3. Вычислим тепловую мощность системы отопления телятника.

$$\dot{Q}_{\text{потр.}} = \dot{Q}_{\text{огр.}} + \dot{Q}_{\text{вент.}} - \dot{Q}_{\text{телят}} = 22{,}5 + 19{,}4 - 23{,}5 = 18{,}4 \text{ кВт}.$$

Ответ: $\dot{Q}_{\text{потр.}} = 18{,}4$ кВт.

6.3.2 *Задачи для практических занятий*

Задача 6.1 Психрометр, установленный в помещении, показывает температуры: $t_c = 26\ ^0C$ и $t_м = 19\ ^0C$. Используя *id* диаграмму влажного воздуха, определить относительную влажность и температуру точки росы в помещении.

Ответ: φ = 52%; d = 11г/кг; $t_p = 16\ ^0$С; $p_п$ = 1,4 кПа.

Задача 6.2. Температура воздуха в сооружении $22\ ^0C$, относительная влажность 90%. Используя *id* диаграмму влажного воздуха, определить следующие характеристики: энтальпию, влагосодержание, температуру точки росы и парциальное давление водяного пара в помещении.

Ответ: i = 60 кДж/кг; d = 15г/кг; $t_p = 20\ ^0$С; $p_п$ = 2,0 кПа.

Задача 6.3. Используя *id* диаграмму влажного воздуха, определить температуру воздуха в сооружении, температуру точки росы, парциальное давление водяного пара, если относительная влажность воздуха φ = 90% и влагосодержание d = 17 г/кг.

Ответ: i = 60 кДж/кг; $t = 24\ ^0$С; $t_p = 22\ ^0$С; $p_п$ = 2,2 кПа.

Задача 6.4. В помещении объемом 60 м^3 при атмосферном давлении 750 мм рт ст. влагосодержание воздуха

d = 9 г/кг. Какую массу воды необходимо испарить в помещении для достижения комфортных условий (t = 20 ^{0}C, φ = 65%)? При решении использовать *id* диаграмму влажного воздуха.

Ответ: m = 0,13 кг.

Задача 6.5. Влажный воздух при давлении 745 мм рт. ст. имеет температуру 25^0C и давление водяных паров $p_п$= 2 кПа. Определить d, $t_р$, i, φ. При решении использовать *id* диаграмму влажного воздуха.

Ответ: i = 58 кДж/кг; φ = 80%; d = 15г/кг; $t_р$ = 20 ^{0}C.

Задача 6.6. В сооружении энтальпия влажного воздуха i = 60 кДж/кг, относительная влажность $\varphi = 70\%$. Определить температуру воздуха в сооружении и d, $t_р$, $p_п$. При решении использовать i-d диаграмму влажного воздуха.

Ответ: d = 13,5г/кг; $t_р$ = 19 ^{0}C; $p_п$ = 1,8 кПа; t = 25 ^{0}C.

Задача 6.7. Определить воздухообмен по углекислоте и влаговыделениям в птичнике – бройлернике на 1500 голов со средней живой массой 1,8 кг. Параметры воздуха внутри птичника: $t_{вн}$ = 18 ^0C, $\varphi_{вн}$ = 70%. Параметры наружного воздуха: $t_{нар}$ = 5 ^0C, $\varphi_{нар}$ = 90 %. Концентрация углекислоты в наружном воздухе C_{co_2}= 0,3 л/м^3. Плотность воздуха принять при принять при 13 ^0C.

Ответ: $\dot{V}_{co_2}$=1160 м^3/ч; $\dot{V}_w$= 1005 м^3/ч.

Задача 6.8. Определить воздухообмен по углекислоте и влаговыделениям в свинарнике – откормочнике на 120 голов со средней живой массой 80 кг. Параметры воздуха внутри свинарника: $t_в$ = 18 ^0C, φ = 75%. Параметры наружного воздуха: $t_в$= 4 ^0C, φ = 95%. Концентрация углекислоты в наружном воздухе C_{co_2}= 0,3 л/м^3. Плотность воздуха принять при принять при 11 ^0C.

Ответ: $\dot{V}_{co_2}$=2130 м^3/ч; $\dot{V}_w$= 2700 м^3/ч.

Задача 6.9. Определить воздухообмен по углекислоте и влаговыделениям в телятнике, где содержится молодняк от 4

месяцев и старше в количестве 110 телят со средней живой массой 200 кг. Параметры воздуха внутри телятника: $t_в = 15\ ^0C$, φ = 75% снаружи: $t_в = 7\ ^0C$, $\varphi = 90\%$. Концентрация углекислоты в наружном воздухе $C_{co_2} = 0{,}3$ л/м^3. Плотность воздуха принять при $12\ ^0C$.

Ответ: $\dot{V}_{co_2}$=3600 м^3/ч; $\dot{V}_w$= 7600 м^3/ч.

Задача 6.10. Определить воздухообмен по углекислоте и влаговыделениям коровника на 50 коров средней живой массой 500 кг и лактацией 15 л. Параметры воздуха внутри коровника: $t_в = 10\ ^0C$, $\varphi = 75\%$, а снаружи: $t_н = -5^0C$, $\varphi = 90\ \%$. Плотность воздуха принять при $0\ ^0C$. Концентрация углекислоты в наружном воздухе $C_{co_2} = 0{,}3$ л/м^3.

Ответ: $\dot{V}_{co_2}$ = 3590 м^3/ч; $\dot{V}_w$= 3580 м^3/ч.

Задача 6.11. В сварочный цех необходима объемная подача воздуха 3500 м^3/ч. Используя аэродинамическую характеристику вентилятора, определить № вентилятора, его КПД и обороты, если необходимое избыточное давление на выходе из вентилятора 900 Па.

Ответ: № 4; η = 80%; n = 2000 об/мин.

Задача 6.12. Радиальный вентилятор с диаметром колеса $D_2 = 0{,}5$ м вращается с частотой 1400 об/м. Определить объемную подачу вентилятора и создаваемое им избыточное давление, если его КПД равен 75%.

Ответ: $\dot{V}$= 4000 м^3/ч; $p_{вых.}$ = 900 Па.

Задача 6.13. В цехе для выпаривания бензобаков используется радиальный вентилятор № 4, частота вращения которого n = 1400 об/ м. Определить подачу вентилятора, давление, создаваемое им, его КПД, если при выпаривании используется $\dot{m}$ = 47 кг/ч водяного пара. При работе в цехе влагосодержание внутреннего воздуха $d_{вн}$ = 25 г/кг, а наружного $– d_{нар}$ = 14 г/кг.

Ответ: $\dot{V}$= 3300 м^3/ч; $p_{вых.}$ = 510 Па; η = 75%.

Задача 6.14. Подача радиального вентилятора $\dot{V} = 4200$ м^3/ч, скорость воздуха на выходе $c_{вых}$ = 10 м/с, его КПД равен 74%. Определить № вентилятора, частоту вращения крыльчатки, полное давление.

Ответ: № 5; $p_{вых.}$ = 1000 Па; n =1400 об/мин.

Задача 6.15. В помещении электромонтажного участка размерами 10×5×2,5 м работает 10 человек. Подобрать радиальный вентилятор для создания комфортных условий в объекте, определить давление на выходе их вентилятора и его КПД при оборотах крыльчатки 750 об/мин. Параметры наружного воздуха: $t_н$ = 8 ^0C, φ = 85%. Плотность воздуха принять при 18^0C.

Ответ: № 8; $p_в$ = 600 Па; η = 78 %.

Задача 6.16. В салоне легкового автомобиля объемом V = 3,5 м^3 находится четыре человека. Наружный воздух имеет $t_{нар}$ – 6 ^{0}С и φ = 95%. Каковыми должны быть подача диаметрального вентилятора и тепловая мощность обогревателя для создания комфортных условий в салоне?

Ответ: $\dot{V}$ = 84 м^3/ч; $\dot{Q}$ = 1,03кВт.

Задача 6.17. В аккумуляторной при работе с электролитом происходит выделение паров серной кислоты в количестве $\dot{m}$ = 1,5 мг/с. Определить характеристики радиального вентилятора для удаления токсичных паров. Скорость воздуха на выходе их вентилятора не должна превышать 9,5 м/с.

Ответ : $\dot{V}$ = 4320 м^3/ч; №5; η = 80%;
n = 1000 об/м; u = 23,6 м/с.

Задача 6.18. Автобус перевозит 24 пассажира. Объем салона V = 36 м^3. Наружный воздух имеет $t_{нар}$ = 3 ^{0}С и φ = 85%. Определить подачу диаметрального вентилятора для создания комфортных условий в салоне?

Ответ: $\dot{V}$ = 3460 м^3/ч.

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Рудобашта, С. П. Теплотехника: учебник / С.П. Рудобашта. – Москва : "Перо", 2015. – 672 с.

2. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник / В. В. Нащокин. – Москва : Книга по требованию, 2013. – 496 с.

