

627.03(075)
А 76

Высшее образование

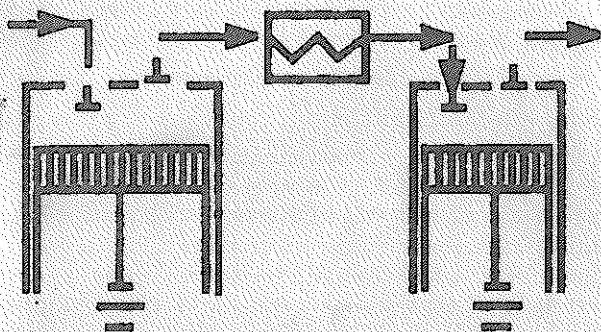
1-НУСЖА

А.Ф. Анальков

TD TU
TALABALAR
QIROATXONASI

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебное пособие



TASNIPLANDI

1551700

TD TU ASOSIY
LUG'U (ROSTOVSKAYA)

РОСТОВ-на-ДОНУ

ФЕНИКС

2008

УДК 621.1(075.8)

ББК 31.3я73

КТК 231

А76

Допущено Министерством сельского хозяйства Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 190207 — «Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды».

Рецензенты:

Луконин В.А. — к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Теоретические основы теплотехники» ЮРГТУ (НПИ),

Авилова А.В. — доцент кафедры «Машины и оборудование природообустройства», НГМА.

Апальков А.Ф.

А76 **Теплотехника : учебное пособие для студентов очной и заочной форм обучения / А.Ф. Апальков. — Ростов н/Д : Феникс, 2008. — 186, [1] с. — (Высшее образование).**

ISBN 978-5-222-13972-1

В учебном пособии изложены основы технической термодинамики и теплопередачи. В каждой главе приведена теория и общие сведения о процессах, имеющих практическое применение в технике и промышленной технологии, приведены примеры решения задач.

При изложении материала учтены требования государственного образовательного стандарта по специальностям «Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды» и «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования». Учебное пособие предназначено для студентов других вузов нетеплотехнического профиля, как заочного, так и очного обучения, а также для студентов технических колледжей.

УДК 621.1(075.8)

ББК 31.3я73

ISBN 978-5-222-13972-1

© Апальков А.Ф., 2008

© Оформление, ООО «Феникс», 2008

Предисловие

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов специальности 190207 — «Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды» очного и заочного обучения и специальности 190603 — «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (водное хозяйство)».

Дисциплина «Теплотехника» изучается во всех вузах нашей страны, которые готовят инженеров многих специальностей. Данное учебное пособие написано в соответствии с программой курса подготовки инженеров по специальностям 190207 и 190603.

В современном сельскохозяйственном производстве тепловые машины играют важную роль, поэтому будущему инженеру по эксплуатации машин и оборудования необходимо знать сущность физических процессов, происходящих в тепловых машинах. Энергетическое использование тепла основывается на термодинамических процессах, преобразующих теплоту в механическую энергию. Поэтому автор уделил внимание технической термодинамике и теории теплопередачи. В учебном пособии дано теоретическое обоснование программным вопросам, приведены примеры решения задач и контрольные вопросы для самопроверки. Указана основная и дополнительная литература. При изложении материала используется Международная система измерения величин. В приложении приведены необходимые таблицы, справочные данные, которые могут быть использованы не только студентами, но и инженерно-техническими работниками в их практической деятельности.

Автор признателен сотрудникам кафедры «Теоретические основы теплотехники» ЮРГТУ, возглавляемой доцентом В.А. Лукониным, за консультации и указанные замечания во время рецензирования учебного пособия, которые были направлены на совершенствование теоретического содержания учебного пособия.

Замечания и пожелания просьба направлять по адресу: 346409, Ростовская область, г. Новочеркасск, ул. Пушкинская, 111, НГМА, кафедра «Сервис транспортных и технологических машин».

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

Общие сведения

1. Краткие теоретические сведения об основных параметрах и связь между ними

В тепловых машинах происходят процессы преобразования тепловой энергии в механическую. Как правило, эти процессы осуществляются благодаря рабочему телу, роль которого играют газы и различные газообразные продукты, образующиеся после сгорания различных видов топлива. В результате сгорания топлива происходит химическое их превращение в газообразное состояние, что способствует их нагреванию с последующим расширением. В итоге это приводит к получению работы. Теоретическое изучение газообразных тел показывает, что в природе нет идеальных газов, то есть таких газов, у которых отсутствуют силы сцепления между молекулами.

Газы характеризуются в рабочем состоянии величинами, которые носят название основные параметры. Этими параметрами являются: температура, давление и удельный объем [9].

Под температурой понимают физическую величину, характеризующую степень нагретости тела. Применяют две температурные шкалы: термодинамическую T в градусах Кельвина ($^{\circ}\text{K}$) и международную практическую t в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Соотношение между T и t определяется следующими соотношениями по значениям тройной точки воды [9]:

$$T = t^{\circ}\text{C} + 273,15. \quad (1.1)$$

Тройная точка воды — это такое состояние, при котором твердая, жидкая и газообразная фазы находятся в равновесии. Зная это соотношение, легко получить значение температуры по шкале Цельсия.

$$t = T - 273,15. \quad (1.2)$$

За единицу давления принимается Паскаль (Па). Данная единица очень мала. Поэтому чаще применяют кПа (килопаскаль), МПа (мегапаскаль), а также внесистемные единицы измерения — техническая атмосфера и миллиметры ртутного столба (мм.рт.ст). Так, например, $P_{II} = 760 \text{ мм. рт. ст} = 101325 \text{ Па} = 101,325 \text{ кПа} = 0,1 \text{ МПа} \approx 1 \text{ кг/см}^2$.

В теплотехнических расчетах используется абсолютное давление (P_a), которое связано определенной зависимостью с барометрическим давлением (B), манометрическим (P_M) и вакуумметрическим (P_B) [9]:

$$P_a = P_M + B, \quad (1.3)$$

$$P_a = B - P_B. \quad (1.4)$$

Основные параметры состояния газа связаны между собой уравнением:

$$Pv = RT, \quad (1.5)$$

где R — удельная газовая постоянная, которая выражается в Дж/(кг·К).

Уравнение (1.5) представляет собой уравнение Клайперона, открытое в 1834 году. Умножив левую и правую части уравнения (1.5) на μ , получим уравнение Менделеева—Клайперона:

$$P \cdot \mu \cdot v = \mu \cdot R \cdot T, \quad (1.6)$$

где μ — молекулярная масса вещества.

Значение произведения μR называют универсальной газовой постоянной. Ее общее выражение определяется из формулы (1.6).

$$\mu \cdot R = \frac{P_n \cdot \mu \cdot v_n}{T_n}, \quad (1.7)$$

Ее численное значение можно определить при нормальных физических условиях из уравнения (1.7):

$$\mu \cdot R = \frac{101325 \cdot 22,4136}{273,15} = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

где $\nu_{\text{н}} = 22,4136 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ — молярный объем идеального газа при нормальных физических условиях.

Удельную газовую постоянную, отнесенную к 1 кг любого газа, определяем из данного уравнения:

$$R = \frac{8314}{\mu} [\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})], \quad (1.8)$$

где μ — молекулярная масса вещества.

Удельная газовая постоянная — это работа, затраченная на нагревание 1 кг вещества на 1 К при постоянном давлении.

Контрольные вопросы

- 1.1. *Параметры состояния рабочего тела. Связь между ними. Размерность.*
- 1.2. *Давление. Способы измерения. Единицы измерения. Абсолютное давление.*
- 1.3. *Термодинамическая температура. Что понимается под абсолютным нулем? Связь между температурной шкалой Кельвина и Цельсия.*
- 1.4. *Уравнение состояния для 1 кг и произвольной массы газа. Размерность и характеристика величин, входящих в уравнение.*
- 1.5. *Удельная и универсальные газовые постоянные. Связь между ними.*

Основная литература

1. *Нащекин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. *Арнольд Л.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. *Апальков А.Ф.* Лабораторный практикум по теплотехнике. — Новочеркасск: НГМА, 1997.
2. *Ларионов Н.Н.* Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1981.

Задачи

Пример 1.1. Найти абсолютное давление пара в котле, если манометрическое давление $P_m = 0,15$ МПа, а атмосферное по ртутному барометру составляет $B = 670$ мм. рт. ст. при $t = 25$ °С.

Решение.

1. Абсолютное давление можно определить по формуле (1.3).

$$P_{\text{абс}} = P_m + B.$$

Показание барометра необходимо привести к 0 °С, так как он ртутный.

$$B_0 = B(1 - 0,000172 \cdot t) = 89325(1 - 0,000172 \cdot 25) = 85484 \text{ Па} = 0,085 \text{ МПа}.$$

2. Абсолютное давление будет равно:

$$P_{\text{абс}} = 0,15 + 0,085 = 0,385 \text{ МПа}.$$

Ответ: 0,385 МПа.

Пример 1.2. Определить удельный объем при $t = 80$ °С и давлении = 0,3 МПа. Газ O_2 .

Решение.

Согласно уравнению (1.5):

$$v = \frac{R \cdot T}{P} = \frac{259 \cdot 353}{0,3 \cdot 10^6} = 0,3 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Ответ: 0,3 м³/кг.

Пример 1.3. Найти массу кислорода, если известны: объем = 6 м³, давление = 0,8 МПа, а температура = 120 °С.

Решение.

Воспользуемся характеристическим уравнением для массы газа:

$$Pv = MRT,$$

$$\text{откуда } M = \frac{P \cdot v}{R \cdot T} = \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 6}{259 \cdot 393} = 47 \text{ кг}.$$

Ответ: 47 кг.

2. Первый закон термодинамики

2.1. Внутренняя энергия

Известно, что молекулы газа в процессе хаотического движения обладают кинетической энергией и потенциальной энергией взаимодействия. Поэтому под внутренней энергией (u) понимается вся энергия, заключенная в теле или системе тел. Внутреннюю кинетическую энергию можно представить в виде кинетической энергии поступательного движения, вращательного и колебательного движения частиц. Внутренняя энергия является функцией состояния рабочего тела. Ее можно представить в виде функции двух независимых параметров:

$$u = f(p, v); \quad u = f(p, T); \quad u = f(v, T).$$

В термодинамических процессах изменение внутренней энергии не зависит от характера процесса и определяется начальным и конечным состоянием тела [4]:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = f(p_2, v_2, T_2) - f(p_1, v_1, T_1), \quad (2.1)$$

где u_2 — значение внутренней энергии в конце процесса;

u_1 — значение внутренней энергии в начальном состоянии.

В круговых процессах $\Delta u = 0$, а также при $T = \text{const}$.

Джоуль в своих исследованиях в области идеальных газов, в которых отсутствуют силы сцепления между молекулами, сделал вывод, что внутренняя энергия зависит только от температуры: $u = f(T)$.

В практических расчетах определяется не абсолютное значение внутренней энергии, а ее изменение. Например, для произвольных

процессов (1-2), (3-4), (5-6) между двумя источниками тепла с температурами T_1 и T_2 можно записать:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = u_4 - u_3 = u_6 - u_5 = f(T_2) - f(T_1) \quad (2.2)$$

При этом величина Δu не зависит от перехода характера процесса, а определяется начальным и конечным состоянием. Удельная внутренняя энергия измеряется в кДж/кг, а полная в кДж.

2.2. Основные понятия о работе газа

Примером определения величины работы расширения и сжатия может служить движение поршня в цилиндре. Рассмотрим пример (рис. 2.1). При повышении давления газ, находящийся в цилиндре, стремится расшириться, то есть увеличить занимаемый им объем. На поршень действует внешняя сила (G).

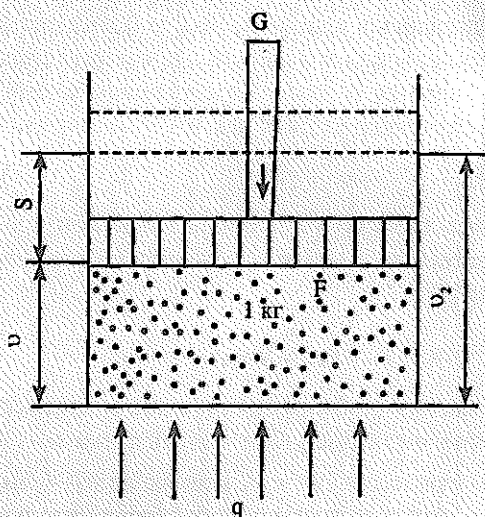


Рис. 2.1. Сжатие газа в цилиндре

При подводе теплоты (q) поршень переместится в верхнее положение на какое-то расстояние (S). При этом газ совершил работу расширения. Если принять давление на поршень (P), а площадь поперечного сечения поршня

(F), то совершаемая газом работа $\Delta l = P \cdot F \cdot S$. Учитывая, что ($F \cdot S$) есть изменение объема ($\Delta v = v_2 - v_1$), который занимает газ, можно записать $\Delta l = P \Delta v$, следовательно, в дифференциальной форме:

$$d\ell = \int_{v_1}^{v_2} P dv. \quad (2.3)$$

Удельная работа расширения 1 кг газа после конечного изменения объема определяется:

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} P dv. \quad (2.4)$$

Анализируя формулы (2.3) и (2.4), можно сделать определение, что изменение (dl) и (dv) всегда имеют одинаковые знаки, то есть если ($dv > 0$), имеет место работа расширения против внешних сил, и она в этом случае положительная, при сжатии газа ($dv < 0$) работа совершается над газом внешними силами, поэтому она отрицательная. Работу изменения объема газа легко изобразить в системе координат P, v .

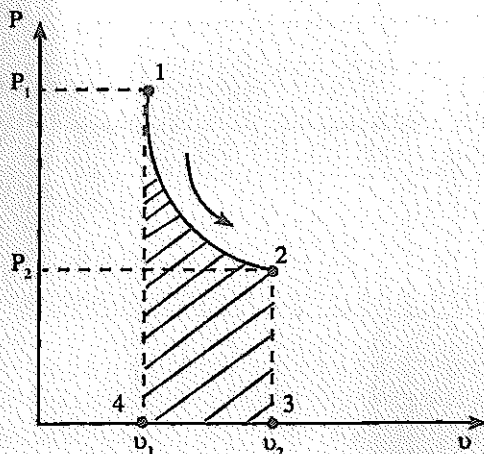


Рис. 2.2. Изображение процесса расширения в диаграмме P, v :
1-2 — удельная работа расширения, совершаемая системой
над окружающей средой

На диаграмме это заштрихованная площадь над кривой процесса 1-2 (пл. 1-2-3-4), которая выражает величину совершенной работы. Интеграл (2.4) решается просто, когда известна функциональная зависимость между параметрами P и v , то есть $f(P, v) = 0$ для одного кг. Если объем системы от взаимодействия с внешней средой изменяется от начального объема V_1 до конечного V_2 , тогда работу можно определить по следующему выражению:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} P dv, L = P(V_2 - V_1). \quad (2.5)$$

Таким образом, механическое взаимодействие между термодинамической системой и окружающей средой зависит от двух параметров состояния — давления и объема.

Итак, величина работы (dl) зависит от изменения объема (dv), поэтому в качестве рабочих тел, предназначенных для преобразования тепловой энергии в механическую, необходимо выбирать такие, которые способны значительно расширять свой объем. В двигателях внутреннего сгорания имеют место газообразные продукты сгорания различных видов топлива. В теплосиловой установке в качестве рабочего тела применяют пары воды.

В системе СИ работа измеряется в джоулях (Дж) с соответствующими приставками: кДж (килоджоуль = 10^3 Дж), МДж (мегаджоуль = 10^6 Дж), ГДж (гигаджоуль = 10^9 Дж).

2.3. Определение понятия теплоты

По своей сущности в термодинамических процессах теплота и работа имеют немаловажное значение. Теплота имеет свои определенные формы передачи энергии. Она может передаваться на расстоянии (излучением) и непосредственным соприкосновением между телами, например, теплопроводностью и конвективным теплообменом. Необходимым условием передачи теплоты является разность температур между телами. Теплоту (q) по общему определению называют удельной теплотой (кДж/кг), а (Q) полной теплотой (кДж). Можно говорить, что

теплота — это энергия, которая передается от одного тела к другому при их непосредственном взаимодействии, которая зависит от температуры этих тел. В технической термодинамике принято считать: если $dq > 0$, то теплота в процессе считается положительной, а если $dq < 0$ — отрицательной, то есть имеет место отвод теплоты. Теплота и работа эквивалентны друг другу согласно закону пропорциональности ($Q=L$). Но это не значит, что подведенная в процессе теплота полностью превращается в работу, так как при переходе теплоты в работу имеют место различные превращения, связанные с изменением энергии.

2.4. Аналитическое выражение первого закона термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем общего закона сохранения и превращения энергии, который устанавливает эквивалентность между теплотой и механической работой в тепловых процессах. Согласно закону сохранения и превращения энергии, открытому М.В. Ломоносовым, установлена взаимосвязь между количеством подведенного к рабочему телу тепла или отведенного от него. В результате подвода теплоты тело нагревается ($dT > 0$) и увеличивается его объем (dv). Поэтому увеличение объема связано с наличием внешней работы [14].

$$dQ = dU + dL;$$

или

$$Q = \Delta U + L, \quad (2.6)$$

где Q — общее количество тепла, подведенного к системе;

ΔU — изменение внутренней энергии системы;

L — работа, направленная на изменение объема термодинамической системы.