3. Кошман, В.С. Словарь терминов и определений по гидравлике, теплотехнике и газовой динамике [Электронный ресурс] : учебное пособие/ В. С. Кошман, А.Т. Манташов. – Пермь : Пермская ГСХА, 2011. – Режим доступа: http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/. – Загл. с экрана.

4. Панкратов, Г.П. Сборник задач по теплотехнике: учебное пособие / Г.П. Панкратов. – Москва : ИнФолио, 2016.– 252 с.

Дополнительная

1. Круглов, Г.А. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие / Г.А. Круглов, Р.И. Булгакова, Е.С. Круглова. – 2-е изд., стер. – Санкт-Петербург: Лань, 2012. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Режим доступа: http://e.lanbook.com. – Загл. с экрана.

2. Манташов, А.Т. Теплотехника: учебное пособие в 2 ч. Ч. 1: Термодинамика и теплопередача / А.Т. Манташов. – Пермь: Пермская ГСХА, 2009. – 184 с. – Режим доступа: http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/librar/. – Загл. с экрана.

3. Манташов А. Т. Теплотехника [Электронный ресурс] : учебное пособие: в 2 ч. Ч 2: Теплотехническое обеспечение обитаемости объектов сельскохозяйственного назначения / А. Т. Манташов . – Пермь : Пермская ГСХА, 2011. – Режим доступа: http://pgsha.ru/web/generalinfo/library/elib/.– Загл. с экрана.

4.Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – Москва: Книга по требованию. 2012. – 460 с.

Приложение

Данные физических величин

Таблица 1 – Обозначения и единицы измерения физических величин

Наименование величины	Обозначение величины	Наименование единицы	Обозначение единицы
Основные единицы			
Длина	ℓ	Метр	м
Масса	m	Килограмм	кг
Время	τ	Секунда	с
Термодинамическая температура	T	Кельвин	К
Температура Цельсия	t	Градус Цельсия	^{0}С
Количество вещества	М	Моль	моль
Производные единицы			
Площадь	F	Квадратный метр	$м^2$
Объем	V	Кубический метр	$м^3$
Удельный объем	υ	Кубический метр на килограмм	$м^3$/кг
Плотность	ρ	Килограмм на метр в кубе	кг/$м^3$
Давление	p	Паскаль	Па = н/$м^2$
Газовая постоянная	R	Джоуль на килограмм кельвин	Дж/(кг·К)
Скорость	c	Метр в секунду	м/с
Кинематическая вязкость	ν	Квадратный метр на секунду	$м^2$/с
Массовый расход, массовая подача	$\dot{m}$	Килограмм в секунду	кг/с
Объемный расход, объемная подача	$\dot{V}$	Кубический метр в секунду	$м^3$/с
Энергия	E	Джоуль	Дж
Сила	P	Ньютон	Н
Мощность	N	Ватт	Дж/с
Работа	L	Джоуль	Дж
Приведенная работа	l	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Количество теплоты	Q	Джоуль	Дж
Приведенная теплота	q	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Внутренняя энергия	U	Джоуль	Дж
Приведенная внутренняя энергия	u	Джоуль на килограмм	Дж/кг

Продолжение таблицы 1

Энтальпия	I	Джоуль	Дж
Удельная энтальпия	i	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Энтропия	S	Джоуль на кельвин	Дж/К
Удельная энтропия	s	Джоуль на килограмм кельвин	Дж/(кг·К)
Теплота фазового перехода	r	Джоуль на килограмм	Дж/кг
Теплоемкость удельная массовая	c	Джоуль на килограмм кельвин	Дж/(кг·К)
Теплоемкость удельная молярная	$\overline{c}$	Джоуль на моль кельвин	Дж/(моль·К)
Тепловой поток	$\dot{Q}$	Ватт	Вт
Плотность теплового потока	$\dot{q}$	Ватт на квадратный метр	Вт/м^2
Температурный градиент	$grad\ T$	Кельвин на метр	К/м
Коэффициент теплопроводности	λ	Ватт на метр кельвин	Вт/(м·К)
Коэффициент теплоотдачи	α	Ватт на квадратный метр кельвин	Вт/(м^2·К)
Коэффициент теплопередачи	$к$	Ватт на квадратный метр кельвин	Вт/(м^2·К)
Коэффициент температуропроводности	a	Квадратный метр на секунду	м^2/с
Лучистый тепловой поток	$Ф$	Ватт	Вт
Излучательная способность	E	Ватт на квадратный метр	Вт/м^2
Интенсивность излучения	I_λ	Ватт на кубический метр	Вт/м^3
Часовая тепловая нагрузка	$\dot{Q}_ч$	Килоджоуль в час	кДж/ч
Удельная отопительная характеристика объекта	$\overline{q}_{от.х}$	Килоджоуль на кубический метр - час-кельвин	кДж/(м^3·ч·К)
Тепловая мощность	N_τ	Киловатт	кВт
Частота вращения	n, ω	Секунда в минус первой степени	с $^{-1}$

Таблица 2 – Соотношения между единицами давления

Удиницы	Обозначение единицы					
	1Па	1 бар	1ат. технич.	1 атм. физич.	1 мм рт.ст.	1 мм вод. ст.
1 Па	1	$1\cdot10^{-5}$	$1{,}02\cdot10^{-5}$	$0{,}987\cdot10^{-5}$	$7{,}5\cdot10^{-3}$	0,102
1 бар	$1\cdot10^{5}$	1	1,02	0,987	750	$1{,}02\cdot10^{4}$
1 ат. технич.	$0{,}981\cdot10^{5}$	0,981	1	0,968	735,6	$1\cdot10^{4}$
1 ат. физич.	$1{,}013\cdot10^{5}$	1,013	1,033	1	760	$1{,}033\cdot10^{4}$
1 мм рт. ст.	$1{,}33\cdot10^{2}$	$1{,}33\cdot10^{-3}$	$1{,}36\cdot10^{-3}$	$1{,}32\cdot10^{-3}$	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,81	$0{,}981\cdot10^{-4}$	$1\cdot10^{-4}$	$0{,}968\cdot10^{-4}$	$1{,}33\cdot10^{2}$	1

Таблица 3 – Пересчет единиц энергии

Единицы	Дж	кВт·ч	кГм	ккал
1Дж	1	$2{,}78\cdot10^{-7}$	0,102	$2{,}39\cdot10^{-4}$
кВт·ч	$3{,}6\cdot10^{6}$	1	$3{,}67\cdot10^{6}$	860
кГм	9,81	$2{,}72\cdot10^{-6}$	1	$2{,}34\cdot10^{-3}$
ккал	$4{,}19\cdot10^{3}$	$1{,}16\cdot10^{-3}$	427	1

Таблица 4– Пересчет единиц мощности

Едини-цы	Вт	кВт	кГм/сек	л. с.	ккал/сек
1 Вт	1	10^{-3}	0,102	$1{,}36\cdot10^{-3}$	$0{,}239\cdot10^{-3}$
1 кГм/сек	9,81	$9{,}81\cdot10^{-3}$	1	$1{,}33\cdot10^{-2}$	$2{,}34\cdot10^{-3}$
1 л.с.	736	0,736	75	1	0,176
1 ккал/сек	$4{,}19\cdot10^{3}$	4,19	427	5,69	1

Таблица 5 – Обозначения и отдельные физические величины некоторых газов

Газ	Хими-ческая формула	Молярная масса μ, кг/кмоль	Газовая постоянная R, Дж/(кг·К)	Плот-ность ρ, кг/м³	Теплоемкость при 0 ^0C c_p, кДж/(кг·К)	к = c_p / c_v при 0 ^0C
Азот	N_2	28,02	296,7	1,250	1,039	1,401
Аммиак	NH_3	17,03	488,3	0,771	2,060	1,336
Аргон	Ar	39,94	208,2	1,782	0,523	1,667
Ацетилен	$C_2 H_2$	26,02	319,6	1,171	1,612	1,260
Бутан	$C_4 H_{10}$	58,12	143,0	2,703	2,146	1.144
Воздух (сухой)		28,96	287,1	1,293	1,005	1,401
Водород	H_2	2,016	4124	0,090	14,195	1,407
Водяной пар (100^{0}C)	H_2O	18,02	462,3	0,804	1,859	1,330
Гелий	He	4,003	2078	0,178	5,233	1,630
Двуокись углерода	CO_2	44,01	188,9	1,977	0,815	1,300
Кислород	O_2	32,00	259,8	1,429	0,915	1.400
Метан	$C H_4$	16,03	318,7	0,717	2,541	1,309
Окись углерода	CO	28,01	296,8	1,250	1,040	1,297
Пропан	$C_3 H_8$	44,09	188,6	2.020	2,116	1,164
Сернистый газ	SO_2	64,06	129,8	2,926	0,817	1,260
Фреон R-22 ($t_{кип}$)	CHF_2Cl	86,47	96,15	4,706	0,659	1,180
Фтор	F_2	38,00	218,8	1,696	0,823	1,362
Хлор	Cl_2	70.91	117,2	3,214	0,519	1,360
Этан	$C_2 H_2$	30,07	276,5	1,356	1,796	1,198