То есть теплота, сообщаемая термодинамической системе, идет на увеличение внутренней энергии и на совершение внешней работы. Уравнение (2.6) является математическим выражением первого закона термодинамики.

В зависимости от характера процесса каждый из членов, входящих в уравнение (2.6), может иметь различные значения. При условии $dQ > 0$ — имеет место подвод теплоты, $dU > 0$ — увеличение внутренней энергии, $dL > 0$ — совершается газом работа расширения; при условии $dQ < 0$ — происходит отвод тепла от газа, $dU < 0$ — уменьшение внутренней энергии газа, $dL < 0$ — совершается работа внешней средой над газом при его сжатии; $dQ = 0$ — имеет место отсутствие теплообмена между газом и внешней средой; $dU = 0$ — внутренняя энергия не изменяется в данном процессе; $dL = 0$ — работа не совершается ни газом, ни внешней средой.

Контрольные вопросы

- 2.1. Внутренняя энергия как функция состояния рабочего тела.
- 2.2. Определение первого закона термодинамики. Математическое выражение первого закона термодинамики.
- 2.3. Дайте определение теплоты.
- 2.4. Единицы измерения теплоты.
- 2.4. Принцип эквивалентности и работы.

Основная литература

1. Нацекин В.В. Техническая термодинамика и теплоотдача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд А.В. и др. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. Егорушкин В.Е. Основы теплотехники и теплоснабжение сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.
2. Ларионов Н.Н. Общая теплотехника — М.: Стройиздат, 1976.

Задачи

Пример 2.1. В котельной электростанции за 24 часа работы сожжены 60 т каменного угля, теплота сгорания которого 29000 кДж/кг. Определить среднюю мощность станции, если в электрическую энергию превращено 20% теплоты, полученной в результате сгорания каменного угля.

Решение.

1. Определим количество теплоты, превращенной в электрическую энергию за 24 часа работы: $Q = 60 \cdot 1000 \cdot 29000 \cdot 0,2$ кДж.

2. Определим эквивалентную ему электрическую энергию или работу:

$$L = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 24000 \cdot 0,2}{3600} = 96660 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

3. Средняя электрическая мощность станции составит:

$$N = \frac{96660}{24} = 4027 \text{ кВт}.$$

Ответ: 4027 кВт.

3. Теплоемкость

3.1. Понятие о теплоемкости

Для того чтобы повысить температуру любого вещества, необходимо подвести определенное количество теплоты. Запишем общее выражение истинной теплоемкости:

$$C = \frac{dq}{dt}, \quad (3.1)$$

где dq — элементарное количество теплоты;

dt — соответствующее изменение температуры вещества в данном процессе.

Выражение (3.1) называют удельной теплоемкостью, которая показывает, какое количество теплоты необходимо подвести к единице количества вещества для нагревания его на 1°K (1°C).

Различают массовую теплоемкость (C), отнесенную к 1 кг вещества, объемную (C'), отнесенную к 1 м^3 вещества и киломолярную μc , отнесенную к 1 киломолю. В системе СИ удельная массовая теплоемкость измеряется в $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, киломолярная — в $\text{Дж}/(\text{кмоль}\cdot\text{K})$, объемная — в $\text{Дж}/(\text{м}^3\cdot\text{K})$. Отсюда можно дать определения теплоемкостям, которые имеют большое практическое значение в теплотехнических расчетах.

Удельная теплоемкость — это отношение теплоемкости рабочего тела к его массе.

$$c = \frac{C}{M} = \frac{dq}{dt}. \quad (3.2)$$

Объемная теплоемкость представляет собой отношение теплоемкости рабочего тела к объему рабочего тела при нормальных физических условиях ($P=760$ мм, $t=0$ °C):

$$C' = \frac{C}{V_0} = C \cdot \rho_0, \quad (3.3)$$

где C — объемная теплоемкость;

V_0 — объем рабочего тела при нормальных физических условиях;

ρ_0 — плотность рабочего тела при переменных физических условиях.

Мольная (киломольная) теплоемкость μC — это отношение мольной теплоемкости к одному киломолю.

$$C = \frac{\mu C}{\mu}. \quad (3.4)$$

Зависимость между удельными теплоемкостями устанавливается очевидными соотношениями:

$$C' = C \cdot \rho_0, \quad (3.5)$$

где ρ_0 — плотность газа при нормальных физических условиях.

В теплотехнике большое распространение имеют процессы нагревания или охлаждения, протекающие при постоянном давлении ($P=\text{const}$) и постоянном объеме ($v=\text{const}$).

Процессы с подводом теплоты при постоянном давлении называются изобарными, а с подводом теплоты при постоянном объеме — изохорными. При теплотехнических расчетах, в зависимости от процессов, и теплоемкости получают соответствующее название:

C_v — изохорная теплоемкость, C_p — изобарная теплоемкость.

Теплоемкость при изобарном процессе ($P = \text{const}$):

$$C_p = \frac{dq_p}{dt}, \quad (3.6)$$

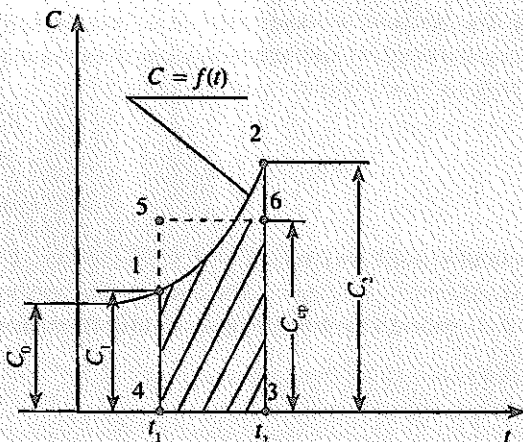


Рис. 3.1. График зависимости $C = f(t)$

то есть отношение количества теплоты, выделенной в процессе при постоянном давлении, к изменению температуры dt . Теплоемкость при изохорном процессе:

$$C_v = \frac{dq_v}{dt}, \quad (3.7)$$

равная количеству теплоты, подведенному в процессе к рабочему телу при постоянном объеме, и изменению температуры тела dt .

Немаловажное значение имеет уравнение Майера, которое показывает связь между изобарной и изохорной теплоемкостями:

$$C_p - C_v = R, \quad (3.8)$$

Если анализировать уравнение первого закона термодинамики (2.7), то можно заметить, что в процессах при $v = \text{const}$ работа не совершается, а полностью расходуется на изменение внутренней энергии ($dq = du$), в то время как при изобарном подводе теплоты имеет место увеличение внутренней энергии и совершение работы против внешних сил. Поэтому изобарная теплоемкость (C_p) всегда больше изохорной (C_v) на величину газовой постоянной (R).

Теплоемкость реального газа зависит от температуры. Поэтому в теплотехнических расчетах определяется средняя теплоемкость в интервале температур в процессе нагревания от t_1 до t_2 :

$$C_{cp}|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1}, \quad (3.9)$$

то есть это отношение количества теплоты, сообщаемой газу, к разности температур.

Истинная теплоемкость при данной температуре имеет аналитическое выражение

$$C = \frac{dq}{dt}. \quad (3.10)$$

Таким образом, теплоемкость зависит от температуры $C=f(t)$ и эту зависимость можно изобразить на диаграмме (C, t) .

Для определения количества подведенного тепла в пределах от t_1 до t_2 можно использовать формулу (3.10), из которой запишем:

$$dq = c dt, \text{ или } q = \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (3.11)$$

Выражение данного интеграла отражает под кривой процесса (1-2) количество теплоты для нагревания рабочего тела (1 кг вещества) от t_1 до t_2 . Если заменим площадь (1-2-3-4) равновеликим прямоугольником (3-4-5-6), то получим ординату, равную $(C_{cp}|_{t_1}^{t_2})$. Тогда количество

теплоты в данном процессе можно определить:

$$q = C_{cp}|_{t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1). \quad (3.12)$$

Для нагревания 1 кг рабочего тела от 0 до t_1 потребуется количества тепла

$q_1 = C_{cp1} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1$, а от 0 до $t_2 - q_2 = C_{cp2} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2$, значит

$$q = q_2 - q_1 = C_{cp2} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - C_{cp1} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1 = C_{cp} \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1).$$

Учитывая вышеизложенное, средняя теплоемкость в интервале температур определяется по выражению:

$$C_{cp} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{C_{cp2} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - C_{cp1} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}. \quad (3.13)$$

Эта формула справедлива и для других видов теплоемкости. Значения теплоемкостей для газов в зависимости от температуры можно найти в таблице приложения.

3.2. Энтальпия. Краткие сведения

В технической термодинамике энтальпия играет важную роль. Слово «энтальпия» произошло от греч. *en*thalpō — нагреваю. Полная энтальпия обозначается буквой H , а удельная энтальпия — это отношение полной энтальпии к массе газа. Энтальпия измеряется в джоулях (Дж), а удельная энтальпия $h = \frac{H}{M}$ (Дж/кг). Энтальпия [9] является

функцией состояния, так как характеризуется суммой внутренней энергии (U) и произведением давления системы на объем (PV), то есть

$$H = U + PV \quad (3.14)$$

$$h = u + Pv \quad (3.15)$$

Она может быть представлена в виде функции:

$$h = f(P, v); h = f(v, T); h = f(P, T).$$

Изменение энтальпии не зависит от характера процесса, а определяется только начальным и конечным состоянием рабочего тела. Эн-

тальпию иногда называют тепловой функцией. В практических расчетах изменение энтальпии определяется по формуле:

$$h_2 - h_1 = \int_{t_1}^{t_2} C_p dt. \quad (3.16)$$

Для реального газа

$$h_2 - h_1 = C_{cp2} \cdot (t_2 - 0) - C_{cp1} \cdot (t_1 - 0), \quad (3.17)$$

где C_{cp1} и C_{cp2} — соответственно средние теплоемкости газа в интервалах температур от 0 до t_1 и от 0 до t_2 , значения которых приведены в таблицах для теплоемкостей.

Контрольные вопросы

- 3.1. Что такое теплоемкость? Виды теплоемкости.
- 3.2. Понятие о средней и истинной теплоемкости. Формулы для определения количества теплоты.
- 3.3. Изобарная и изохорная теплоемкости. Связь между ними. Почему изобарная теплоемкость больше изохорной?
- 3.4. Энтальпия. Физический смысл. Формулы для определения изменения энтальпии.

Литература основная

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд А.В. и другие. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. Хазен М.М. Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.
2. Лариков Н.Н. Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1981.

Задачи

Пример 3.1. Найти среднюю теплоемкость C_{cp} для воздуха при постоянном давлении в пределах температур $t_1 = 100^\circ\text{C}$, $t_2 = 800^\circ\text{C}$, считая зависимость теплоемкости от температуры нелинейной.

Решение.

1. На основании уравнения (3.13) запишем:

$$C_{cp} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{C_{cp2} \cdot t_2 - C_{cp1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}.$$

Из таблицы в приложении для теплоемкости воздуха найдем значение теплоемкостей в заданных интервалах.

$$C_{cp2} \Big|_0^{800} = 1,0710 \text{ кДж/(кгК)};$$

$$C_{cp1} \Big|_0^{100} = 1,0061 \text{ кДж/(кгК)}.$$

Тогда окончательно получим:

$$C_{cp} \Big|_{100}^{800} = \frac{1,0710 \cdot 800 - 1,0061 \cdot 100}{800 - 100} = 1,0811 \frac{\text{кДж}}{(\text{кгК})}.$$

Ответ: 1,0811 кДж/(кгК)

Пример 3.2. Найти объемную теплоемкость азота при постоянном объеме, считая $c = \text{const}$.

Решение.

Для двухатомных газов запишем значение мольной теплоемкости при $v = \text{const}$

$$\mu \cdot C_v = 20,93 \text{ кДж/(кмоль·К)};$$

Для любого двухатомного газа

$$C'_v = \frac{\mu C_v}{22,4} = \frac{20,93}{22,4} = 0,934 \frac{\text{кДж}}{(\text{м}^3\text{К})}.$$

В случае определения массовой теплоемкости нужно воспользоваться следующим выражением:

$$C_v = \frac{\mu_{c_v}}{\mu_{N_2}} = \frac{20,93}{28} = 0,7475 \frac{\text{кДж}}{(\text{м}^3\text{К})},$$

где μ_{N_2} — молярная масса азота.

Ответ: 0,7475 кДж/(м³К)

4. Газовые смеси. Закон Дальтона

4.1. Общие понятия и определения

Газовые смеси — это продукты полного сгорания топлива, в которые входят два и более компонента. В основном это смесь углеродов: метана, пропана, бутана, азота, кислорода и водяных паров. Для решения практических задач необходимо знать методику определения основных параметров компонентов, входящих в смесь газов. Газовая смесь является рабочим телом, поэтому характеристическое уравнение газов применимо и для смесей газов.

$$P_{\text{см}} V_{\text{см}} = M_{\text{см}} T_{\text{см}} R_{\text{см}}, \quad (4.1)$$

где $P_{\text{см}}$ — общее давление смеси;
 $V_{\text{см}}$ — объем смеси;
 $M_{\text{см}}$ — масса газовой смеси;
 $T_{\text{см}}$ — температура К;
 $R_{\text{см}}$ — газовая постоянная смеси.

Необходимо знать, что общее давление в системе газов состоит из отдельных давлений компонентов, которые называются парциальными. Согласно закону Дальтона давление, оказываемое смесью, равно сумме парциальных давлений отдельных газов, входящих в состав смеси, то есть [9]

$$P_{\text{см}} = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum_1^n P_i$$

$$P_{см} = \sum_i P_i, \quad (4.2)$$

где P_i — давление отдельных компонентов, входящих в смесь.

Следует отметить, что уравнение (4.1) предназначено для M килограммов смеси. Для одного килограмма смеси $Pv = RT$, а для одного киломоля смеси $PV_\mu = RT$. Здесь V_μ — объем одного киломоля, который можно определить по формуле

$$V_\mu = \nu\mu, \quad (4.3)$$

где μ — средняя молекулярная масса смеси, которую можно определить уравнением (4.5; 4.6).

Смесь может быть задана массовым составом (g), то есть массовыми долями:

$$g_1 = \frac{M_1}{M_{см}}, \quad g_2 = \frac{M_2}{M_{см}}, \quad g_3 = \frac{M_3}{M_{см}}. \quad (4.4)$$

Массовая доля — это отношение массы отдельного компонента (M_i) к массе смеси (M). Тогда

$$g_1 + g_2 + g_3 + \dots + g_n = \sum_1^n g_i = 1,0.$$

Сумма массовых долей, входящих в смесь, должна быть равна единице или (100%). Массовые доли выражены в процентах, например для воздуха $g_{N_2} = 79\%$, а $g_{O_2} = 21\%$.

Объемная доля (r) представляет собой отношение объема компонента (V_i) к полному объему смеси.

$$r_1 = \frac{V_1}{V} \text{ и т.д.}$$

Приведенные объемы иногда тоже называют парциальными объемами смеси. Следовательно

$$r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n = \sum_1^n r_i = 1,0.$$

Следовательно,

$$V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n = \sum_1^n V_i = V.$$

Для решения практических задач применяются следующие понятия и определения: кажущаяся молекулярная масса смеси, газовая постоянная. Кажущаяся масса смеси называется так потому, что для газовой смеси понятие киломоля и молекулярной массы условны. Ее можно определить по следующим формулам [12]:

для объемных долей:
$$\mu_{см} = \sum_1^n r_i \mu_i ; \quad (4.5)$$

для массовых долей:
$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{q_i}{\mu_i}} . \quad (4.6)$$

Газовую постоянную смеси определяют по формулам:

$$R_{см} = \sum_1^n q_i R_i ; \quad (4.7)$$

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{\sum_1^n r_i \mu_i} . \quad (4.8)$$

Иногда в теплотехнических расчетах необходимо выполнять пересчет из одного состава смеси в другой.

Если смесь задана массовыми долями, то объемный состав можно определить по формуле:

$$r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}} . \quad (4.9)$$

В случае пересчета в массовые доли:

$$q_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_1^n r_i \mu_i} \quad (4.10)$$

Парциальные давления, входящие в состав смеси, определяются следующим образом:

если известен массовый состав

$$P_i = g_i \frac{R_i}{R_{см}} P_{см}; \quad (4.11)$$

если известен объемный состав

$$P_i = \sum_1^n r_i P_{см}. \quad (4.12)$$

4.2. Теплоемкость газовых смесей

Если смесь задана массовыми долями, то ее массовая теплоемкость определяется следующим общим выражением:

$$C_{см} = c_1 g_1 + c_2 g_2 + \dots + c_n g_n = \sum_1^n c_i g_i \left[\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})} \right]. \quad (4.13)$$

Для процессов, протекающих при $v = \text{const}$ и $P = \text{const}$,

$$C_v = \sum_1^n g_i c_{v_i}; \quad C_p = \sum_1^n g_i c_{p_i}. \quad (4.14)$$

Если смесь задана объемными долями:

$$c'_{см} = c'_1 r_1 + c'_2 r_2 + \dots + c'_n r_n = \sum_1^n c'_i r_i \left[\frac{\text{Дж}}{(\text{м}^3 \text{К})} \right]. \quad (4.15)$$

Зная молярные теплоемкости составляющих смесь газов, можно определить киломолярную теплоемкость

$$\mu c_{см} = \sum_1^n \mu c_i r_i \left[\frac{\text{Дж}}{(\text{кмольК})} \right].$$

Контрольные вопросы

- 4.1. Дайте определение газовой смеси.
- 4.2. Способы задания смеси газов.
- 4.3. Что такое парциальное давление?
- 4.4. Как читается закон Дальтона?
- 4.5. Как определить парциальное давление?
- 4.6. Как определяется теплоемкость газовых смесей?