Таблица 6 – Термодинамические процессы

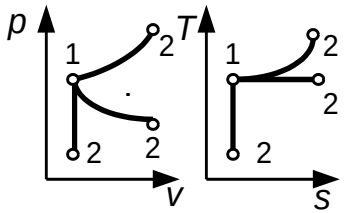
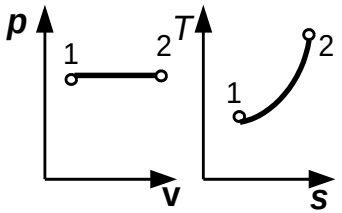
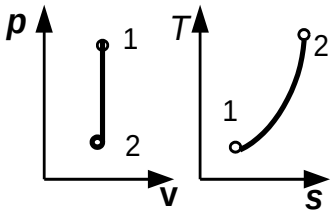
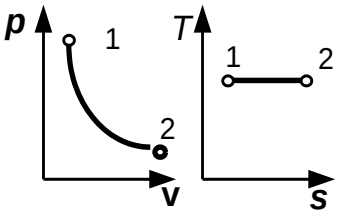
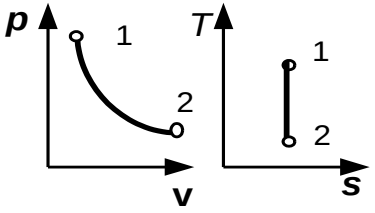
Политропный	***Изобарный***	***Изохорный***	***Изотермический***	***Адиабатный***
$c_x = const$	$c_x = c_p$	$c_x = c_v$	$c_x = \pm\infty$	$c_x = 0$
$pv^n = const$ $\Delta s = c_v \frac{n-к}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}$	$p = const$ $\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$v = const$ $\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$pv = const$ $\Delta s = R \ln \frac{p_1}{p_2}$	$pv^к = const$ $\Delta s = 0$
$n = \frac{c_x - c_p}{c_x - c_v}$	$n = 0$	$n = \pm\infty$	$n = 1$	$n = к$
				
$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$	$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^к ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{к-1}{к}}$
$l_p = \frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$ $l_т = n\frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$	$l_p = p\,(v_2 - v_1) = R\,(T_2 - T_1$ $l_т = 0$	$l_т = p\,(v_2 - v_1) = R\,(T_2 - T_1)$ $l_p = 0$	$l_p = RT_1 ln\frac{p_1}{p_2} = RT_1 ln\frac{v_2}{v_1}$ $l_T = RT_1 ln\frac{p_1}{p_2} = RT_1 ln\frac{v_2}{v_1}$	$l_p = \frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$ $l_т = n\frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$
$q = c_v \frac{n-к}{n-1}(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1) = i_2 - i_1$	$q = c_v(T_1 - T_2) = u_1 - u_2$	$q = T_1(s_2 - s_1)$	$ds = 0;\ dq = 0$
$\alpha = \frac{n-1}{n-к};\ \zeta = \frac{1-к}{n-к}$	$\alpha = \frac{1}{к};\ \zeta = \frac{к-1}{к}$	$\alpha = 1;\ \zeta = 0$	$\alpha = 0;\ \zeta = 1$	$\Delta u + l_p = 0$

Таблица 7 – Физические свойства сухого воздуха при $p_{бар}$ = 760 мм рт ст.

t, ^{0}C	ρ, кг/м^3	c_p, $\frac{кДж}{(кг \cdot К)}$	λ·10^2, Вт/(м·К)	α·10^4, м^2/с	ν·10^6, м^2/с	β·10^3 1/К	Pr
- 50	1,584	1,013	2,04	12,7	9,23	4,48	0,728
- 40	1,515	1,013	2,12	13,8	10,04	4,29	0,728
- 30	1,453	1,013	2,20	14,9	10,80	4,15	0,723
- 20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,61	3,95	0,716
- 10	1,342	1,009	2,36	17,4	12,43	3,80	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	13,28	3,66	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	14,16	3,53	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	15,06	3,41	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	16,00	3,30	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	16,96	3,19	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	17,95	3,09	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	18,97	3,00	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,02	2,91	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,09	2,83	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	22,10	2,75	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	23,13	2,68	0,688
120	0,898	1,009	3,31	36,8	25,45	2,54	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	27,80	2,42	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	30,09	2,31	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	32,49	2,21	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	34,85	2,11	0,680
250	0,674	1, 038	4,27	61,0	40,61	1,91	0,677
300	0,615	1, 047	4,60	71,6	48,33	1,76	0,674
350	0,566	1, 059	4,91	81,9	55,46	1,61	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	63,09	1,48	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	79,38	1,29	0,687

Таблица 8 – Физические параметры воды на линии насыщения

$t,^0C$	p, МПа	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(г·К)	λ, Вт/м·К	$a \cdot 10^6$, м^2/с	$\nu \cdot 10^6$, м^2/с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
0	0,101	999,9	4,212	0,551	1,31	1,789	0,63	13,6
10	0,101	999,7	4,191	0,574	1,37	1,306	0,70	9,52
20	0,101	998,2	4,183	0,599	1,43	1,006	1,82	7,02
30	0,101	995,7	4,174	0,618	1,48	0,805	3,21	5,42
40	0,101	992,2	4,174	0,638	1,54	0,659	3,87	4,31
50	0,101	988,1	4,174	0,648	1,57	0,556	4,49	3,54
60	0,101	983,2	4,179	0,659	1,60	0,478	5,11	2,98
70	0,101	977,8	4,187	0,668	1,63	0,415	5,70	2,55
80	0,101	971,8	4,195	0,675	1,65	0,365	6,32	2,21
90	0,101	965,3	4,208	0,680	1,67	0,326	6,95	1,95
100	0,101	958,4	4,220	0,683	1,68	0,295	7,52	1,75
110	0,143	951,0	4,233	0,685	1,70	0,272	8,08	1,60
120	0,198	943,1	4,250	0,686	1.71	0,252	8,64	1,47
130	0,270	934,8	4,266	0,686	1,72	0,233	9,19	1,36
140	0,361	926,1	4,287	.0,685	1,72	0,217	9,72	1,26
150	0,476	917,0	4,313	0,684	1,72	0,203	10,3	1,17
160	0,618	907,4	4,346	0,683	1,72	0,191	10,7	1,10
170	0,792	897,3	4,380	.0.679	1,72	0,181	11,3	1,05
180	1,003	886,0	4,417	0,675	1,72	0,173	11,9	1,00
190	1,255	876,0	4,459	0,670	1,71	0,165	12,6	0,96
200	1,555	863,0	4,505	0,663	1,70	0,158	13,3	0,93
210	1,908	852,8	4,552	0,655	1,68	0,153	14,1	0,91
220	2,320	840,3	4,604	0,645	1,66	0,148	14,8	0,89
230	2,798	827,3	4,660	0,637	1,64	0,145	15,9	0,88

Таблица 9 – Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t, ^{0}C	p, бар	ρ, кг/м³	i, кДж/кг	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м²/с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
100	1,013	0,598	2676	2257	2,135	2,372	18,58	20,02	1,08
110	1,430	0,826	2691	2230	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,980	1,121	2706	2203	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,700	1,496	2721	2174	2,257	2,686	7,972	8,850	1,11
140	3,610	1,966	2734	2145	2,315	2,791	6,130	6,890	1,12
150	4,760	2,547	2747	2114	2,395	2,884	4,728	5,470	1,16
160	6,180	3,258	2758	2083	2,479	3,012	3,722	4,390	1,18
170	7,920	4,122	2769	2049	2,583	3,128	2,939	3,570	1,21
180	10,03	5,157	2778	2015	2,709	3,268	2,339	2,930	1,25
190	12,56	6,397	2786	1979	2,856	3,419	1,872	2,440	1,30
200	15,55	7,862	2793	1941	3,023	3,547	1,492	2,030	1,36
210	19,08	9,588	2798	1900	3,199	3,722	1,214	1,710	1,41
220	23,20	11,62	2801	1858	3,408	3,896	0,983	1,450	1,47
230	27,98	13,99	2803	1813	3,634	4,094	0,806	1,240	1,54
240	33,48	16,76	2803	1766	3,881	4,290	0,658	1,060	1,61
250	39,78	19,98	2801	1716	4,157	4,515	0,544	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796	1661	4,467	4,800	0,453	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789	1604	4,815	5,115	0,378	0,688	1.82
280	64,19	33,19	2780	1543	5,234	5,490	0,317	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766	1476	5,694	5,830	0,261	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749	1404	6,280	6,270	0,216	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727	1325	7,118	6,840	0,176	0,403	2,29
320	112,9	64,72	2700	1238	8,206	7,510	0,141	0,353	2,50
330	128,6	77,10	2666	1140	9,881	8,260	0,108	0,310	2,86
340	146,1	92,76	2622	1027	12,35	9,300	0,081	0,272	3,35
350	165,4	113,6	2564	893,0	16,24	10,70	0,039	0,234	4,03

Таблица 10 – Физические свойства продуктов сгорания топлива, в которых $p_{N_2} = 0{,}76$, $p_{CO_2} = 0{,}13$, $p_{H_2O} = 0{,}11$

t, ^{0}C	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м^2/с	$\nu \cdot 10^6$, м^2/с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	21,54	0,69
200	0,748	.1,097	4,01	48,9	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	112,1	0,61
800	0,329	1,264	9,15	219,7	131,8	0,60
900	.0,301	.290	10,01	258,0	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	221.0	0,56

Таблица 11 – Физические свойства масла МК

t, ^{0}C	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м^2/с	$\nu \cdot 10^6$, м^2/с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
10	911	1,645	0,1510	9,94	3883	8,56	39000
20	903	1,712	.0,1485	9,58	1514	8,64	15800
30	894	1,758	.0,1461	9,28	691,2	8,71	7450
40	887	1,804	0,1437	8,97	342,0	8,79	3810
50	879	1,851	0,1413	8,69	186,2	8,86	2140
60	871	1,897	0,1389	8,39	110,6	8,95	1320
70	864	1,943	0,1363	8,14	69,3	9,03	858
80	856	1,989	0,1340	7,89	46,6	9,12	591
90	848	2,035	0,1314	7,61	32,3	9,20	424
100	840	2,081	0,1290	7,33	24,0	9,28	327
110	838	2,127	0,1264	7,11	17,4	9,37	245
120	825	2,173	0,1240	6,92	13,4	9,46	194
130	817	2,219	0,1214	6,69	10,7	9,54	160
140	809	2,265	0,1188	6,53	8,70	9,65	133
150	802	2,311	0,1168	6,26	7,10	9,73	114

Таблица 12 – «Природные» хладагенты

Хладагент	Обозначение	Хим. формула	μ, Кг/моль	$T_{кондс.}$, К	$T_{кр}$, К	$P_{кр}$, МПа
Воздух	R729		28,96	78,57	132,52	3,79
Аммиак	R717	NH_3	17,03	239,56	405,40	11,39
Диоксид углерода	R744	CO_2	44,01	194,75	304,13	7,38
Метан	R50	CH_4	16			
Этан	R170	C_2H_6	30,07	184,31	305,33	4,87
Пропан	R290	C_3H_8	44,1	230,77	369,85	4,25
Изобутан	R600a	C_4H_{10}	58,12	261,21	407,85	3,64
Н-бутан	R600	C_4H_{10}	58,12	272,21	425,16	3,79
Цикло-пропан	RC270	C_3H_6	42,08	197,15	397,80	5,49
Цикло-пентан		C_5H_{10}	70,13	322,15	511,7	4,51
Пропилен	R1270	C_4H_{10}	42,08	225,17	364,90	4,61

Таблица 13 – Истинная массовая теплоемкость углеводородов при p = const (c_p, кДж/кг·К)

$t, {}^0C$	Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Ацетилен C_2H_2
0	2,12	1,69	1,53	1.38	1,49
100	2,45	2,11	1,96	1,89	1,70
200	2,80	2,52	2,38	2,32	1,88
300	3,13	2,93	2,79	2,71	2,05
400	3,48	3,25	3,12	3,06	2,18
500	3,84	3,58	3,43	3,35	2,28
600	4,15	3,83	3,70	3,60	2,37
700	4,42	4,07	3,95	3,82	2,45

Таблица 14 – Истинная массовая теплоемкость газов при p = const (c_p, кДж/кг·К)

t,^{0}C	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	H_2O	Воздух
0	0,915	1,039	14,195	1,040	0,815	1,859	1,004
100	0,934	1,043	14,564	1,045	0,913	1.892	1,012
200	0,963	1,053	14,620	1,058	0,993	1,942	1,026
300	0,994	1,069	14,649	1.080	1,057	2,002	1,046
400	1,024	1,092	14,684	1,106	1,110	2,066	1,070
500	1,048	1,116	14,779	1,132	1,155	2,134	1,094
600	1,069	1,140	14,896	1,157	1,192	2,203	1,116
700	1,088	1,162	15,049	1,179	1,223	2,275	1,137
800	1,100	1,182	15,236	1,199	1,249	2, 347	1,157
900	1,112	1,199	15,434	1,216	1,272	2,417	1,172
1000	1,122	1,216	15,642	1,231	1,290	2,485	1,186
1100	1,132	1,229	15,861	1,244	1.306	2,548	1,199
1200	1,140	1,242	16,077	1,255	1,320	2,606	1,210
1300	1,148	1,253	16,295	1,265	1,331	2,661	1,220
1400	1,156	1,262	16,500	1,273	1,341	2,711	1,229
1500	1,164	1,270	16,697	1,280	1,350	2,758	1,237
1600	1,171	1,277	16.881	1,287	1,358	2,800	1,244
1700	1,179	1,283	17,057	1,292	1,364	2,840	1,250
1800	1,186	1,289	17,225	1,298	1,370	2,876	1,256
1900	1,193	1.294	17,381	1,303	1,375	2,910	1,262
2000	1,200	1,299	17,528	1,307	1,379	2,940	1,267
2100	1,207	1,303	17,666	1,311	1,382	2,963	1,272
2200	1,214	1,307	17,802	1,314	1,385	2,996	1,276
2300	1,221	1,311	17,926	1,377	1,387	3,020	1,280

Таблица 15 – Средняя мольная теплоемкость газов при p = const ($\bar{c}_{pm}|_0^t$,кДж/моль·К)

t,^{0}C	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	H_2O	Воздух
0	29,27	29,02	28,62	29,12	35,86	33,50	29,07
100	29,54	29,05	28,93	29,18	38,11	33,74	29,15
200	29,93	29,13	29,07	29,30	40,06	34,12	29,30
300	30,40	29,29	29,12	29,52	41,76	34,57	29,52
400	30,88	29,50	29,19	29,79	43,25	35,09	29,79
500	31,33	29,76	29,25	30,10	44,57	35,63	30,09
600	31,76	30,04	29,32	30,42	45,75	36,20	30,40
700	32,15	30,34	29,41	30,75	46,81	36,79	30,72
800	32,50	30,63	29,52	31,07	47,76	37,39	31,03
900	32,82	30,92	29,65	31,38	48,62	38,01	31,32
1000	33,12	31,20	29,79	31,66	49,39	38,62	31,60
1100	33,39	31,45	29,94	31,94	50,10	39,23	31,86
1200	33,63	31,71	30,11	32,19	50,74	39,83	32,11
1300	33,86	31,94	30,29	32,43	51,32	40,41	32,34
1400	34,08	32,16	30,47	32,65	51,86	40,98	32,56
1500	34,28	32,37	30,65	32,86	52,35	41,53	32,77
1600	34,47	32,56	30,83	33,05	52,80	42,06	32,97
1700	34,66	32,75	31,01	33,23	53,22	42,58	33,15
1800	34,83	32,92	31.19	33,40	53,61	43,07	33,32
1900	35,01	33,08	31,37	33,56	53,96	43,54	33,48
2000	35,17	33,23	31,55	33,71	54,29	44,00	33,64
2100	35,33	33,38	31,72	33,85	54,60	44,39	33,79
2200	35,48	33,52	31,89	33,98	54,88	44,85	33,93
2300	35,63	33,64	32,06	34,11	55,15	45,26	34,06

Таблица 16 – Интерполяционные формулы для истинных и средних мольных теплоемкостей газов при p = const в кДж / (кмоль · К)

Газ	Истинная	Средняя
	В пределах 0 – 1000 ^0C	
O_2	μc_p= 29,5802 + 0,006971 · t	μc_{pm}= 29,2080 + 0,004072 · t
N_2	μc_p= 28,5372 + 0,005391 · t	μc_{pm}= 28,7340 + 0,002349 · t
H_2	μc_p= 28,3446 + 0,003152 · t	μc_{pm}= 28,7210 + 0,001201 · t
CO	μc_p= 28,7395 + 0,005886 · t	μc_{pm}= 28,8563 + 0,002681 · t
CO_2	μc_p= 41,3597 + 0,014498 · t	μc_{pm}= 38,3955 + 0,010584 · t
H_2O	μc_p=32,8367 + 0,011661 · t	μc_{pm}= 33,1494 + 0,005275 · t
SO_2	μc_p= 42,8728 + 0,013204 · t	μc_{pm}= 40,4386 + 0,009956 · t
Воз-дух	μc_p= 28,7558 + 0,005721 · t	μc_{pm}= 28,8270 + 0,002708 · t
	В пределах 1000 – 2500 ^0C	
O_2	μc_p= 33,8603 + 0,021951 · t	μc_{pm}= 31,5731 + 0,001757 · t
N_2	μc_p= 32,7466 + 0,001652 · t	μc_{pm}= 29,7815 + 0,001684 · t
H_2	μc_p= 31,0079 + 0,002024 · t	μc_{pm}= 28,6344 + 0,040717 · t
CO	μc_p= 33,6991 + 0,001341 · t	μc_{pm}= 30,4242 + 0,001558 · t
CO_2	μc_p= 56,8768 + 0,002174 · t	μc_{pm}= 48,4534 + 0,003003 · t
H_2O	μc_p= 40,2393 + 0,005985 · t	μc_{pm}= 34,5118 + 0,004598 · t
SO_2	μc_p=52,5802 + 0,016971 · t	μc_{pm}=46,2080 + 0,004717 · t
Воз-дух	μc_p= 32,9564 + 0,001781 · t	μc_{pm}= 30,1533 + 0,001697 · t