Основная литература

1. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
2. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Задачи

Пример 4.1. В резервуаре емкостью V находится газовая смесь при давлении P_1 и температуре t_1 , объемный состав которой r_{H_2} , r_{CO} , r_{CH_4} , r_{CO_2} , r_{N_2} . Определить кажущуюся молекулярную массу смеси, массовые доли газов, удельную газовую постоянную, массу газовой смеси, удельный объем и плотность смеси, парциальные давления газов.

Дано: $V = 210 \text{ м}^3$ $r_{H_2} = 0,500$ $r_{CO_2} = 0,100$
 $P_1 = 0,3 \text{ МПа}$ $r_{CO} = 0,180$ $r_{N_2} = 0,200$
 $t_1 = 0$ ($T_1 = 273\text{К}$) $r_{CH_4} = 0,020$

Решение.

Кажущаяся молекулярная масса:

$$\mu_{H_2} = 1 \cdot 2 = 2 \text{ а.е.м.};$$

$$\mu_{CO} = 12 + 16 = 28 \text{ а.е.м.};$$

$$\mu_{CH_4} = 12 + 4 = 16 \text{ а.е.м.};$$

$$\mu_{CO_2} = 12 + 2 \cdot 16 = 44 \text{ а.е.м.}; \quad \mu_{N_2} = 28 \text{ а.е.м.}$$

$$\mu_{CM} = 0,5 \cdot 2 + 0,18 \cdot 21 + 0,02 \cdot 16 + 0,1 \cdot 44 + 0,2 \cdot 28 = 16,36 \text{ а.е.м.}$$

Массовые доли газов определяем по формуле $g_i = \frac{\mu_i \cdot r_i}{\mu_{CM}}$:

$$g_{H_2} = \frac{0,5 \cdot 2}{16,36} = 0,061 = 6,1\%$$

$$g_{CO} = \frac{0,18 \cdot 28}{16,36} = 0,308 = 30,8\%$$

$$g_{CH_4} = \frac{0,32}{16,36} = 0,02 = 2\%$$

$$g_{CO_2} = \frac{4,4}{16,36} = 0,269 = 26,9\%$$

$$g_{N_2} = \frac{5,6}{16,36} = 0,342 = 34,2\%$$

Удельная газовая постоянная:

$$R = \frac{8314}{\mu_{CM}} = \frac{8314}{16,36} = 508,2 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

Масса газовой смеси определяется из уравнения состояния:

$$P_1 V_1 = MRT_1; \quad M = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 210}{508,2 \cdot 273} = 454 \text{ кг.}$$

Удельный объем и плотность газовой смеси:

$$v_1 = \frac{V_1}{M} = \frac{210}{454} = 0,462 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = 2,16 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Парциальные давления газов вычисляем по формуле Дальтона:

$$P = P_1 \cdot r_1 \text{ и т.д.}$$

$$P_{H_2} = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15 \text{ МПа}$$

$$P_{CO} = 0,3 \cdot 0,18 = 0,054 \text{ МПа}$$

$$P_{N_2} = 0,3 \cdot 0,2 = 0,06 \text{ МПа}$$

$$P_{CO_2} = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ МПа.}$$

Согласно закону Дальтона, $P_0 = \sum_1^n P_i = 0,3 \text{ МПа.}$

Ответ: 0,3 МПа

5. Второй закон термодинамики

5.1. Понятие об энтропии

Название энтропии происходит от греческого слова «энтропос», что значит превращение. Обозначается энтропия буквой (S). Причем энтропия измеряется в джоулях на градус (Дж/К), а удельная энтропия — в Дж/(кг·К). В технической термодинамике она является функцией, которая характеризует состояние рабочего тела. Следовательно, она является функцией состояния. В дифференциальной форме [7]

$$dS = \frac{dq}{T}, \quad (5.1)$$

где dq/T — полный дифференциал некоторой функции состояния.

Эта формула применима для определения изменения энтропии как для идеальных газов, так и для реальных. Как и другая функция, она может быть представлена в зависимости от параметров:

$$S = f(P, v); S = f(P, T); S = f(T).$$

Уравнения (5.1) можно представить

$$S = \int \frac{dq}{T} + S_0,$$

где S_0 — константа интегрирования.

Вычисление удельной энтропии производят от условно принятого состояния, в котором $S_0 = 0$, принято считать, что при $T=0^\circ\text{K}$ $S_0 = 0$.

Связь между изменением удельной энтропии и удельным количеством теплоты устанавливается из уравнения (5.1)

$$dq = T \cdot ds. \quad (5.2)$$

Это означает, что элементарное количество подведенной удельной теплоты (отведенной) в равновесных процессах равно произведению термодинамической температуры на изменение удельной энтропии, то есть

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (5.3)$$

Понятие энтропии широко используется при исследовании термодинамических процессов в тепловой диаграмме T, S .

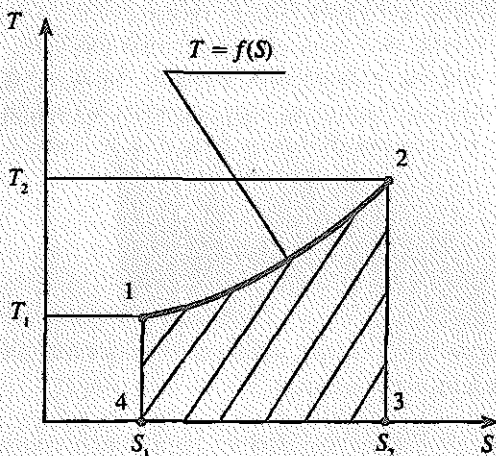


Рис. 5.1. Графическое изображение подвода теплоты в координатах T, S

Термодинамический процесс изображается линией (1-2), а точки (1) и (2) характеризуют его состояние. Для определения теплоты в равновесном термодинамическом процессе можно воспользоваться формулой (5.3). На диаграмме $T-S$ это эквивалентное количество теплоты, которое отражает площадь (1-2-3-4) под кривой процесса (1-2).

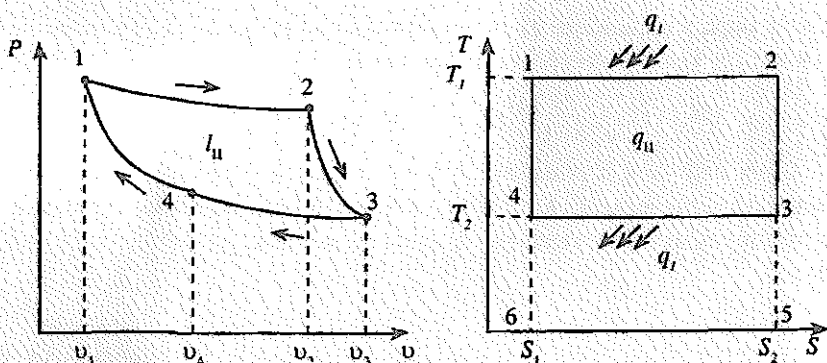


Рис. 5.2. Цикл Карно на диаграмме P, v и T, S

Очевидно, что при подводе теплоты ($dq > 0$) его энтропия возрастает ($dS > 0$), а при отводе теплоты ($dq < 0$) — убывает ($ds < 0$).

В технической термодинамике обычно абсолютное значение энтропии в различных процессах не определяется, а только ее изменение. Общее выражение изменения энтропии для любого процесса имеет следующий вид:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}.$$

Заменяв $dq = cdT$, получим общее выражение для определения изменения энтропии в процессах.

$$S_2 - S_1 = c \cdot \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (5.4)$$

Данная формула (5.4) будет рассмотрена более подробно в главе «Основные термодинамические процессы» (глава 6).

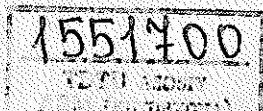
5.2. Общая формулировка второго закона.

Цикл Карно

Если первый закон термодинамики рассматривает взаимное превращение тепловой и механической энергии в строго эквивалентных соотношениях, то второй закон термодинамики определяет направление, в котором протекают процессы, и устанавливает условие преобразования тепловой энергии в механическую. Чтобы выяснить его сущность, рассмотрим принцип работы теплового двигателя. Для превращения теплоты в работу в непрерывно действующей машине необходимо иметь горячий источник, от которого рабочее тело могло бы получать теплоту, а для охлаждения рабочего тела необходим холодный источник. Французский инженер Сади Карно в 1824 году предложил осуществлять подобный цикл в тепловой машине, который изображен на рис. 5.2.

Кратко рассмотрим принцип работы данного цикла. Цикл состоит из двух адиабат (2-3) и (4-1) и двух изотерм (1-2) и (3-4). Газ (рабочее тело) в точке (1) характеризуется начальными параметрами (P_1, v_1, T_1) помещен в цилиндр под поршень, которые изолированы от окружающей среды, то есть нетеплопроводны. При соприкосновении с горячим источником, подведенным к цилиндру, происходит процесс расширения при температуре T_1 до объема v_2 . Рабочее тело (газ) забирает от горячего источника теплоту $q_1 = T(S_2 - S_1)$, которая соответствует площади на диаграмме $T-S$ (1-2-5-6).

В точке (2) подвод теплоты прекращается, так как цилиндр теплоизолируется и дальнейшее расширение газа происходит без теплообмена ($dq = 0$), то есть адиабатно. В этом случае работа расширения совершается за счет внутренней энергии. Температура понижается до T_2 (т. 3). Поместив цилиндр на холодный источник с температурой T_2 , начнем сжимать рабочее тело по изотерме (3-4), совершив работу сжатия. При этом теплота $q_2 = T(S_2 - S_1)$ отводится к холодному источнику (ил. 4-3-5-6). Снова изолировав цилиндр, сжатие закончится без теплообмена (4-1), то есть в адиабатных условиях. На этом заключительном этапе цикла за счет сжатия ($dq=0$) температура снова увеличится до T_1 . За указанный цикл рабочее тело (условно 1 кг) получает от горячего источника теплоту (q_1) и отдает холодному источнику теплоту (q_2), при этом совершается работа за цикл (A_n). Такой цикл получил название



цикла Карно. На основании этого можно сделать заключение, что отношение работы, производимой двигателем за цикл, к количеству теплоты, подведенной от горячего источника, называется термическим коэффициентом полезного действия цикла (КПД):

$$\eta_r = \frac{\ell_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \sqrt{a^2 + b^2} \quad (5.5)$$

Коэффициент полезного действия показывает совершенство цикла теплового двигателя, так как чем больше КПД, тем больше часть теплоты превращается в работу. На основании формулы (5.5) можно получить выражение термического коэффициента полезного действия цикла Карно:

$$\eta_r = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (5.6)$$

Анализируя данную формулу, можно отметить, что КПД цикла Карно зависит только от значения температур горячего и холодного источника. Данная формула является следствием второго закона термодинамики о том, что холодный источник необходим. Тепловой двигатель, который полностью бы превращал в работу всю полученную теплоту от горячего источника, называется вечным двигателем второго рода. Таким образом, одна из формулировок второго закона термодинамики содержит следующее утверждение: «Вечный двигатель второго рода невозможен». По формуле Карно можно получить КПД, равный единице, лишь в том случае, если $T_1 \rightarrow \infty$ либо $T_2 = 0$. Но это недостижимо, что следует из третьего начала термодинамики, когда $S_0 = 0$ при $T = 0\text{К}$. Теплового равновесия не должно быть, так как при $T_1 = T_2$ КПД равен нулю, что также недопустимо.

Контрольные вопросы

- 5.1. Объясните физический смысл энтропии.
- 5.2. Как определяется изменение энтропии в термодинамических процессах?

5.3. Формулировка второго закона термодинамики.

5.4. В чем заключается смысл формулы коэффициента полезного действия цикла Карно?

5.5. Почему в реальных тепловых двигателях КПД значительно ниже?

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

2. Арнольд А.В. и другие. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Киев, 1979.

Дополнительная литература

1. Ларионов Н.Н. Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1981.

2. Хазен М.М. Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.

Задача

Пример 5.1. Определить значение энтропии 1 кг азота при постоянном давлении, равном 0,9 МПа, и $t = 300^\circ\text{C}$. Теплоемкость считать постоянной $C = \text{const}$.

Решение.

1. Запишем общую формулу энтропии для данного процесса:

$$S = C_p \cdot \ln \frac{T}{273} - R \cdot \ln \frac{P}{P_n}.$$

Для двухатомных газов $\mu C_p = 29,31 \frac{\text{кДж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{К})}$, а удельная газовая постоянная $R = \frac{8,314}{28} = 0,297 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$, тогда

$$S = \frac{29,31}{28} \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{573}{273} - 0,297 \frac{9}{1,013}.$$

После преобразования получим:

$$S = 0,5872 - 0,5476 = 0,0396 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}.$$

В теплотехнических расчетах значение энтропии не так важно. Наибольший интерес представляет ее изменение в различных процессах.

Ответ: 0,0396 кДж/(кгК)

Пример 5.2. Один кг кислорода при температуре $t_1 = 130^\circ\text{C}$ расширяется до пятикратного объема. При этом температура его падает до $t_2 = 25^\circ\text{C}$. Определить изменение энтропии. Теплоемкость считать постоянной ($C = \text{const}$).

Решение.

Запишем изменение энтропии для данного процесса:

$$\begin{aligned} S_2 - S_1 &= C_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = \\ &= 2,303 \cdot \left(\frac{20,93}{32} \cdot \lg \frac{248}{403} + 0,26 \cdot \lg 5 \right) = 0,2215 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})} \end{aligned}$$

Ответ: 0,2215 кДж/(кгК)

6. Основные термодинамические процессы в газах

6.1. Общий метод исследования термодинамических процессов идеальных газов

Основными термодинамическими процессами являются:

- изохорный процесс подвода или отвода теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$);
- изобарный процесс сообщения или отнятия теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$);
- изотермический процесс, протекающий при постоянной температуре ($T = \text{const}$);
- адиабатный процесс, без сообщения или отнятия теплоты извне ($dq = 0$);
- политропный процесс, в котором изменение параметров подчиняется уравнению $PV^n = \text{const}$ (обобщающий).

Задачей исследования термодинамических процессов является определение зависимостей и величин, их характеризующих, и заключается в следующем [12]:

- выводится уравнение процесса, которое устанавливает связь между начальными и конечными параметрами;
- вычисляется работа изменения объема газа;
- определяется количество теплоты, подведенной или отведенной к газу в процессе;
- определяется величина изменения внутренней энергии системы;
- устанавливается изменение энтропии рабочего тела.

Изохорный процесс. Уравнение изохорного процесса вытекает непосредственно из определения этого процесса, так как при этом процессе выполняется условие $dv = 0$, а значит $v = \text{const}$; $c = c_v$. Изобразим процесс при $v = \text{const}$ в диаграммах P, v и T, S .

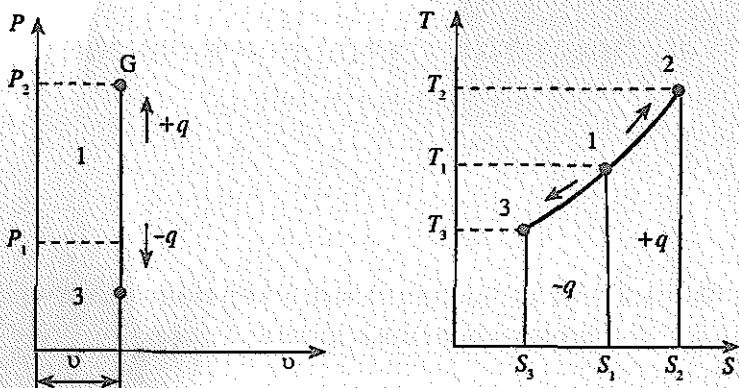


Рис. 6.1. Графическое изображение процессов в P, v и T, S диаграммах

Из уравнения состояния идеального газа (1.5) следует, что $P/T = R/v$ или

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}, \quad (6.1)$$

то есть давление газа изменяется прямо пропорционально его абсолютной термодинамической температуре.

Из графика процесса видно, что работа равна нулю, потому что $dv = 0$.