Таблица 17 – Теплофизические свойства строительных и теплоизоляционных материалов

Материал, предельная температура использования, ^0C	t, ^oC	ρ, кг/м^3	λ, Вт/(м·К)	c_p, $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг}\cdot\text{К})}$	а·10^6, м^2/с
Асбест листовой, 500	20	770	0,116	0,814	1,98
Базальтовые маты, 700	0	40-80	0,029		
Бетон сощебнем,1500	20	2300	1,28	1,13	49,2
Бумага писчая	20	816	0,14	1,51	113,6
Вата хлопчатобумажная	20	80	0,042	-	-
		330	0,052	0,818	29
Войлок шерстяной	30	1845	1,035	1,09	51,5
Глина огнеупорная	45	1800	1,04	0,8	-
Дерево (дуб):	0	800	0,207	1,76	147
-поперек волокон		800	0,362	1.76	257
-вдоль волокон	20	1700	0,657	2,00	14,25
Земля влажная	20	1400	0,186	1,3	10,25
Каменный уголь	20	-	0,14	1,51	-
Картон	20	1800	0,77	0,879	48,6
Кирпич красный	20	920	2,25	2,26	10,8
Лед	0	200	0,046	0,92	25,8
Минеральная шерсть	0	2500	0,745	0,67	44,5
Накипь котельная (изв)	50	200	0,076	-	-
Опилки древесные	20	920	0,267	3,24	
Парафин	20	500	0,122		
Пенобетон	20	1500	0,325	0,8	273,5
Песок сухой	50	1650	1,13	2,10	49,2
Песок влажный	20	250	0,04	-	-
Пенопласт ПСБ	20	300	0,025	-	-
Пенопласт ППУ	20	190	0,042	1,88	11,7
Пеноплекс	20	35-43	0,03	1,34	-44,5
Пенополиуретан	30	40-80	0,04	1,60	-
Снег	20	200	0,0372	0,67	99,6
Стекло	20	600	0,15	2,51	386
Стеклянная вата	0	1000	0,29	0,75	-
Фанера клееная	0	250	0,07	-	

Таблица 18 – Теплофизические свойства металлов и сплавов

Наименование материалов	t, °C	ρ, кг/м^3	λ, Вт/(м·К)	c_p, кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6$, м^2/с
Алюминий	0	2700	209,3	0,896	86,7
Окись алюминия	100	3700	30,2	0,925	8,82
Бронза (95 % Cu, 5 % Al)	20	8660	83,0	0,410	23,3
Дюралюминий (95 % Al, 3 - 5% Cu)	20	2800	164,4	0,883	66,7
Железо	0	7880	74,4	0,440	21,5
Латунь (70 % Cu, 30 % Sn)	20	8520	110,7	0,385	33,8
Медь	0	8930	389,6	0,388	112,5
Натрий жидкий	100	928	86,1	1,384	66,9
Никель	0	8900	67,4	0,427	17,8
Олово	0	7300	66,3	0,222	41,1
Ртуть	0	13600	8,2	0,139	4,3
Серебро	0	10500	418,7	0,234	170,0
Сталь углеродистая (С = 0,5 %)	20	7830	53,6	0,465	14,7
Сталь нержавеющая 1Х18Н19Т	20	7900	16,0	0,502	4,04
Титан	0	4540	15,1	0,532	6,2
Двуокись циркония	100	5200	167	0,586	54,8
Чугун (С = 4 %)	20	7270	51,9	0,419	17,0

Таблица 19 – Степень черноты различных материалов

Наименование материала	$t,^0C$	ε
Алюминий полированный	50…5000	0,04…0,06
Алюминий	20…50	0,06…0,07
Асбестовый картон	20	0,96
Бронза полированная	50	0,1
Бронза пористая шероховатая	50…150	0,55
Вода (слой толщиной 0,1 мм и более)	50	0,96
Вольфрам	600…1000	0,1…0,16
Железо оцинкованное листовое	30	0,23
Жесть белая старая	20	0,28
Золото, тщательно полированное	200…600	0,02…0,03
Кирпич красный шероховатый	20	0,88…0,93
Лак черный матовый	40…100	0,96…0,98
Лак белый	40…100	0,8…0,95
Латунь листовая прокатная	20	0,06
Медь полированная	50…100	0,02
Медь окисленная	500	0,88
Молибден	1500…2200	0,19…0,26
Нихромовая проволока чистая	50	0,65
Резина мягкая серая шероховатая	20	0,86
Ртуть чистая	.0,1	0,09…0,12
Сажа	20…200	0,96
Серебро чистое полированное	200…600	0,02…0,03
Смоченная металлическая поверхность	50	0,98
Снег	-10	0,96
Сталь листовая	950…1100	0,55…0,61
Стекло	20	0,87…0,72
Хром полированный	500…1000	0,28…0,38
Цинк листовой	50	0,2
Чугунное литье	50	0,81
Эмаль белая	40…100	0,9

Таблица 20 – Нормируемые оптимальные параметры воздуха в рабочей зоне

Помещения и здания	Категория работы	Холодный и переходный периоды года, t < 10 ^{0}C			Теплый период года , t ≥10 ^{0}C		
		Температура, ^{0}C	Относительная влажность, %	Скорость, м/с	Температура, ^{0}C	Относительная влажность, %	Скорость м/с
Производственные	Легкая	18…21	—	0,2	22…25	—	—
	Средней тяжести	16…18	60…40	0,3	20…23	60…40	0,3
	Тяжелая	14…16	—	0,3	17…20	—	—
Жилые и общественные	—	19…21	60…40	0,3	22…25	60…40	0,3

Таблица 21 – Предельно допустимые для человека концентрации веществ в воздухе

Вещество	Формула	ПДК мг/м^3	Класс опасности	Вещество	Формула	ПДК мг/м^3	Класс опасности
Фреон R 22	CHF_2Cl	3000	4	Серная кислота	H_2SO_4	1	2
Керосин	-	300	4	Хлор	Cl	1	2
Бензин	-	100	4	Фтор	F	0,5	1
Аммиак	NH_3	20	4	Фосген	$COCl_2$	0,5	1
Перекись водорода	H_2O_2	10	2	Озон	O_3	0,1	1
Азотная кислота	HNO_3	5	2	Тетраэтилсвинец	$(C_2H_5)_4Pb$	0,00 5	
Спирт метиловый	CH_3OH	5	3	Бензопирен	$C_{20}H_{12}$	0,00015	1

Таблица 22 – Предельно допустимые концентрации веществ в воздухе

Животные, птицы	CO_2, %	NH_3 мг/м^3	H_2S мг/м^3
Помещения для содержания телят до 3^{х} месяцев	0,20	10	5
Помещения для содержания телят от 3^{х} до 6^{и} месяцев	0,25	15	5
Помещения для содержания молодняка старше 6^{и} месяцев	0,25	15	5
Помещения для КРС	0,25	20	5
Помещения для содержания поросят до 6^{и} месяцев	0,20	15	10
Помещения для содержания свиней	0,20	20	10
Помещения для содержания коз и овец	0,25	20	10
Помещения для содержания рабочих лошадей	0,25	20	10
Помещения для содержания племенных лошадей	0,25	20	10
Помещения для содержания кроликов	0,25	10	10
Помещения для содержания циплят	0,25	15	5
Помещения для содержания птицы	0,25	10	5

Таблица 23 – Выделение людьми теплоты, влаги и углекислого газа

Физическая нагрузка	Температура, ^{0}C	Теплоты, Вт	Влаги, г/ч	CO_2, г/ч
Спокойное состояние	15	146	40	30
	20	122	45	30
	25	99	50	30
	30	93	75	30
	35	93	80	30
Легкая Физическая работа	15	174	80	40
	20	163	105	40
	25	151	150	40
	30	151	180	40
	35	151	200	40
Работа Средней тяжести	15	210	110	55
	20	204	140	55
	25	198	185	55
	30	198	230	55
	35	198	280	55
Тяжелая Физическая работа	15	291	185	70
	20	291	240	70
	25	291	300	70
	30	291	360	70
	35	291	420	70