Количество подведенного тепла к 1 кг рабочего тела (1-2) или отведенного (1-3) определяется из соотношения (3.11). Для процесса сжатия (допустим, движение поршня к верхней мертвой точке):

$$q_v = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT = C_v (T_2 - T_1). \quad (6.2)$$

Для M кг газа

$$Q = M \cdot q_v = \Delta U \text{ (Дж)}. \quad (6.3)$$

Все подведенное тепло к газу в изохорном процессе полностью расходуется на изменение его внутренней энергии, то есть

$$Dq = dU = c_v dT. \quad (6.4)$$

Изменение энтропии в изохорном процессе (1-2) определяется по формуле (6.4):

$$S_2 - S_1 = C_v \ln \frac{P_2}{P_1} = C_v \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.5)$$

Из графического изображения процесса (1-2) в тепловой диаграмме видно, что зависимость энтропии от температуры носит логарифмический характер.

Изобарный процесс. Для изобарного процесса (рис. 6.2) при подводе теплоты при $P = \text{const}$ теплоемкость $C = C_p$. Из уравнения состояния идеального газа (1.5) находим $v/T = R/P = \text{const}$, или

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.6)$$

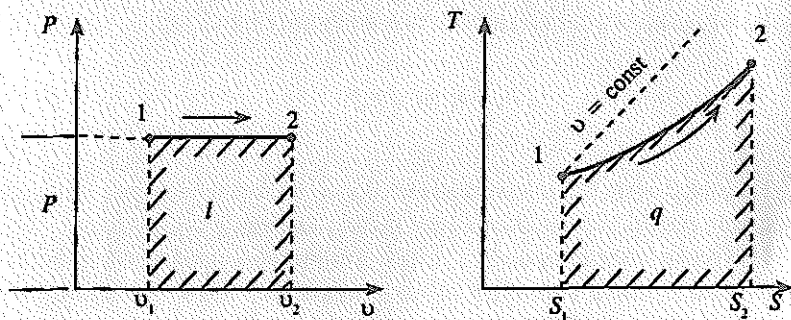


Рис. 6.2. Изображение изобарного процесса в P, v и T, S диаграммах.

Для определения работы воспользуемся формулой (2.4):

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) \quad (6.7)$$

Для начального состояния (1) уравнение $p v_1 = RT_1$, а для точки (2) соответственно $p v_2 = RT_2$. Тогда можно записать после соответствующих преобразований

$$l = R(T_2 - T_1), \text{ или } l = MR(T_2 - T_1). \quad (6.8)$$

Количество теплоты, сообщаемое газу при нагревании (1-2), находим из уравнения:

$$q_p = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p \Big|_{T_1}^{T_2} (t_2 - t_1) \quad (6.9)$$

где $c_{p\text{ ср}}$ — средняя массовая изобарная теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 . При постоянной теплоемкости $c_p = \text{const}$

$$q_p = c_p(t_2 - t_1). \quad (6.10)$$

Для M кг газа

$$Q_p = M \cdot q_p. \quad (6.11)$$

Изменение энтропии определим из формулы (5.4):

$$S_2 - S_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.12)$$

На диаграмме $T_1 S$ изобара имеет более пологий характер логарифмической кривой, чем изохора ($v = \text{const}$), так как $c_p > c_v$.

Изотермический процесс. В изотермическом процессе при подводе или отводе тепла температура не изменяется. Теплоемкость $c_m = \infty$, следовательно $p v = RT = \text{const}$, или

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}. \quad (6.13)$$

Изобразим графически изотермический процесс в диаграммах P, v и T, S .

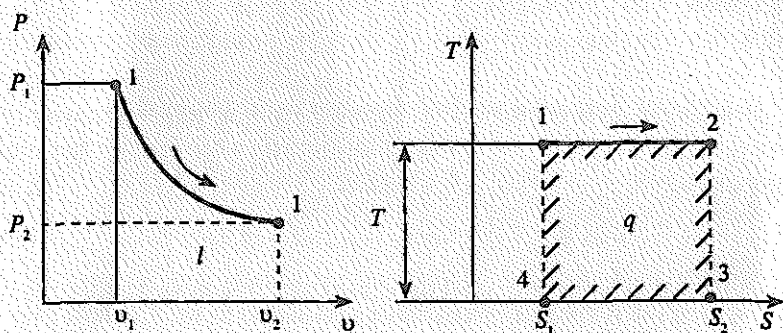


Рис. 6.3. Графическое изображение изотермического процесса в P, v и T, S координатах

В диаграмме P, v графиком процесса (1–2) является равнобокая гиперболла, а в диаграмме T, S — прямая линия.

Для определения работы необходимо проинтегрировать уравнение общего вида $dl = R dv$: ($dl = P dv$) из уравнения соотношения $Pv = RT$ найдем $P = \frac{RT}{v}$, тогда

$$l = \int_1^2 p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \frac{dv}{v} = RT \int_1^2 \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = Pv \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (6.14)$$

Для M кг газа

$$L = M \cdot l. \quad (6.15)$$

Изменение внутренней энергии происходить не будет, так как

$$DU = c_v dT = 0.$$

Так как температура постоянна, то вся подводимая к газу теплота полностью превращается в работу расширения:

$$q = l. \quad (6.16)$$

При изотермическом сжатии от газа отводится теплота в количестве, эквивалентном соответствующей работе сжатия.

Графически количество тепла, участвующее в данном процессе, изображается площадью (1-2-3-4), расположенной под линией процесса.

Изменение энтропии можно определить по формуле:

$$S_2 - S_1 = R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (6.17)$$

Адиабатный процесс. Процессы, происходящие без теплообмена с окружающей средой, называются адиабатными. Единственным и достаточным условием является полное отсутствие теплообмена, т.е. $dq = 0$.

Уравнение первого закона термодинамики принимает вид:

$$dU + p dv = 0 \quad (6.18)$$

или

$$\Delta U + l = 0, \quad (6.19)$$

откуда $\Delta U = -l$.

Это означает, что в адиабатном процессе работа расширения совершается только за счет расхода внутренней энергии газа, а при сжатии вся совершаемая работа идет на увеличение внутренней энергии газа. На рис. 6.4 представлено графическое изображение процесса.

Уравнение кривой (1-2) адиабатного процесса $pv^k = \text{const}$. В этом уравнении «к» называют коэффициентом адиабаты. В процессе расширения (1-2) внутренняя энергия убывает, поэтому работа положительна, а при сжатии (1-2) внутренняя энергия увеличивается, а работа сжатия отрицательна.

Соотношение основных параметров в процессе:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}. \quad (6.20)$$

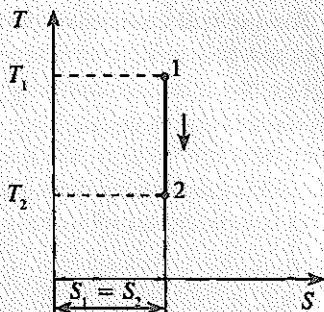
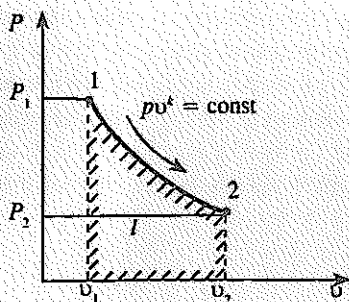


Рис. 6.4. Адиабатный процесс в диаграммах P, v и T, S

Показатель $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ в зависимости от атомности газов принимает

определенные значения: для одноатомных газов $\kappa = 1,66$, для двухатомных $\kappa = 1,4$, для трехатомных и более $\kappa = 1,33$.

Работа расширения в адиабатном процессе может быть определена по формуле:

$$l = -\Delta U = c_v (T_1 - T_2) = \frac{R}{\kappa - 1} (T_1 - T_2). \quad (6.21)$$

С учетом уравнения состояния $p_1 v_1 = RT_1$ и $p_2 v_2 = RT_2$, запишем

$$l = \frac{1}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (6.22)$$

Теплоемкость в адиабатном процессе $c = 0$. Что касается изменения энтропии, то она не изменяется, так как $dq = 0$, то и $dS = 0$, значит, $S_1 = S_2 = S = \text{const}$.

Политропный процесс. Политропный процесс является обобщающим по отношению к ранее рассмотренным процессам. Политропные процессы протекают при постоянной теплоемкости. Уравнение процесса:

$$p v^n = \text{const}, \quad (6.23)$$

где n — показатель политропы.

При $n = 0$ уравнение принимает вид $p = \text{const}$, т.е. в этом случае имеет место изобарный процесс. При значении $n = \pm\infty$ получим $v = \text{const}$, т.е. изохорный процесс. При $n = 1$ имеет место изотермический процесс $pv = \text{const}$, ($T = \text{const}$). И, наконец, при $n = k$ уравнение политропы принимает вид уравнения адиабатного процесса $pv^k = \text{const}$. Очевидно, что зависимость основных параметров (p , v , T) в любых двух точках процесса аналогично адиабатному процессу.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{(n-1)}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(n-1)}{n}}. \quad (6.24)$$

Работу газа в политропном процессе можно определить из общей формулы:

$$l = \int_1^2 p dv.$$

На основании зависимостей (6.24) можно записать:

$$l = p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (6.25)$$

После соответствующих преобразований можно получить формулы для определения работы:

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2), \quad (6.26)$$

$$l = \frac{P_1 V_1}{n-1} \left(1 - \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} \right), \quad (6.27)$$

$$l = \frac{P_1 V_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right), \quad (6.28)$$

$$l = \frac{1}{n-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2). \quad (6.29)$$

Теплоемкость в политропном процессе определяется по формуле:

$$c = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} = c_v - \frac{R}{n - 1}. \quad (6.30)$$

Изменения внутренней энергии

$$\Delta U = U_2 - U_1 = c_v(T_2 - T_1) = c_v(t_2 - t_1). \quad (6.31)$$

Для M кг газа

$$\Delta U = M \cdot \Delta U. \quad (6.32)$$

Количество подведенного или отведенного тепла в процессе:

$$q = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} (T_2 - T_1) = c_n (T_2 - T_1). \quad (6.33)$$

Изменение энтропии

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dq}{T} = c \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (6.34)$$

На рис. 6.5 представлены в общем виде политропные процессы с различными значениями показателя (n).

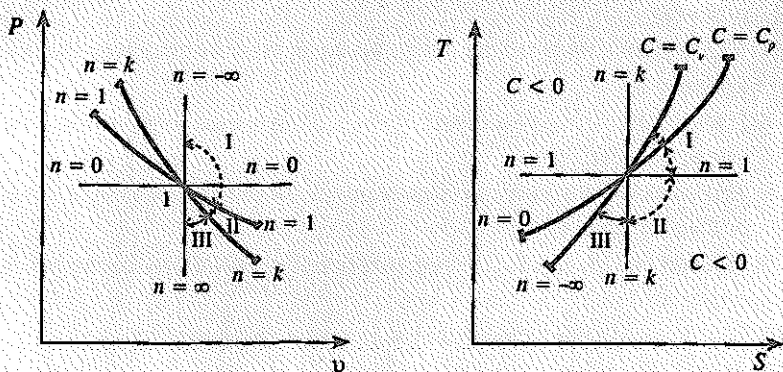


Рис. 6.5. Изображение основных термодинамических процессов в диаграммах P, V и T, S

Из графического изображения следует: чем больше показатель политропы, тем их расположение в процессах ниже, а при сжатии наблюдается обратная закономерность. Политропные процессы можно разделить на три группы, каждая из которых обладает некоторыми свойствами. Для первой группы процессов (I) показатель политропы $0 \leq n \leq 1$; для второй — $1 < n < \kappa$, для третьей группы — $\kappa < n \leq \infty$.

В первой группе с увеличением показателя политропы « n » уменьшается количество теплоты, идущей на увеличение внутренней энергии (ΔU). Вторая группа политропных процессов встречается в действительных процессах различных тепловых двигателях. Что касается третьей группы политропных процессов, то для них с увеличением показателя $n \rightarrow \infty$ будет уменьшаться доля теплоты, идущая на внешнюю работу. Для этой группы теплоемкость будет положительна. Подобные процессы осуществляются в холодильных установках.

Контрольные вопросы

- 6.1. Перечислите основные термодинамические процессы.
- 6.2. Изохорный и изобарный процессы в диаграммах P, V и T, S .
- 6.3. Изотермический процесс в диаграммах P, V и T, S .
- 6.4. Свойства адиабатического процесса.
- 6.5. В каком процессе не происходит изменения внутренней энергии и почему?
- 6.6. Как изменяются показатели политропы в термодинамических процессах?
- 6.7. Изобразите в координатах P, V и T, S основные термодинамические процессы.
- 6.8. Как относятся между собой основные параметры в термодинамических процессах?
- 6.9. Приведите формулы для определения работы при политропном процессе.
- 6.10. Как происходит изменение энтропии в процессах?
- 6.11. Дайте характеристику трем группам политропных процессов.

Основная литература

1. *Нащекин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. *Арнольд Л.В.* и др. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
3. *Рабинович О.М.* Сборник задач по технической термодинамике. — М.: Машиностроение, 1973.

Дополнительная литература

1. *Хазен М.М.* Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.
2. *Егорушкин В.Е.* и др. Основы теплотехники и теплоснабжение сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.

Задачи

Пример 6.1. В баллоне емкостью V находится азот при давлении P_1 и температуре t_1 . После охлаждения температура его снизилась до t_2 . Определить массу азота, конечное давление и количество отведенного тепла.

Дано: $V = 400 \text{ м}^3 = 0,4 \text{ м}^3$ $t_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
 $P_1 = 2 \text{ МПа}$ $t_2 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$

Решение.

1. Газовая постоянная азота:

$$\mu_{\text{N}_2} = 28 \text{ а.е.м. } R = \frac{8314}{28} = 296,9 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

2. Абсолютные температуры в начале и в конце процесса:

$$T_1 = t_1 + 273 = 150 + 273 = 423\text{K}$$

$$T_2 = t_2 + 273 = 27 + 273 = 300\text{K}$$

3. Конечное давление в конце процесса:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}; P_2 = \frac{P_1 \cdot T_2}{T_1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 300}{423} = 1,4 \text{ МПа.}$$

4. Массу азота найдем из уравнения состояния:

$$P_1 V_1 = MRT_1$$

$$M = \frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,4}{296,9 \cdot 423} = 6,4 \text{ кг.}$$

5. Количество отведенного тепла в процессе:

$$Q = M \cdot C_{vm} \cdot (t_1 - t_2),$$

$$\text{где } C_{vm} = \frac{C_{vm}|_0^{t_1} \cdot t_1 - C_{vm}|_0^{t_2} \cdot t_2}{t_1 - t_2} = \frac{0,7463 \cdot 150 - 0,7428 \cdot 27}{150 - 27} = 0,747 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

$C_{vm}|_0^{150}$ и $C_{vm}|_0^{27}$ — берем из таблиц в приложении. Получим окончательно:

$$Q = 6,4 \cdot 0,747 \cdot (150 - 27) = 588 \text{ кДж.}$$

Ответ: 588 кДж

Пример 6.2. Кислород массой M , имеющий начальные параметры p_1 и t_1 , расширяется до давления p_2 . Найти начальные параметры, количество тепла в процессе, работу и изменение внутренней энергии при изотермическом и адиабатном расширении. Процессы изобразить в P, V и T, S диаграммах в произвольном масштабе.

Дано: $M = 60 \text{ кг}$ $P_1 = 2,0 \text{ МПа}$

$t_1 = 37^\circ \text{C}$ $P_2 = 0,8 \text{ МПа}$

Решение.

Газовая постоянная кислорода O_2 :

$$\mu_{O_2} = 32 \text{ а.е.м.}; R = \frac{8314}{32} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}.$$

Теплоемкости и показатель адиабаты:

$$C_{pm} = 0,9203 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad C_{vm} = 0,6606 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Показатель адиабаты:

$$K = \frac{C_{pm}}{C_{vm}} = \frac{0,9203}{0,6606} = 1,3931.$$

Процесс расширения изотермический:

$$\text{Работа } L = MRT \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) = 60 \cdot 259,8 \cdot 310 \ln \left(\frac{2,0}{0,8} \right) = 4428 \text{ кДж}.$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U = MC_v (t_2 - t_1) = 0.$$

Количество теплоты:

$$Q = L = 4428 \text{ кДж}$$

Конечные параметры: $t_2 = t_1 = 310 \text{ К}$

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{259,8 \cdot 310}{0,8 \cdot 10^6} = 0,1 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Процесс расширения адиабатический.

Конечные параметры:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{0,3931}{1,3931}} = 239 \text{ К}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{259,8 \cdot 239}{0,8 \cdot 10^6} = 0,077 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$L = \frac{MR}{K-1} (T_1 - T_2) = \frac{60 \cdot 259,8}{0,3931} (310 - 239) = 2815 \text{ кДж}.$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U = -L = -2815 \text{ кДж.}$$

Теплота в процессе $Q = 0$

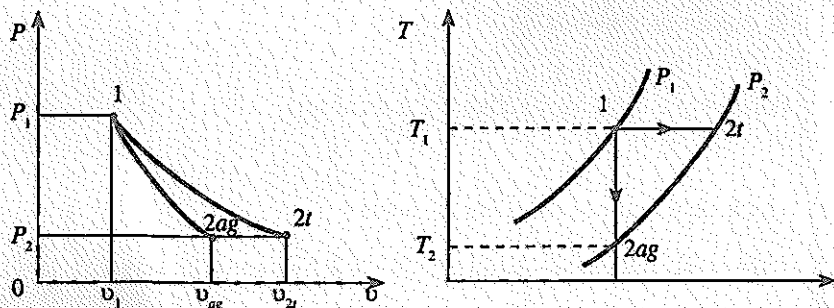


Рис. 6.1. Схематическое изображение процессов в P, v и T, S диаграммах

Пример 6.3. Воздух массой M при начальной температуре t_1 и давлении P_1 расширяется политропно с показателем политропы n до давления P_2 . Определить параметры воздуха в конце политропного процесса расширения; количество тепла, работу и изменение внутренней энергии, если показатель политропы $n = 1,32$.

Дано: $P_1 = 3 \text{ МПа}$ $M = 45 \text{ кг}$
 $P_2 = 0,5 \text{ МПа}$ $t_1 = 120^\circ \text{ C}$ $n = 1,32$

Решение.

1. Газовая постоянная воздуха и показатель адиабаты:

$$R = 287 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

$$K = 1,4$$

$$C_v = C_p - R = 1,01 - 0,287 = 0,723 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$$

Начальные параметры воздуха:

$$T_1 = t_1 + 273 = 120 + 273 = 393 \text{ К}$$

$$P_1 = 3 \text{ МПа}$$

$$V_1 = \frac{MRT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 393}{3 \cdot 10^6} = 1,7 \text{ м}^3$$

Параметры воздуха в конце политропного расширения:

$$P_2 = 0,5 \text{ МПа}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 393 \left(\frac{0,5}{3} \right)^{\frac{0,32}{1,32}} = 255 \text{ К}$$

$$V_2 = \frac{MRT_2}{P_2} = \frac{287 \cdot 255}{0,5 \cdot 10^6} = 6,57 \text{ м}^3$$

Количество тепла, изменение внутренней энергии и работа в политропном процессе:

$$Q_{1-2} = MC_v \frac{n-\kappa}{n-1} (T_2 - T_1) = 45 \cdot 0,723 \frac{1,32-1,4}{0,32} (255 - 393) = 1122,5 \text{ кДж}$$

$$\Delta U_{1-2} = MC_v (T_2 - T_1) = 45 \cdot 0,723 \cdot (255 - 393) = -4489 \text{ кДж}$$

$$L_{1-2} = \frac{MR}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{45 \cdot 0,287}{0,32} (393 - 255) = 5569,6 \text{ кДж}$$

Ответ: 5569,6 кДж

7. Процессы поршневых компрессоров

7.1. Анализ рабочего процесса одноступенчатого поршневого компрессора

Компрессоры служат для сжатия газа или воздуха до определенного давления и передачи его к потребителям. На рисунке 7.1 приведена принципиальная схема работы одноступенчатого поршневого компрессора (идеального).

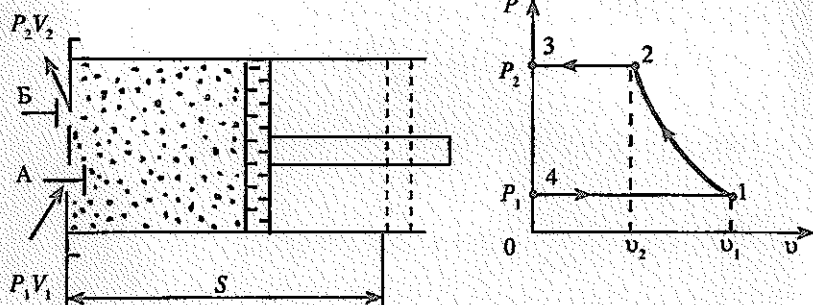


Рис. 7.1. Схема работы идеального одноступенчатого компрессора

Принцип действия компрессора заключается в следующем. При движении поршня к нижней мертвой точке (направо) по схеме воздух (газ) при давлении несколько меньше чем P_1 (за счет разрежения) поступает в цилиндр через всасывающий клапан А.

Цилиндр заполняется газом — объем v_1 . На теоретической диаграмме (4-1) — всасывание. При обратном движении поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) всасывающий клапан закрывается и происходит

сжатие (1-2) с увеличением давления до тех пор, пока не откроется нагнетательный клапан Б. Процесс выпуска сжатого воздуха (2-3) наступит при давлении чуть больше P_2 . После процесса выпуска нагнетательный клапан Б закрывается, снова открывается впускной клапан и процесс повторяется.

Анализ рабочего процесса в поршневом компрессоре наглядно можно проследить с помощью теоретической диаграммы (рис. 7.1), на которой видна зависимость давления в цилиндре от объема газа или воздуха в зависимости от хода поршня (S).

Теоретическая работа, затрачиваемая в компрессоре, зависит от характера процесса сжатия. На рис. 7.2 приведены процессы сжатия в одноступенчатом идеальном компрессоре.

Необходимо знать, что в компрессорах наблюдаются следующие процессы сжатия: изотермический, адиабатный и политропный.

В процессе сжатия воздуха в цилиндре с повышением конечного давления увеличивается температура воздуха в конце сжатия. Если процесс работы не контролировать, то температура может достигнуть величины, превышающей температуру вспышки масла для смазки компрессора, что приведет к перегреву и поломке. Поэтому температура в конце сжатия в цилиндре должна быть не выше 50°C . Степень сжатия в одноступенчатом компрессоре $\left(\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}\right)$ находится в пределах 6-8 единиц.

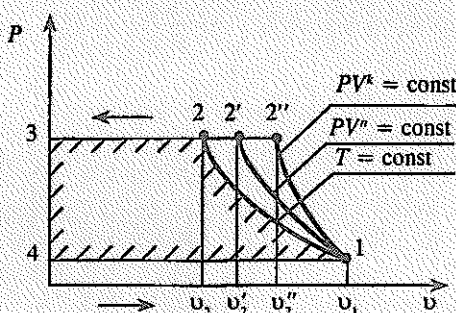


Рис. 7.2. Процессы сжатия в компрессоре:

1-2 — сжатие изотермическое; 1-2' — политропное; 1-2'' — адиабатическое;
4-1 — впуск воздуха; 2-3 — нагнетание (выпуск)

Анализируя процессы сжатия с помощью диаграммы $P_1 v$, можно отметить, что сжатие по изотерме ($n=1$) является наиболее выгодным с точки зрения затраты работы на сжатие. Здесь затрачивается наименьшая техническая работа, но трудно удержать постоянство температуры. Сжатие воздуха в компрессоре с показателем $n = k$ ведет к увеличению температуры, так как сжатие воздуха происходит без теплообмена с окружающей средой, что недопустимо. Следовательно, в компрессоре желательно осуществить сжатие, когда n ($1 < n < k$). Экспериментально установлено, что нормальная работа компрессора происходит при $n=1,2-1,25$. В этом случае сохраняются условия для нормальной работы всех систем.

Работа изотермического процесса сжатия ($n=1$) определяется по формуле [12]:

$$L_{\kappa}^{из} = P_1 V_1 \cdot \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = P_1 V_1 \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right). \quad (7.1)$$

Для политропного процесса сжатия:

$$L_{\kappa}^{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (7.2)$$

Для адиабатического процесса:

$$L_{\kappa}^{ад} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot P_1 V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (7.3)$$

Работа, затрагиваемая на привод компрессора:

$$L_{\kappa} = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (7.4)$$

Теоретическую мощность привода компрессора для M кг воздуха можно определить по формуле:

$$N_{\kappa} = M \cdot L_{\kappa}, \quad (7.5)$$

где M — кг/с; L_{κ} — Дж/кг.

Но производительность компрессора сдерживается наличием вредного (мертвого) пространства. Это объем v_0 , заключенный между поршнем и головкой цилиндра в крайнем верхнем положении. Чтобы избежать влияния мертвого пространства на производительность компрессора, применяют многоступенчатое сжатие. Многоступенчатый компрессор может состоять из нескольких цилиндров, но обязательно с устройством промежуточных охладителей (рис. 7.3). Число ступеней компрессора определяется числом цилиндров.

7.2. Многоступенчатое сжатие

Для получения газа (воздуха) более высокого давления применяют многоступенчатое сжатие. С целью уменьшения работы, необходимой компрессору для сжатия воздуха, процесс сжатия стремятся приблизить к изотермическому процессу путем охлаждения сжимаемого воздуха. Это достигается многоступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением при переходе от одной ступени к другой. Охладители (холодильники) устраивают между ступенями компрессора. Схема трехступенчатого компрессора с промежуточными охладителями приведена на рисунке 7.3.

Диаграммы P , V и T , S трехступенчатого компрессора изображены на рис. 7.4 и 7.5.

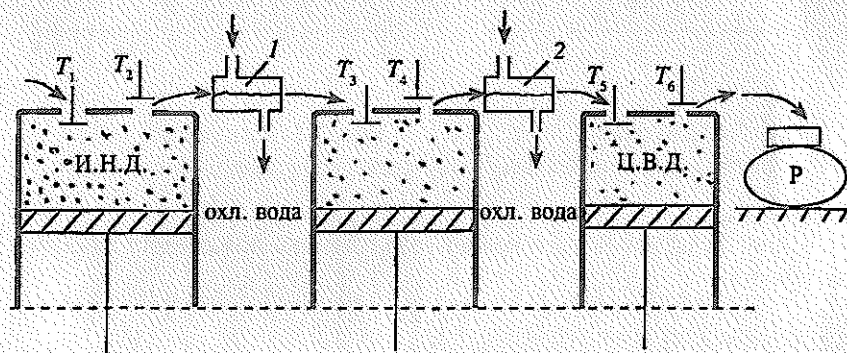


Рис. 7.3. Схема работы трехступенчатого компрессора:
1, 2 — промежуточные охладители

Принцип работы заключается в следующем. На первой ступени происходит сжатие (1-2) от начального давления P_1 до P_2 . Температура сжимаемого воздуха повышается от T_1 до T_2 . Затем воздух направляется в промежуточный охладитель 1, где при постоянном давлении охлаждается до начальной температуры T_1 . На диаграммах P, V и T, S показан процесс (2-3). Охлажденный воздух сжимается на второй ступени (3-4) до давления P_4 и затем поступает в промежуточный охладитель 2. Процесс охлаждения воздуха — на диаграмме (4-5). На третьей ступени компрессора, то есть в цилиндре высокого давления (Ц.В.Д.), воздух сжимается до конечного давления P_6 и затем нагнетается в резервуар (Р). Это обеспечивает равномерное распределение степени повышения давления (x) по ступеням. Так как

$$T_1 = T_3 = T_5, \text{ а } T_2 = T_4 = T_6.$$

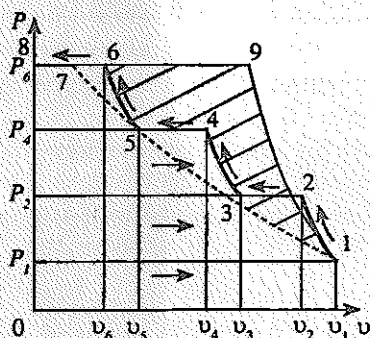


Рис. 7.4. Диаграмма P, v трехступенчатого компрессора

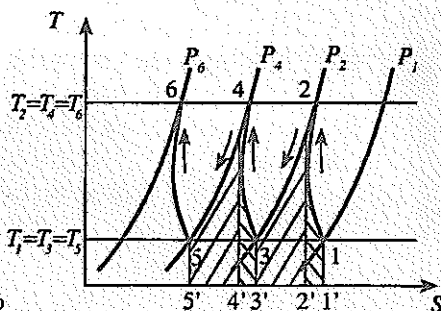


Рис. 7.5. Диаграмма T, S трехступенчатого компрессора

Для трехступенчатого компрессора степень повышения давления составляет

$$x = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}}. \quad (7.6)$$

При числе ступеней « n »

$$x = \sqrt[n]{\frac{P_{\text{кон}}}{P_1}}, \quad (7.7)$$

где $P_{\text{кон}}$ — конечное давление воздуха после сжатия на последней ступени.

Эту формулу можно использовать для подбора рационального числа ступеней сжатия. Необходимо помнить, что чем больше число ступеней, тем ломаная линия (1-2-3-4-5-6), характеризующая процесс сжатия, будет приближаться к изотерме (1-7). Если бы процесс сжатия осуществлялся по изотерме (1-3-5-7), то работа сжатия была бы минимальна. В этом случае показатель политропы был равен 1 ($n=1$), но достичь этого показателя невозможно. Если бы сжатие до давления P_6 осуществлялось одноступенчатым компрессором (1-9), то величина работы определялась бы площадью 0-1-9-8, а работа трехступенчатого компрессора определяется площадью 0-1-2-3-4-5-6-8. Это подтверждает снижение затрат работы на сжатие воздуха (газа) от применения трехступенчатого компрессора на величину площади 2-3-4-5-6-9.

Процесс выбора числа ступеней очень сложный. Здесь вопрос не только технический, но и требует технико-экономического обоснования. Для определения работы, потребляемой компрессором, достаточно определить работу для одной ступени, а затем умножить на число ступеней.

$$L_K = z \cdot \lambda_{\text{ст}}, \quad (7.8)$$

где z — число ступеней.

Теоретически работа компрессора может быть рассчитана по формуле [12]:

$$\ell_K = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 v_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (7.9)$$

а мощность двигателя для привода компрессора — по уравнению:

$$N = \frac{\ell_K}{3600 \cdot 1000} \text{ кВт}.$$

Действительная мощность, потребляемая двигателем компрессора, для сжатия 1 кг газа:

$$N = \frac{\ell}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_m}, \quad (7.10)$$

где η_m — механический КПД компрессора.

Количество теплоты, которое необходимо отвести через стенки в каждом цилиндре компрессора, определяется по уравнению

$$q_{cm} = C_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1) \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right), \quad (7.11)$$

а количество тепла, отводимого от воздуха в промежуточном охладителе при постоянном давлении по формуле:

$$q_{ох} = C_{pcp} \cdot (T_2 - T_1) \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right), \quad (7.12)$$

где T_2 и T_1 — значение температур в начале и в конце процесса;
 n — показатели политропы;
 k — показатели адиабаты.

Количество тепла для M кг рабочего тела:

$$Q = M \cdot q \text{ (Дж)}. \quad (7.12)$$

Контрольные вопросы

- 7.1. В чем заключается назначение компрессоров?
- 7.2. Теоретическая диаграмма одноступенчатого компрессора.
- 7.3. Дайте анализ процессам сжатия в одноступенчатом компрессоре.
- 7.4. Изобразите диаграмму трехступенчатого компрессора.
- 7.5. Что такое степень повышения давления?
- 7.6. Как определить количество отводимого тепла в промежуточных охладителях?

- 7.7. Как определить количество теплоты, которое отводится через стенки цилиндров компрессора?
- 7.8. Как определить действительную мощность, потребляемую двигателем компрессора, для сжатия 1 кг газа?

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. Егорушкин В.Е. Основы теплотехники и теплоснабжение сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.

Задачи

Пример 7.1. Компрессор за час работы всасывает 90 м^3 воздуха. Начальное давление $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$, а температура $t = 30^\circ \text{C}$. Конечное давление воздуха составляет $0,9 \text{ МПа}$. Определить теоретическую работу компрессора при изотермическом, адиабатическом и политропном процессах сжатия; теплоту, отводимую от воздуха; теоретическую мощность двигателя для привода компрессора и расход охлаждаемой воды, если температура ее повышается на 15°C . Показатель политропы сжатия принят равным $n = 1,2$, теплоемкость воды $C_v = 4,19 \text{ кДж/(кгK)}$.

Решение.

1.1. Для изотермического процесса сжатия при $T = \text{const}$

1. Работу компрессора можно определить по формуле:

$$L_{из} = P_1 V_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = 2,303 \cdot 0,1 \cdot 106 \cdot 90 \cdot \lg 9 = 20,7 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

2. Теоретическая мощность двигателя

$$N = \frac{L_{из}}{3600 \cdot 1000} = \frac{20,7 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 5,75 \text{ кВт}.$$

3. Теплота, отводимая с охлаждающей водой стенкам цилиндра для данного процесса:

$$Q = L_{из} = 20,7 \text{ МДж/ч}.$$

4. Расход охлаждающей воды составит:

$$M = \frac{20,7 \cdot 10^6}{15 \cdot 4,19} = 330 \text{ кг/ч}.$$

1.2. Для адиабатического процесса

1. Работа компрессора:

$$L_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 90 (9^{\frac{0,4}{1,4}} - 1) = 27,2 \text{ МДж/ч}.$$

2. Мощность двигателя теоретическая:

$$N = \frac{L}{3600 \cdot 1000} = \frac{27 \cdot 2 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 7,55 \text{ кВт}.$$

3. Количество теплоты, отводимой от воздуха: $Q = 0$.