Таблица 24 – Параметрам воздуха в помещения для содержания животных

Группы животных	t, ^{0}C	φ, %	c, м/с
Коровы дойные	15…12	70	0,5
Телята всех возрастов	10…5	70	04
Скот на откорме	10…8	70	0,5
Поросята - отъемыши	22…18	70	0,2
Подсосные матки	22…18	70	0,15
Свиньи для откорма	20…14	75	0,3
Овцы	10…14	60	0,8
Ягнята	15…18	65	0,4
Кролики	10…15	60…80	0,2

Таблица 25 – Параметрам воздуха в помещения для содержания птицы

Группы птиц		t, ^{0}C	φ, %	с, м/с
Взрослые птицы	Куры	12…16	60…70	0,5
	Индейки	12…16	60…70	0,6
	Утки	7…14	70…80	0,7
	Гуси	10…16	70…80	0,8
Молодняк птицы	Куры от1 до 30 дней.	22…24	60…70	0,5
	Куры от 31 до 60 дней.	18…20	60…70	0,5
	Куры от 61 до 150 дней.	14…16	60…70	0,5
	Куры от 151 до 210 дней.	14…16	60…70	0,5
	Индейки от 1 до 20 дней	22…24	60…70	0,5
	Индейки от 21 до 120 дней	18…20	60…70	0,5
	Индейки от 121 до 180 дней	16…20	60…70	0,5
	Утки от 1 до 10 дней	20…22	65…75	0,5
	Утки от 11 до 30 дней	18…20	65…75	0,5
	Утки от 31 до 55 дней	14…18	65…75	0,5
	Гуси от 1 до 20	20…22	66…75	0,5
	Гуси от 21 до 65	18…20	66…75	0,5
	Гуси от 66 до 150	15…18	70…80	0,5

Таблица 26 – Выделение теплоты, влаги и углекислого газа птицей

Группы птиц	Масса, кг	Теплота, кДж/ч	Влага, г/ч	Углекислый газ, л/ч
Куры яичных пород	1,5…1,7	34,6	4,50	1,54
Куры мясных пород	3,0…3,5	29,6	3,75	1,44
Цыплята (5…9 недель)	0,55…1,4	40,4	3,30	1,74
Цыплята-бройлеры	1,4…2,2	44,4	3,75	1,85
Индейки	6…7	24,6	4,20	1,32
Утки	3,5	39,4	5,70	1,11
Гуси,	5…6	14,6	3,00	1,00

Таблица 27 – Выделение теплоты, влаги и углекислого газа животными

Группы животных	Масса, кг	Теплота, Вт	Влага, г/ч	Углекислый газ, л/ч
Коровы стельные, нетели	300 400	556 662	319 380	100 118
Коровы лактирующие	400 600	704 880	404 505	126 158
Волы откормочные	600 1000	1040 1480	599 846	187 264
Телята	100 200	309 463	117 265	55 89
Свиньи взрослые	100 300	274 464	153 267	47 83
Откормочный молодняк	60 120	186 264	107 151	33 47
Овцы холостые	50	87	69	22
Овцы суягные	50	102	79	25
Овцы подсоски	50	102	87	28

Таблица 28 – Оптимальные условия для содержания животных и птицы

Фермы		Температура, ^{0}С	Относительная влажность, %	Кратность воздухообна, $К_р$
Фермы КРС	Коровы лактирующие	12…15	70	3 … 5
	Откормочное отд.	8…10	70	2 … 4
Свинофермы	Свиноматки	13…19	75	4 … 6
	Откормочное отд.	14…20	75	3 … 5
Птицефермы	Куры несушки	12…16	60…70	10 … 12
	Куры бройлеры	14…18	60…70	7 … 9
	Гуси	10…15	70…80	6 … 8
	Утки	7…10	70…80	6 … 8
	Молодняк птицы	18…22	65…70	10 … 12

Таблица 29 – Комфортные условия и кратность воздухообмена в объектах обитания человека

Объект обитания	Температура, ^{0}С	Относительная влажность, %	Кратность воздухообмена на 1 чел.
Жилые комнаты	20…22	60 … 70	3…5
Офисы	19…21	50 … 60	4…6
Учебные аудитории	18…21	50 … 60	3…6
Клубные помещения	19…21	50 … 60	8…10
Спальные помещения	20…22	50 … 60	2…4
Столовые, магазины	18…20	65 … 75	8…12
Душевые, бани	25…28	75 … 85	5…10
Туалеты (бытовые)	21…23	65 … 75	10…15
Курительные комнаты	17…19	55 …65	8…12
Мастерские	19... 21	65 ...70	6 ...8
Гаражи	18…20	65 … 75	6…10
Пассажирские вагоны	19…21	50 … 60	3…6
Салоны автобусов	18…20	50 … 60	4…8
Салоны легковых автомобилей	19 ...21	50 ...60	5 ...10
Салоны воздушных судов	19…21	50 … 60	5…10
Кабины автомобилей, комбайнов	18…20	60 … 70	3…5

Диаграмма 1– Зависимость ε_{CO_2} = f(T, $l \cdot p_{CO_2}$)

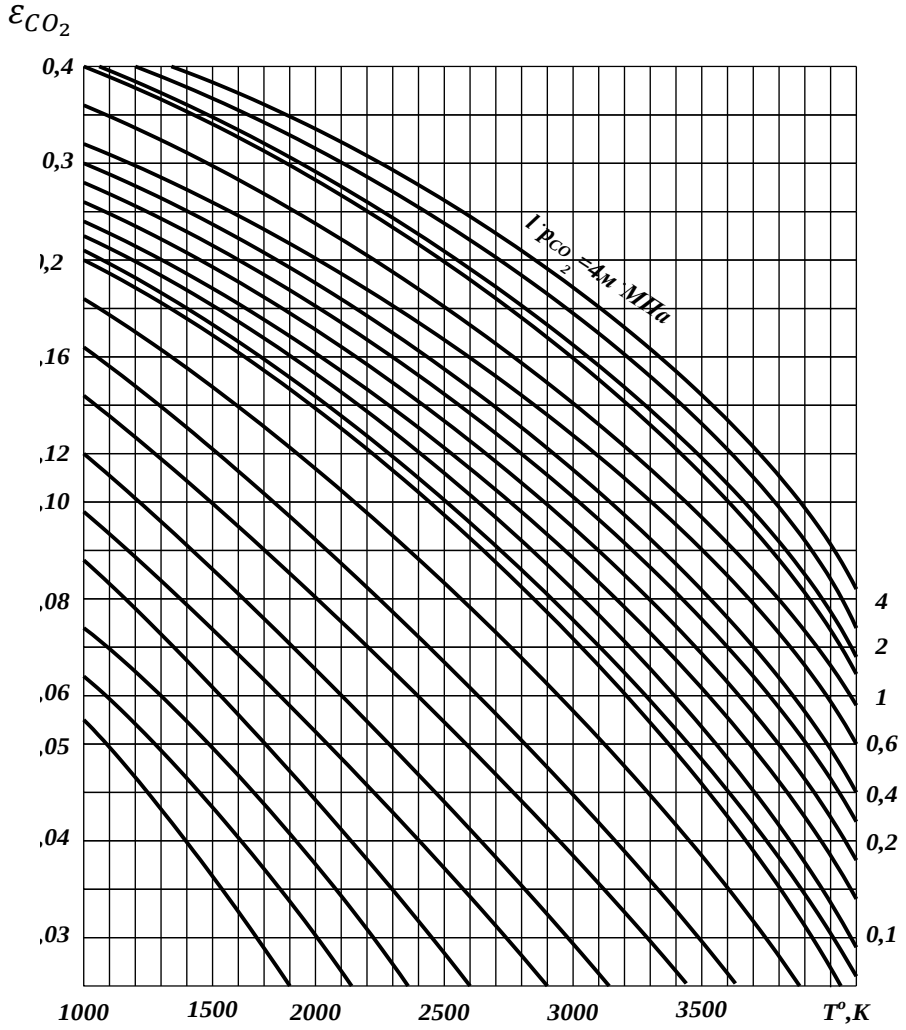


Диаграмма 2 – Зависимость ε_{H_2O} = f(T, $l \cdot p_{H_2O}$)