1.3. Политропное сжатие ($n=1,2$)

1. Работу компрессора определим по формуле с условием $n=1,2$.

$$\begin{aligned} L_{пол} &= \frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1,2}{0,2} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 90 \cdot (9^{\frac{0,2}{1,2}} - 1) = 23,2 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}. \end{aligned}$$

2. Мощность двигателя определяется по формуле:

$$N = \frac{L_{\text{пол}}}{3600 \cdot 1000} = \frac{23,2 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 6,45 \text{ кВт.}$$

3. Количество теплоты, отводимой от воздуха, находим из уравнения:

$$Q = M \cdot C_p \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_2 - t_1).$$

4. Определим массу воздуха:

$$M = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 90}{287 \cdot 303} = 104 \text{ кг/ч.}$$

5. Значение конечной температуры сжатия T_2 найдем из соотношения:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 9^{\frac{0,2}{1,2}} \cong 1,39;$$

$$T_2 = T_1 \cdot 1,39 = 303 \cdot 1,39 = 421 \text{ К.}$$

$$T_2 = 148 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\text{Тогда } Q = 104 \cdot (-0,723) \cdot 118 = -8873 \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}.$$

6. Расход охлаждающей воды составит:

$$M = \frac{8910}{15 \cdot 4,19} = 142 \text{ кг/ч.}$$

Ответ: 142 кг/ч

8. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

8.1. Общие сведения

В 1860–1870 гг. ученые начали активный поиск источников теплоты для преобразования их в механическую энергию. Поиски ученых многих стран привели к созданию двигателей внутреннего сгорания, в которых топливо с воздухом сгорает внутри цилиндров. На возможность создания двигателя внутреннего сгорания указывал еще в 1824 году французский инженер-физик Сади Карно. Его теоретические предпосылки о совершенствовании коэффициента полезного действия легли в основу разработки двигателей внутреннего сгорания.

Первый двигатель, работавший на светильном газе с воспламенением от электрической искры, был построен во Франции в 1860 году Э. Ленуаром. В 1876 году немецкий инженер Н.А. Отто создал четырехтактный двигатель, который по своим экономическим параметрам превосходил существующие в то время двигатели внутреннего сгорания.

В 1897 году немецкий инженер Р. Дизель разработал двигатель с высокой степенью сжатия, который работал на керосине с распылением топлива в цилиндрах с помощью компрессора.

Инженер Мамин в 1893 году создал двигатель, работавший на сырой нефти, а в 1898 году на заводе Нобеля в Петербурге был построен первый двигатель, работавший на сырой нефти.

В начале XX века русским инженером Г.В. Тринклером был построен бескомпрессорный двигатель, в котором сгорание топлива происходило комбинированно: сначала при постоянном объеме, а затем при

постоянном давлении. Эти дизели получили широкое распространение и до настоящего времени.

В России производство газовых двигателей началось в 1908 году. В том же году Коломенский завод выпустил горизонтальный двухтактный реверсивный дизель с противоположнодвижущимися поршнями. В 1911 году был построен наиболее легкий для того времени дизель мощностью 147 кВт.

Развитие отечественного двигателестроения началось именно с этого периода. В это время были разработаны новые конструкции и теоретические методы тепловых расчетов такими учеными, как В.И. Гриневецкий, Н.Р. Брилинг, Е.К. Мазинг, Б.С. Стечкин и другие. Только за период с 1928 по 1941 годы было разработано и выпущено заводами 14 новых типов дизелей, в том числе судовые.

В первые годы пятилеток в стране начался массовый выпуск двигателей для всех отраслей народного хозяйства, в том числе для авиации, железнодорожного и речного транспорта.

8.2. Особенности работы двигателей внутреннего сгорания. Рабочие циклы

Двигатели внутреннего сгорания (д.в.с.) относятся к типу тепловых машин, в которых образовавшаяся теплота в цилиндрах двигателя после сгорания топлива превращается в механическую энергию. Подобные процессы происходят непосредственно внутри двигателя. К таким относятся поршневые, газотурбинные и реактивные двигатели.

В объем цилиндра двигателя поступает топливо в строгом соотношении с воздухом, который обеспечивает горение. Сгорание смеси происходит в полости цилиндра. При сгорании повышается температура, что влечет увеличение давления. Газы давят на поршень, заставляя его перемещаться вниз. С помощью кривошипно-шатунного механизма происходит преобразование поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала 8.

Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания разделяются по принципу подвода теплоты на следующие группы или циклы:

- цикл с подводом теплоты при постоянном давлении;
- цикл с подводом теплоты при постоянном объеме;
- цикл с комбинированным подводом теплоты.

Рабочим циклом принято называть совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре в процессе работы. На рис. 8.2 показана схема теоретического цикла двигателя с подводом тепла при постоянном объеме ($v = \text{const}$). Двигатели, работающие по этому принципу, называются циклом Отто, т.е. именем немецкого конструктора Отто Николауса Августа, который разработал конструкцию в 1876 году.

Прежде чем перейти к рассмотрению циклов, необходимо ознакомиться с основными понятиями и определениями. Двигатели, в которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала 4π рад (720°), называются *четырёхтактными*.

Двухтактными двигателями принято считать такие, у которых цикл совершается за два хода поршня или один оборот коленчатого вала 2π рад (360°). Верхние мертвые точки (ВМТ) и нижние мертвые точки (НМТ) — это крайние положения поршня в цилиндре. В этом случае поршень удален от оси коленчатого вала на максимальное расстояние ($\varphi = 0$). Нижней мертвой точке соответствует положение поршня, когда расстояние до оси коленчатого вала достигает в крайнем его положении минимума ($\varphi = 180^\circ$).

Расстояние, проходимое поршнем от верхней мертвой точки к нижней называется ходом поршня (S). Ходу поршня соответствует половина оборота коленчатого вала (180°).

Рабочий объем цилиндра V_n — объем, описываемый поршнем между двумя его крайними положениями и измеряется в литрах (л). Рабочий объем цилиндра определяется по формуле:

$$V_n = 0,25\pi d^2 S, \quad (8.1)$$

где d — диаметр цилиндра.

Полный объем цилиндра состоит из двух конструктивных объемов

$$V_a = V_c + V_n, \quad (8.2)$$

где V_c — объем камеры сгорания при положении поршня в верхней мертвой точке.

Сумма рабочих объемов всех цилиндров, выраженная в литрах, называется литражем двигателя:

$$V_n = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i}{4 \cdot 10^3} S, \quad (8.3)$$

где i — число цилиндров двигателя.

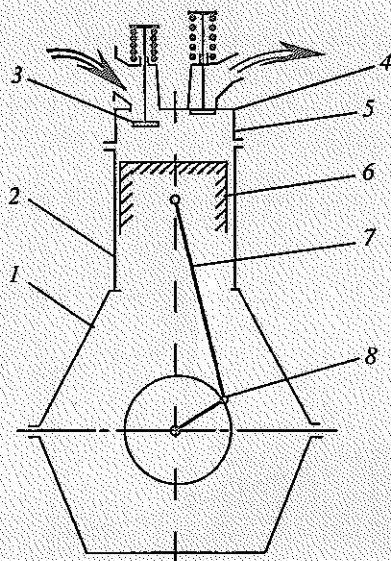


Рис. 8.1. Схема работы двигателя внутреннего сгорания:

1 — картер д.в.с.; 2 — цилиндр; 3 — впускной клапан; 4 — выпускной клапан; 5 — крышка головки цилиндра; 6 — поршень; 7 — шатун; 8 — коленчатый вал

Степенью сжатия (ϵ) называется отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания.

$$\epsilon = \frac{V_c + V_n}{V_c}. \quad (8.4)$$

Степень сжатия является основной характеристикой, определяющей вид топлива, на котором работает данный двигатель. Все автотрактор-

ные двигатели работают по четырехтактному циклу, три из которых являются вспомогательными. Они осуществляют:

- заполнение цилиндра свежей горючей смесью или воздухом;
- сжатие этой смеси перед ее воспламенением;
- очистку цилиндра от продуктов сгорания.

Поэтому каждый из тактов имеет свое наименование: первый — впуск, второй — сжатие, третий — рабочий ход (расширение), четвертый — выпуск.

Цикл с изохорным подводом теплоты. Для определения параметров в характерных точках цикла необходимо знать принцип работы поршневого двигателя внутреннего сгорания. Рассмотреть его работу можно на примере схемы, изображенной на рис. 8.2 [9].

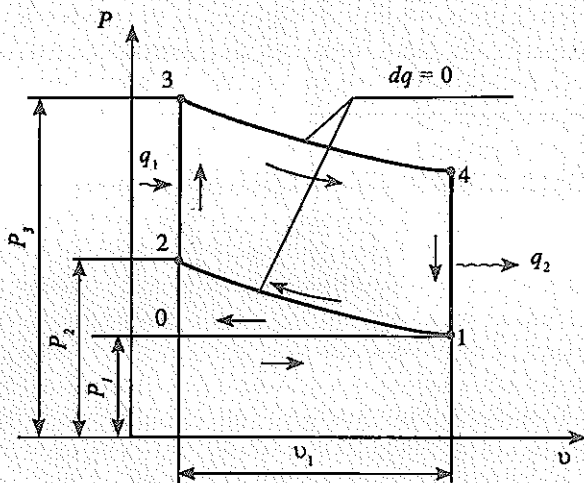


Рис. 8.2. Схема теоретического цикла двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме в координатах P, v

I такт. При движении поршня от верхней мертвой точки к нижней (от ВМТ до НМТ) по линии 01 происходит впуск порции смеси топлива с воздухом (v_1). Теоретически впуск происходит при $P = \text{const}$, а практически — чуть ниже давления P_1 .

II такт. При движении поршня к ВМТ впускной клапан закрыт. Происходит сжатие рабочей смеси в цилиндре по адиабате без теплообмена с окружающей средой (линия 1-2). В конце сжатия происходит воспламенение смеси с помощью искры. После закрытия клапана температура и давление продолжают расти.

III такт. Процесс горения изображается линией на диаграмме P, v (2-3). В процессе горения выделяется количество тепла (условное обозначение q_1). Теплоемкость при этом принято считать постоянной ($c_v = \text{const}$). Топливо интенсивно горит в начале такта. Температура и давление в цилиндре резко повышаются, затем поршень перемещается вниз (3-4), совершая полезную работу. Поэтому третий такт называют рабочим ходом (линия 2-3-4).

IV такт — выпуск. Во время четвертого такта происходит очистка цилиндра от выпускных газов. В точке (4) открывается выпускной клапан. Давление в цилиндре резко падает до атмосферного, поршень перемещается от НМТ к ВМТ, вытесняя газы из цилиндра через открытый выпускной клапан, унося теплоту q_2 .

Выпускной клапан открывается в тот момент, когда поршень не доходит до НМТ на $50-60^\circ$ угла поворота коленчатого вала (4-1). Четвертым тактом заканчивается рабочий цикл. В дальнейшем все процессы повторяются в той же последовательности. Процессы закрытия и открытия клапанов осуществляются в соответствии со схемой механизма газораспределения, присущей конструкции двигателей. Но в конце четвертого такта в течение какого-то периода оба клапана открыты. Такое положение называется перекрытием клапанов. Оно способствует лучшему наполнению цилиндров через впускные трубопроводы.

Основными характеристиками данного цикла являются:

ε — степень сжатия;

λ — степень повышения давления;

q_1 — количество подведенного тепла;

q_2 — количество отведенного тепла;

η_c — коэффициент полезного действия цикла.

Для определения основных параметров в характерных точках цикла (1, 2, 3, 4) необходимо воспользоваться существующими зависимостями в термических процессах данного цикла. Для этого рассмотрим в диаграммах P, v и T, S цикл с подводом теплоты при $v = \text{const}$ (рис. 8.2 и 8.3).

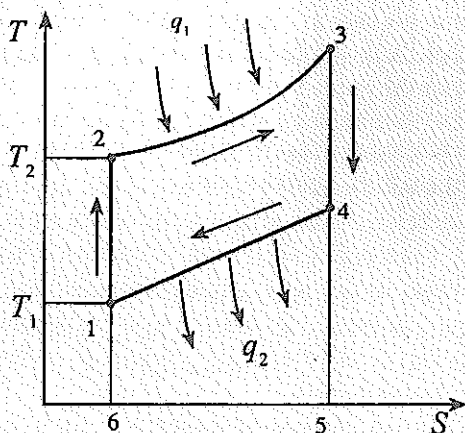


Рис. 8.3. Схема теоретического цикла двигателя в координатных осях T, S

При постоянной теплоемкости можно записать формулу КПД:

$$\eta_v = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_3 - T_2)}{c_v(T_4 - T_1)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}.$$

На основании зависимостей между параметрами для процесса (1-2) запишем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \epsilon^{\kappa-1}; \quad T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1}. \quad (8.5)$$

k — показатель адиабаты имеет одинаковое значение для адиабатического сжатия и расширения.

Для процесса (2-3):

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda; \quad T_3 = T_2 \cdot \lambda \quad (8.6)$$

Процесс расширения (3-4) адиабатический:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}; \quad T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (8.7)$$

Количество теплоты, выделенное в процессе сгорания топлива (2-3), можно определить по формуле:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2), \quad (8.8)$$

где c_v — теплоемкость при постоянном объеме, кДж/(кг·К).

На диаграмме T, S (рис. 8.3) q_1 соответствует площади (2-3-5-6). Количество теплоты с уходящими газами (4-1) равно:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1), \quad (8.9)$$

На диаграмме T, S (рис. 8.3) q_2 соответствует площади (1-4-5-6).

Коэффициент полезного действия можно определить по следующей формуле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (8.10)$$

Учитывая теоретические зависимости (8.5, 8.6, 8.7), после некоторых преобразований можно записать формулу для определения коэффициента полезного действия данного цикла через степень сжатия:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (8.11)$$

Анализируя полученную формулу (8.11,) можно отметить, что КПД двигателя зависит от ε и показателя адиабатического сжатия κ . Что касается работы, то ее можно определить как разность количества подведенного и отведенного тепла.

$$l_{ц} = q_1 - q_2. \quad (8.12)$$

Цикл с изобарным подводом теплоты. Этот цикл называют циклом Дизеля в честь немецкого инженера Рудольфа Дизеля, который

в 1897 году впервые предложил конструкцию подобного двигателя. На рисунке 8.4 показана схема работы дизеля [9, 12].

Отличительной особенностью данного цикла является то, что в цилиндр поступает воздух (процесс 0-1). Участок 1-2 — сжатие его в цилиндре по адиабате. После сжатия давление достигает 4-5 МПа. В конце сжатия в камеру впрыскивается распыленное жидкое топливо, которое воспламеняется и горит (2-3) с выделением тепла q_1 . Впрыск топлива производится насосом-форсункой. В точке 3 горение прекращается и газы расширяются в цилиндре (3-4). Это рабочий ход. После чего открывается выхлопной клапан и газы резко уходят из цилиндра (4-1). Происходит отвод тепла q_2 по изохоре 4-1. Давление и температура падают. При движении поршня к ВМТ происходит выталкивание (выпуск) из цилиндров отработавших газов через открытый клапан.

Основные характеристики цикла:

ε — степень сжатия;

ρ — степень предварительного расширения;

η_c — коэффициент полезного действия цикла;

q_1 — количество подведенного тепла;

q_2 — количество отведенного тепла;

l — работа цикла.

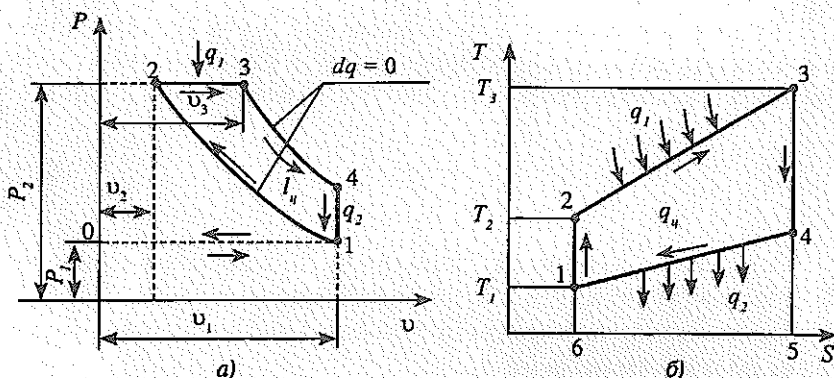


Рис. 8.4. Теоретический цикл д.в.с. с подводом тепла при постоянном давлении в координатах P, v и T, S

Связь между параметрами данного цикла определяется по тем же зависимостям:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho. \quad (8.13)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\kappa-1} = \delta^{\kappa-1}, \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\kappa}. \quad (8.14)$$

Параметры рабочего тела в характерных точках цикла можно определить из этих соотношений.

Например:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1},$$

T_3 из уравнения 8.13,

T_4 из уравнения 8.14.

В итоге определяется количество подведенного и отведенного тепла, работа цикла, коэффициент полезного действия.

Количество подведенного тепла в данном цикле:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right). \quad (8.15)$$

Количество отведенного тепла:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right). \quad (8.16)$$

Работа за цикл:

$$l_u = q_1 - q_2 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right); \quad (8.17)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (8.18)$$

Анализируя формулу (8.18), можно отметить, что КПД данного цикла увеличивается с увеличением степени сжатия ϵ и показателя κ и с уменьшением степени предварительного расширения ρ . Величина степени сжатия в двигателях, работающих по такому циклу, достигает порядка 20, что позволяет существенно повысить КПД.

Цикл со смещенным подводом теплоты. Цикл назван именем русского инженера Г.В. Тринклера, разработанного им в начале XX века. Теоретический цикл с изохорно-изобарным подводом тепла представлен на рисунке 8.5 [9, 12].