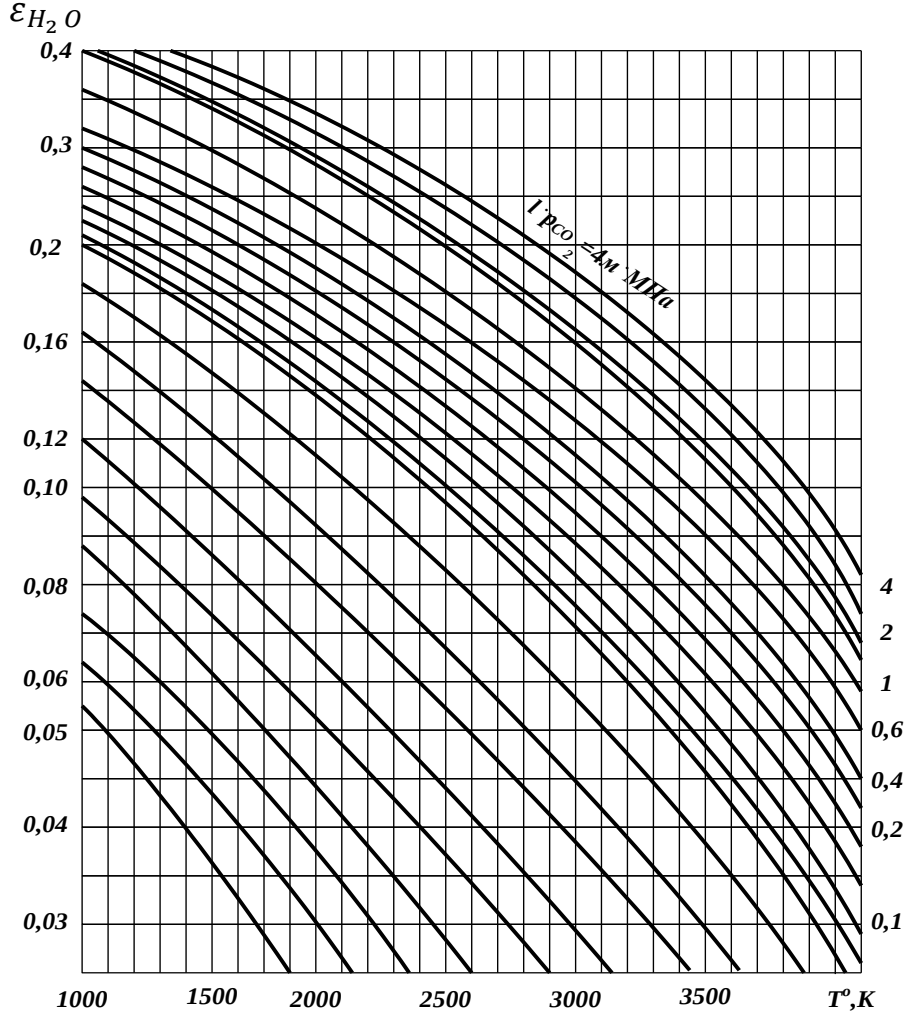


Диаграмма 3 – i d – диаграмма влажного воздуха

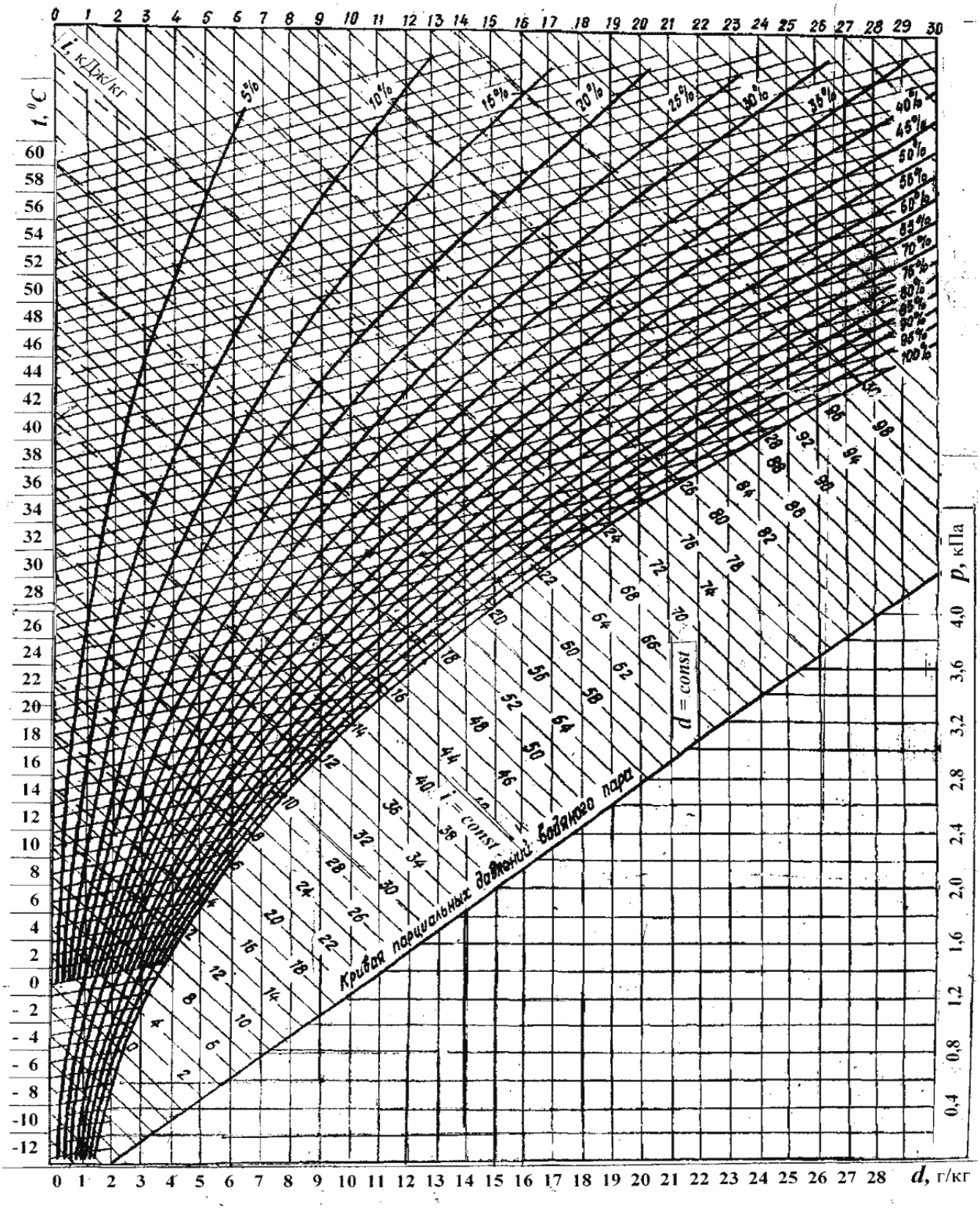


Диаграмма 4 – *ln p i* диаграмма хладагента *R* 22

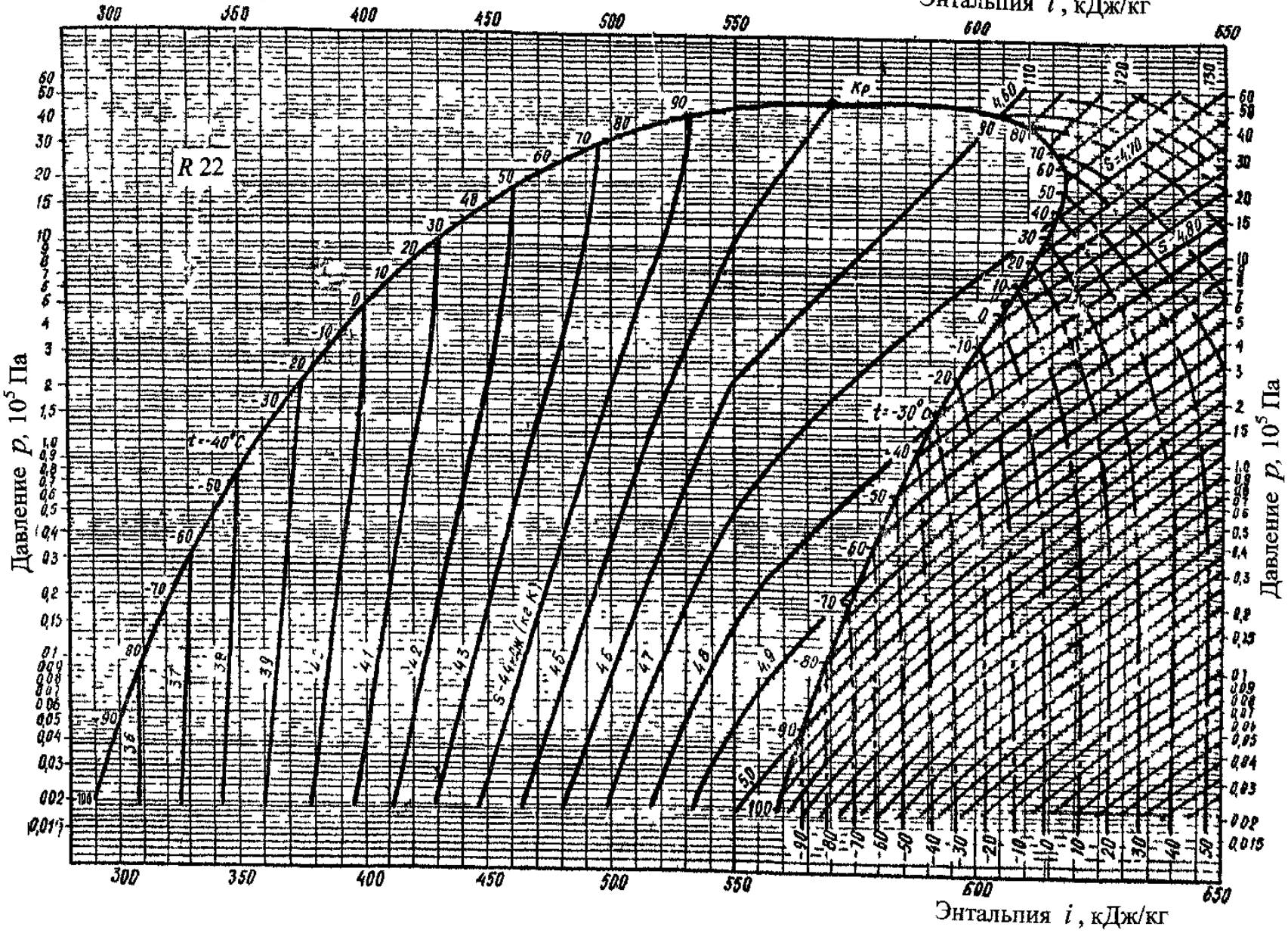


Диаграмма 5 – Аэродинамическая характеристика радиального вентилятора

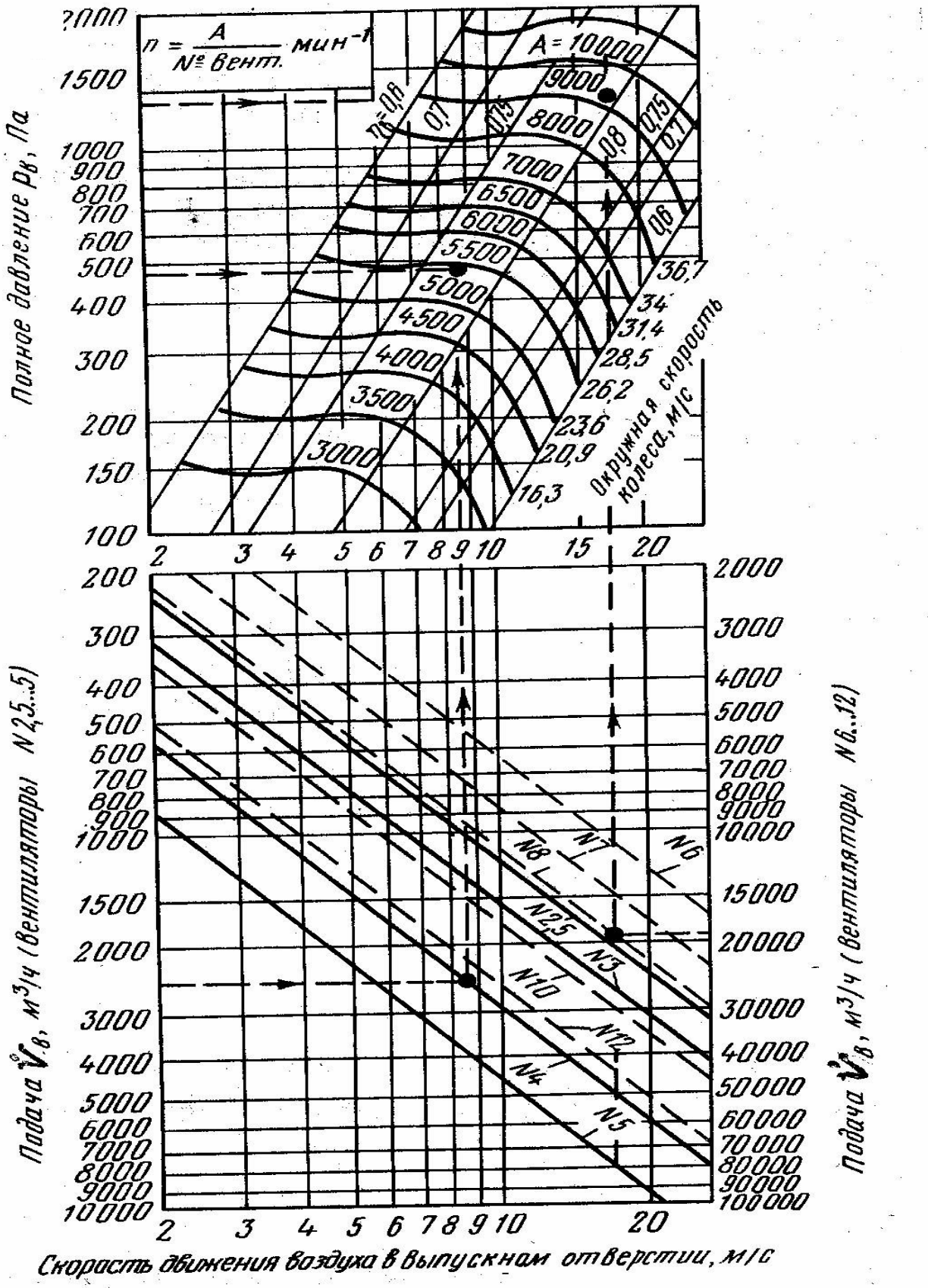
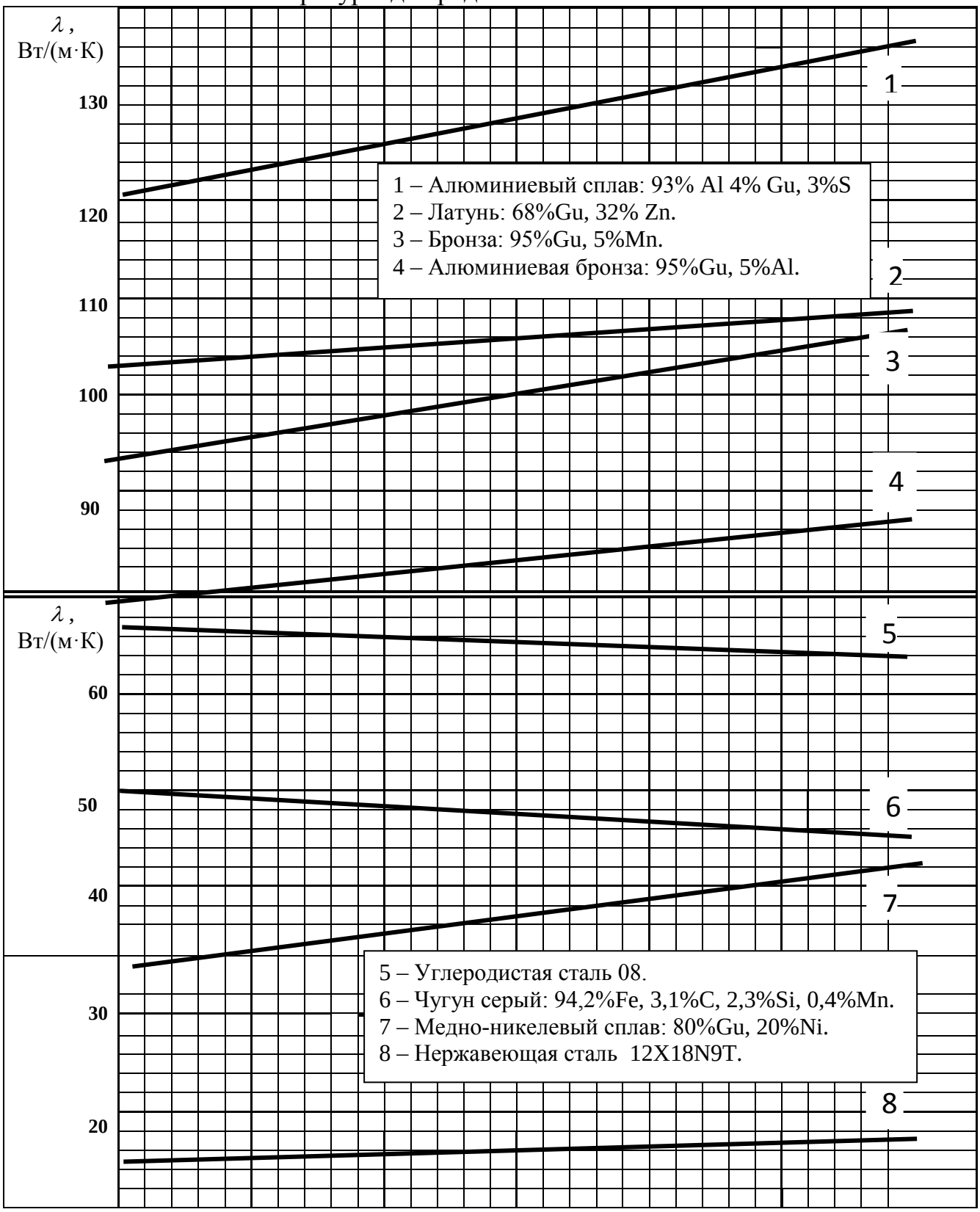



Диаграмма 6 – Зависимость коэффициента теплопроводности
от температуры для ряда металлов