По этому циклу работают бескомпрессорные двигатели, в которых распыл топлива происходит при давлении 50–70 МПа. Топливо непосредственно подается через форсунку в цилиндр сначала в виде капель. После самовоспламенения в цилиндре горение происходит при постоянном объеме, а заканчивается при постоянном давлении.

На диаграмме p, v (1–2) происходит сжатие по адиабате, процесс 2–3 — горение при $v = \text{const}$. Здесь подводится количество тепла q_1 . Вторая доля тепла, максимальная, подводится в процессе 3–4 — q_2 . Процесс расширения 4–5. Процесс 5–1 — отвод теплоты q_2 с уходящими газами в атмосферу.

Основные характеристики цикла:

$$\epsilon = \frac{v_1}{v_2} \text{ — степень сжатия;}$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \text{ — степень повышения давления;}$$

$$\rho = \frac{v_4}{v_3} \text{ — степень предварительного расширения.}$$

Метод определения КПД цикла тот же, что и для предыдущих циклов. Целесообразно привести формулы для определения количества подведенного и отведенного тепла, а затем формулы КПД в окончательном виде.

Количество подведенного тепла на участке 2–3:

$$q'_1 = c_v (T_3 - T_2). \quad (8.19)$$

Количество подведенного тепла на участке 3-4:

$$q_1'' = c_p (T_4 - T_3). \quad (8.20)$$

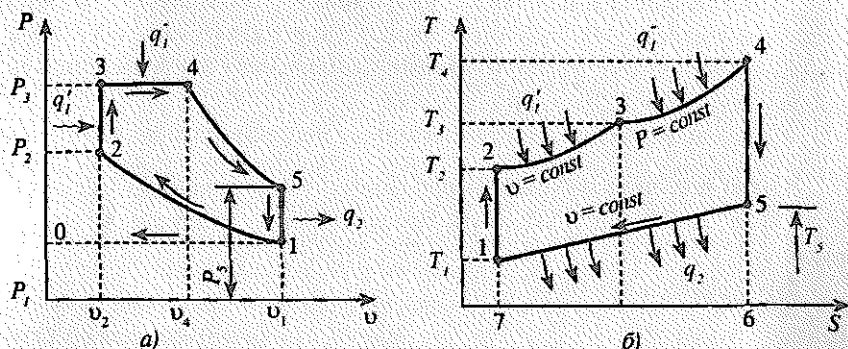


Рис. 8.5. Схемы цикла: а — в координатах P, v ; б — в координатах T, S

В общем цикле 2-3-4:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3). \quad (8.21)$$

Отведенное тепло на участке 5-1 (диаграмма T, S) определяется по известному выражению:

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1). \quad (8.22)$$

Зная количество подведенного и отведенного тепла, можно определить КПД данного цикла по общей формуле:

$$\eta_r = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (8.23)$$

Для основных параметров в характерных точках цикла нужно воспользоваться их зависимостями в термодинамических процессах с учетом формул (8.19, 8.20, 8.21, 8.22).

Формула (8.23) принимает вид

$$\eta_i = 1 - \frac{c_v (T_5 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)}.$$

С учетом отношения теплоемкостей $c_p/c_v = \kappa$ запишем:

$$\eta_i = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + \kappa (T_4 - T_3)}. \quad (8.24)$$

Чтобы получить окончательную формулу определения КПД данного цикла, необходимо выразить температуры в характерных точках цикла:

Для процесса $dq=0$ (1-2)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}. \quad (8.25)$$

Учитывая степень повышения давления в процессе (2-3):

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda, \quad T_3 = \lambda \cdot T_2. \quad (8.26)$$

Степень изобарического расширения при подводе теплоты (3-4) равна

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} = \rho, \quad T_4 = T_3 \cdot \rho. \quad (8.27)$$

Для адиабатического процесса расширение (4-5)

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} = \delta^{\kappa-1}, \quad T_5 = \frac{T_4}{\delta^{\kappa-1}}. \quad (8.28)$$

После соответствующих преобразований общих выражений (2.25, 2.26, 2.27, 2.28) получим окончательно

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)}. \quad (8.29)$$

Анализируя формулу (2.29), следует отметить, что КПД цикла со смешанным подводом теплоты тем больше, чем больше степень сжатия ε и степень повышения давления λ , и уменьшается с увеличением степени предварительного расширения ρ .

Работа цикла

$$l_{ц} = q_1 - q_2. \quad (8.30)$$

Сравнение циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Для сравнения рассматриваемых циклов более наглядное представление дает диаграмма T, S (рис. 8.5) [9, 12].

При сопоставлении циклов принимается, что для всех трех циклов максимальное давление P_3 и максимальная температура в конце горения T_3 одинаковы. На рис. 8.5 изображены все три цикла:

1-2P-3-4 — цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$;

1-2v-3-4 — цикл с подводом теплоты при $v = \text{const}$;

1-2-2'-3-4 — цикл со смешанным подводом теплоты.

Площадь 1-4-5-6 соответствует количеству отведенного тепла — q_2 при температуре T_4 . Существует два способа сравнения эффективности циклов: сравнение среднеинтегральных температур и сравнение площадей на диаграмме подвода и отвода теплоты.

Для нашего примера используем второй способ. Температуры в конце процесса сжатия для указанных циклов:

$$T_2^p > T_2^{cm} > T_{2v}, \text{ так как } \varepsilon_p > \varepsilon_{cm} > \varepsilon_v.$$

Площадь подвода теплоты для процессов на диаграмме T, S :

2p-3-5-6 — для цикла с изобарным подводом теплоты (q_p);

2-2'-3-5-6 — для цикла со смешанным подводом теплоты (q_{cm});

2v-3-5-6 — для цикла с изохорным подводом теплоты (q_v).

На этом основании можно записать следующее неравенство:

$$q_p > q_{cm} > q_v, \text{ а } \eta_p > \eta_{cm} > \eta_v.$$

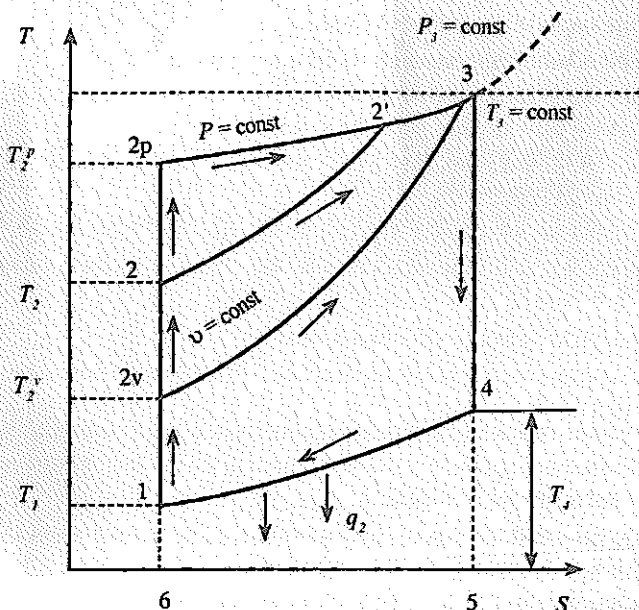


Рис. 8.5. Сравнение циклов в координатах T, S

Из графического сравнения циклов следует, что термический КПД цикла со смешанным подводом тепла занимает промежуточное значение по сравнению с другими циклами, т.е. КПД с изобарно-изохорным подводом теплоты больше η_v с изохорным подводом теплоты, но меньше, чем η_p в цикле с изобарным подводом теплоты. Площадь с изохорным подводом теплоты оказалась наименьшей, так как степень сжатия в карбюраторных двигателях ограничена самовоспламенением топливо-воздушной смеси и находится в пределах 8–12 единиц. В то время как в дизелях, где в цилиндрах сжимается воздух, достигает примерно 20, что позволяет существенно повысить КПД — коэффициент полезного действия (η). Для карбюраторных двигателей $\eta = 0,4–0,55$, в то время как в дизельных эта цифра выше и составляет примерно $\eta = 0,55–0,65$.

Контрольные вопросы

- 8.1. Объясните принцип работы двигателя внутреннего сгорания.
- 8.2. Что является основными характеристиками двигателя?

- 8.3. Дайте определение циклу Отто.
- 8.4. Дайте общее определение КПД и его анализ.
- 8.5. Какие двигатели внутреннего сгорания работают с подводом теплоты при постоянном объеме?
- 8.6. Цикл Г.В. Тринклера. Его особенности. Дайте определение и краткий анализ КПД.
- 8.7. Зависимость основных параметров в циклах. Как определяются температуры в характерных точках цикла с подводом теплоты при $v = \text{const}$?
- 8.8. Как определяется работа в цикле?
- 8.9. Что показывает сравнение циклов? Какой цикл наиболее эффективный?

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
3. Апальков А.Ф. Лабораторный практикум по теплотехнике. — Новочеркасск: НГМА, 1997.

Дополнительная литература

1. Щукин А.А. и др. Теплотехника. — М.: Металлургия, 1973.
2. Баскаков А.П. Теплотехника. — М.: Энергоиздат, 1991.

Задачи

Пример 8.1. Определить параметры рабочего тела в характерных точках термодинамического цикла поршневого двигателя, работу за цикл, количество подведенного и отведенного тепла, термический КПД цикла и среднее давление в цикле. Изобразить цикл в P, V и T, S диаграммах (в общем виде). Используя диаграмму T, S , сравнить цикл с другими термодинамическими циклами поршневых двигателей. Рабочее тело — воздух (1 кг).

Дано: $R = 0,287 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$

Π — цикл с изобарным подводом тепла.

$\varepsilon = 16$; $\rho = 2,0$; $P_1 = 0,098 \text{ МПа}$;

$t_1 = 27^\circ \text{C}$; $C_v = 0,720 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$; $C_p = \frac{\mu_{cp}}{\mu_t} = \frac{29,31}{29} = 1,01 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$.

Решение.

т.1. Находим начальный удельный объем из уравнения состояния:

$$v_1 = \frac{R_1 T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 300}{0,098 \cdot 10^6} = 0,878 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$T_1 = t_1 + 273 = 27 + 273 = 300 \text{ К}.$$

т.2. Удельный объем, давление и температура в конце адиабатического сжатия:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,878}{16} = 0,055 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = 300 \cdot (16)^{1,4} = 909 \text{ К}; t_2 = 636^\circ \text{C}.$$

$$P_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 909}{0,055} = 4,7 \text{ МПа}.$$

т.3. Определим параметры в конце предварительного расширения:

$$v_3 = v_2 \cdot \rho = 0,055 \cdot 2 = 0,11 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$P_2 = P_3 = 4,7 \text{ МПа}, T_3 = T_2 \cdot \rho = 909 \cdot 2 = 1818 \text{ К}.$$

т.4. Основные параметры в конце адиабатического расширения:

$$v_4 = v_1 = 0,878 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^\kappa = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\kappa = \left(\frac{0,878}{0,11} \right)^{1,4} = 16,1;$$

тогда

$$P_4 = \frac{4,7}{16,1} = 0,29 \text{ МПа.}$$

$$T_4 = T_1 \cdot \frac{P_4}{P_1} = 300 \cdot \frac{0,29}{0,098} = 887 \text{ К}; t_4 = 614 \text{ }^\circ\text{C}$$

Количество подведенного тепла в процессе (2-3).

$$q_1 = C_p \cdot (T_3 - T_2) = 1,01 \cdot (1818 - 909) = 918 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество отведенного тепла при выпуске отработавших газов (4-1):

$$q_2 = C_v \cdot (T_4 - T_1) = 0,723 \cdot (887 - 300) = 424 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа цикла

$$\ell_u = q_1 - q_2 = 918 - 424 = 494 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{918 - 424}{918} = 0,538 = 53,8\%.$$

Цикл с подводом теплоты по изобаре представлен на рис. 8.6.

Сравнение циклов в диаграмме T, S показано на рис. 8.7.

Сравнение проводим способом сравнения площадей на диаграмме T, S .

1-2-3-4 — цикл с изобарным подводом теплоты.

1-2'-3-4 — цикл с изохорным подводом теплоты.

1-3'-4'-3-4 — комбинированный подвод теплоты.

q_{1p} — площадь 2-3-5-6 — подведенная теплота ($P = \text{const}$).

q_{1v} — площадь 2'-3-5-6 — подведенная теплота ($V = \text{const}$).

$q_{1см}$ — площадь 3'-4'-3-5-6 — подведенная теплота в смешанном

цикле.

Площадь 1-4-5-6= q_2 — отведенная теплота.

Поскольку $q_{1P} > q_{1CM} > q_{1V}$, следовательно: $\eta_l^P > \eta_l^{CM} > \eta_l^V$.

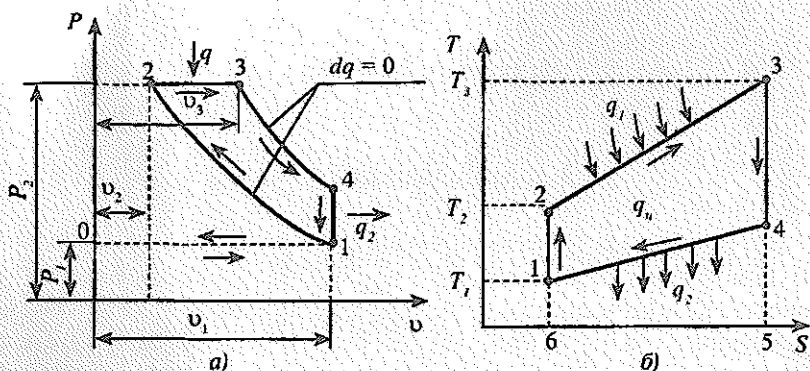


Рис. 8.6. Схема цикла в P, v и T, S диаграммах

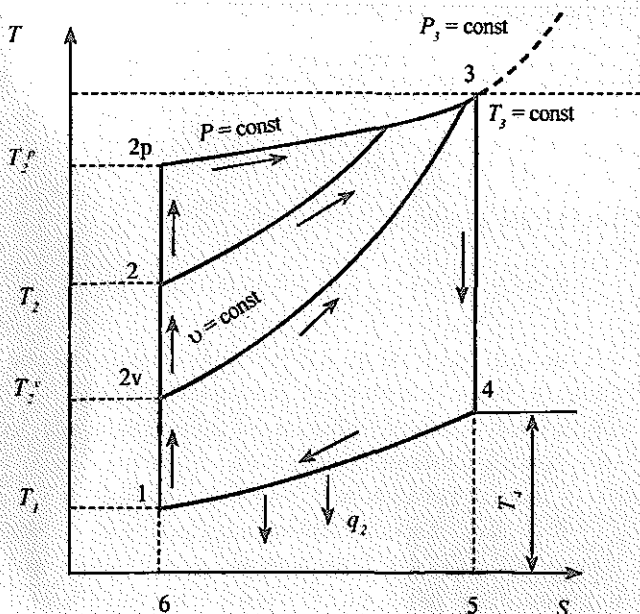


Рис. 8.7. Схема сравнения циклов

9. Циклы газотурбинных установок

9.1. Общие сведения

Газотурбинные установки находят широкое применение в различных областях народного хозяйства и особенно в авиационной промышленности. Они обладают многими преимуществами перед двигателем внутреннего сгорания. В газотурбинных установках отсутствуют инерционные усилия от возвратно-поступательного движения масс. Кроме этого, в двигателях внутреннего сгорания рабочее тело выходит из цилиндра с давлением, превышающим давление окружающей среды, в то время как в газовых турбинах при выпуске отработавших газов параметры близки к начальным (P_1, T_1). Поэтому потери на мощность, которые присущи двигателям, значительно снижаются с использованием газовых турбин. На рис. 9.1 показаны принципиальные схемы газотурбинной установки [9].

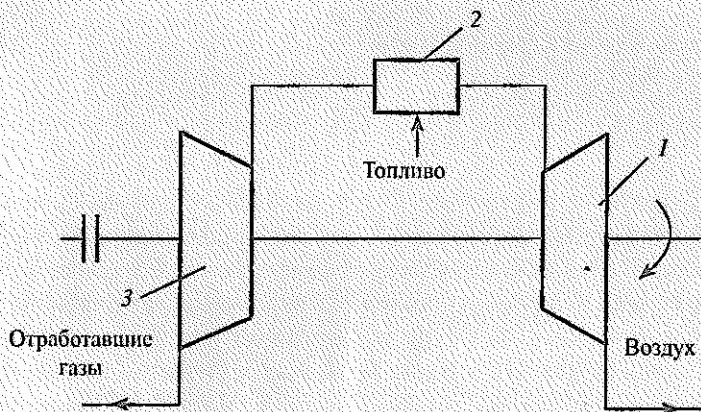


Рис. 9.1. Схема газотурбинной установки:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина

Принцип работы подобных установок состоит в следующем.

Воздух из окружающей среды нагнетается компрессором, сжимается в нем до необходимого давления, а затем подается в камеру сгорания, куда поступает жидкое или газообразное топливо, которое там и сгорает. Сгорание происходит при высокой температуре (600...800 °С) с образованием газообразных продуктов сгорания, которые поступают в сопла газовой турбины, где их энергия при адиабатном истечении преобразуется в кинетическую. Струи, истекающие из сопел, попадают на лопатки турбин, где кинетическая энергия газа расходуется на вращение вала установки, к которому могут быть подключены компрессоры, насосы, генераторы и т.д. Здесь механическая энергия вращения вала преобразуется в другие виды энергии, в том числе в электрическую.

В баланс мощности газотурбинной установки входят следующие показатели, которые указаны в уравнении (9.1).

$$N_{г.т.} = N_k + N_{э.г.} + N_n, \quad (9.1)$$

где $N_{г.т.}$ — мощность газотурбинной установки;
 N_k — мощность компрессора;
 $N_{э.г.}$ — мощность электрического генератора;
 N_n — мощность насоса.

Мощность электрогенератора:

$$N_{э.г.} = N_{г.т.} - N_k - N_n. \quad (9.2)$$

Газотурбинные установки могут работать по циклам с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$) и при постоянном давлении ($P = \text{const}$). Научными исследованиями и практикой турбиностроения было доказано, что наилучшие показатели имеют газотурбинные установки, работающие по циклу со сгоранием при $P = \text{const}$. Первая судовая газовая турбина с изобарным подводом теплоты была построена в 1897 году инженером-механиком русского флота П.Д. Кузьминским для катера. Но наибольшее развитие газовые турбины получили после Великой Отечественной войны.

9.2. Цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

Цикл газотурбинной установки, работающей с изобарным подводом теплоты, изображен на рис. 9.2.

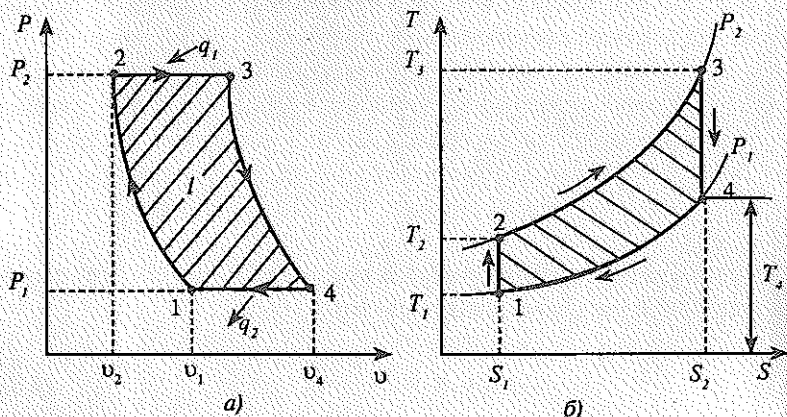


Рис. 9.2. Схема цикла газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты: *a* — в диаграмме P, v ; *б* — в диаграмме T, S

Адиабатное сжатие ($dq = 0$) воздуха в компрессоре (1-2). Изобарный подвод теплоты в камере сгорания (2-3):

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2), \quad (9.3)$$

где C_p — изобарная теплоемкость.

Адиабатное расширение ($dq = 0$) продуктов сгорания в соплах газовой турбины (3-4). Процесс (4-1) замыкает цикл с изобарным отводом теплоты от рабочего тела:

$$q_2 = C_p(T_4 - T_1). \quad (9.4)$$

Термический КПД установки можно определить по общему выражению:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (9.5)$$

Для нашего случая:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}.$$

Сократив теплоемкость и вынеся за скобки T_1 в числителе, а в знаменателе T_2 , получим выражение:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}.$$

Из соотношения адиабатического процесса сжатия (1-2) и расширения газа в турбине (3-4) можно записать:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}, \text{ поэтому } \eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{T_2/T_1}. \quad (9.6)$$

Основные характеристики данного цикла:

$\frac{P_2}{P_1} = \lambda$ — степень повышения давления в компрессоре,

$\frac{v_1}{v_2} = \varepsilon$ — степень сжатия.

На основании соотношения параметров и после соответствующих преобразований получим формулу КПД цикла с подводом теплоты при $P = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (9.7)$$

Из полученной формулы (9.7) можно сделать заключение, что термический КПД газотурбинного цикла зависит только от степени сжатия.

9.3. Цикл с подводом теплоты при $v = \text{const}$

Цикл ГТУ, работающий с подводом теплоты при $v = \text{const}$, изображенный в P, v и T, S диаграммой, показан на рис. 9.3.

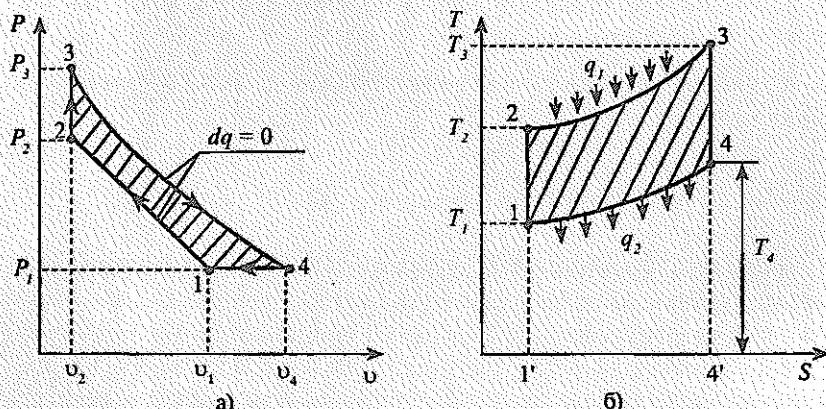


Рис. 9.3. Схема цикла ГТУ при $v = \text{const}$

Общая формула термического коэффициента полезного действия с учетом подвода теплоты (2-3) и отвода теплоты в данном цикле (4-1):

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - k \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}.$$

Соотношение параметров в зависимости от протекающего процесса было рассмотрено ранее.

В данном разделе необходимо отметить, что $\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{T_2/T_1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$, а для процесса выпуска газов (4-1) и сгорания продуктов топлива (2-3) можно записать:

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{1/k}.$$

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{k \cdot \left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{1/k} - 1 \right]}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (9.8)$$

С учетом степени повышения давления $P_3/P_2 = \lambda$ окончательно запишем:

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}. \quad (9.9)$$

Из-за отсутствия деталей с возвратно-поступательным движением газовые турбины способны развивать большие мощности, чем двигатели внутреннего сгорания. Предельные мощности, которые способны развить современные ГТУ, достигают 200 МВт. Подобные ГТУ применяются в качестве двигателей в авиации, на больших судах морского флота, а также в стационарных энергетических установках.

Контрольные вопросы

- 9.1. Объясните принцип работы ГТУ.
- 9.2. Идеальный цикл для ГТУ при $P = \text{const}$ и $v = \text{const}$.
- 9.3. Дайте определение КПД циклов.
- 9.4. Изобразите циклы в диаграмме P, v и T, S .
- 9.5. Основные характеристики циклов ГТУ.

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. Хазен М.М. Общая теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.
2. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. — М.: Машиностроение, 1973.

Задачи

Пример 9.1 Дан идеальный цикл газовой турбины с подводом теплоты при $P = \text{const}$. Найти параметры в характерных точках цикла, полезную работу, термический КПД, количество подведенной и отведенной теплоты, если известно: $P_1 = 100 \text{ кПа}$; $t_1 = 30^\circ \text{C}$; $t_3 = 750^\circ \text{C}$. Теплоемкость $C = \text{const}$. Рабочее тело — воздух. Степень повышения давления $P_2/P_1 = \lambda = 10$. Коэффициент $\kappa = 1,4$.

Решение.

Определим параметры в характерных точках цикла, который целесообразно показать в диаграмме P, v (рис. 9.4).

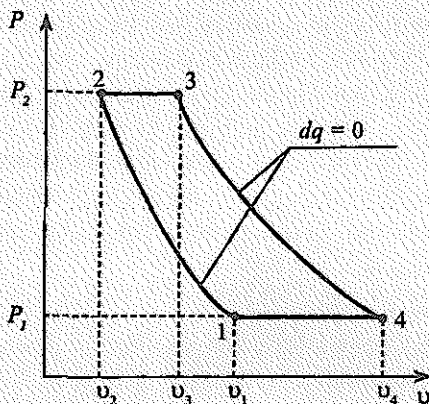


Рис. 9.4. Цикл ГТУ при $P = \text{const}$

Точка 1. $v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 303}{100 \cdot 10^3} = 0,871 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Точка 2. $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \cdot \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$

$$T_2 = 303 \cdot 10^{\frac{0,4}{1,4}} = 303 \cdot 1,93 = 585 \text{ K}; t_2 = 312^\circ \text{C};$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \lambda; P_2 = P_1 \cdot \lambda = 100 \cdot 10 = 1000 \text{ кПа} = 10 \text{ МПа};$$

$$N_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{287 \cdot 585}{1 \cdot 10^6} = 0,168 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$\text{Точка 3. } T_3 = 750 + 273 = 1023 \text{ К}; \quad P_3 = P_2 = 1 \text{ МПа};$$

$$v_3 = v_2 \cdot \frac{T_3}{T_2}; \quad v_3 = 0,168 \cdot \frac{1023}{585} = 0,293 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$\text{Точка 4. } \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}; \quad T_4 = \frac{T_1 \cdot T_3}{T_2} = \frac{1023 \cdot 303}{585} = 530 \text{ К};$$

$$t_4 = 257 \text{ }^\circ\text{C}; \quad P_4 = P_1 = 0,1 \text{ МПа}.$$

$$\text{Тогда } \frac{v_4}{v_1} = \frac{T_4}{T_1}; \quad v_4 = v_1 \cdot \frac{T_4}{T_1} = 0,871 \cdot \frac{504}{300} = 1,45 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Количество теплоты, подведенной в процессе (2–3):

$$q_2 = q_{2-3} = C_p \cdot (T_3 - T_2) = \frac{29,31}{28,96} \cdot (1023 - 585) = 442 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество отведенного тепла в процессе 4–1:

$$q_2 = q_{4-1} = C_p \cdot (T_4 - T_1) = \frac{29,31}{28,96} \cdot (530 - 303) = 229 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа цикла:

$$\ell_u = q_1 - q_2 = 442 - 229 = 213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{229}{442} = 0,49 = 49\%.$$

Ответ: 49%.

10. Водяной пар

10.1. Общие сведения

В теплотехнике к реальным газам относят перегретые пары некоторых жидкостей. В реальных условиях пары могут быть перегреты, сжижены в конденсат или приведены в твердое состояние. Это касается таких веществ, как вода, аммиак, метил, сернистый ангидрид и другие.

Но наибольшее распространение получил водяной пар, так как вода, из которой получают водяной пар, находит широкое распространение в природе. Вода и водяной пар обладают хорошими термодинамическими свойствами. Пар представляет собой промежуточное агрегатное состояние между жидкостью и газом. Процесс получения пара из жидкости может осуществляться испарением и кипением.

Испарение — это процесс парообразования, происходящий с поверхности жидкости. Бурное парообразование по всей массе жидкости при сообщении ей количества теплоты, называется кипением. При отнятии тепла от пара он снова превращается в жидкость. Это явление называется конденсацией.

10.2. Процессе парообразования

Водяной пар получают в паровых котлах при постоянном давлении, т.е. при $P = \text{const}$. Рассмотрим процесс парообразования в диаграмме P, v (рис. 10.1). Допустим, что 1 кг воды при $t=0^\circ\text{C}$ находится при по-

стоянном давлении P_1 . Вода может находиться в цилиндрическом сосуде с поршнем, на который действует груз при давлении P_1 . При указанном давлении 1 кг воды занимает объем v_0 . На диаграмме это точка (a_1).

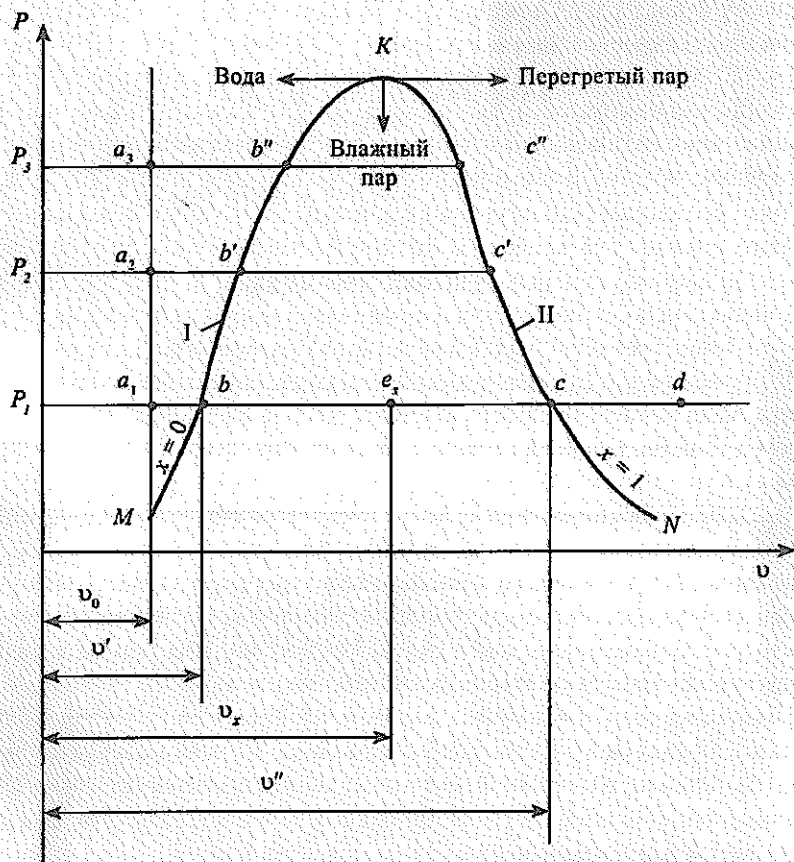


Рис. 10.1. Процесс парообразования в диаграмме P, v

Учитывая несжимаемое свойство воды, на диаграмме P, v линия, характеризующая начальное состояние воды в зависимости от давления, носит характер почти прямой линии, т. е. изохоры ($a_1 - a_2$). С подводом теплоты объем увеличивается и с момента кипения станет равен v' , что соответствует точке (b). При дальнейшем подводе теплоты к кипящей

воде она начнет превращаться в пар, причем давление и температура остаются неизменными, т.е. процесс изобарно-изотермический. В точке (с) весь объем воды превратится в насыщенный пар, а температура кипения станет равна температуре насыщения (t_n). Эта температура зависит от давления. Например, при $P_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа}$, $t_n = 99,09 \text{ }^\circ\text{С}$, а при $P_{\text{атм}} = 0,2 \text{ МПа}$, $t_n = 119,6 \text{ }^\circ\text{С}$ и т.д. Таким образом, в начале процесса парообразования имеется только жидкость, а в конце только пар. На участке парообразования (b—c) рабочее тело претерпевает два агрегатных состояния: жидкое и состояние сухого насыщенного пара. Промежуточные состояния (λ_x) определяют влажное состояние с объемом (v_x). Значит, влажный насыщенный пар занимает объем от v' до v'' . В точке (с) сухой насыщенный пар. С последующим подводом теплоты при (P_1) сухой насыщенный пар превращается в перегретый, точка (d). Участок (c—d) — перегрев пара. При этом температура возрастает, т.е. $t > t_n$.

С увеличением давления до P_2 в процессе парообразования (точка a_2), начальный объем (v_0) практически не изменяется, а удельный объем (v') кипящей воды несколько увеличится (точка b'). Это вызвано температурным расширением жидкости. Что касается удельного объема (v''), то из-за повышения давления он уменьшится, так как процесс парообразования проходит более интенсивно. При дальнейшем увеличении давления до P_3 также возрастет объем v' и, наоборот, уменьшится объем сухого насыщенного пара v'' . Рассматривая процесс в координатной системе P, v , можно отметить следующие закономерности. Соединив характерные точки между собой, получим кривые линии. Линия МК, характеризующая состояние жидкости (I), называется пограничной кривой жидкости или нижней пограничной кривой (НПК). Кривая НК (II), характеризующая окончание процесса парообразования сухого насыщенного пара ($x = 1$), называется верхней пограничной кривой (ВПК). В точке К кривые (II) и (I) сходятся при различных давлениях. Это критическая точка, в которой исчезает различие в свойствах жидкости и пара. Этому состоянию соответствуют критические параметры: $t_{\text{кр}} = 374,15 \text{ }^\circ\text{С}$, $P_{\text{кр}} = 22,565 \text{ МПа}$, $v_{\text{кр}} = 0,0032 \text{ м}^3/\text{кг}$. Критическая точка К лежит на графике трех состояний: вода, влажный пар, перегретый пар. Таким образом, область, расположенная слева на диаграмме P, v от НПК, характеризует состояние жидкости; область, расположенная между двумя пограничными кривыми НПК и ВПК, характеризует область влажного пара, а область справа от ВПК характеризует пере-

гретый пар. Геометрическое место точек на ВПК отвечает состоянию сухого насыщенного пара ($x = 1$), который характеризуется степенью сухости (x). Степень сухости пара — это отношение массы (m) сухого пара к массе влажного пара:

$$x = \frac{m_{c.n.}}{m_{a.n.}}. \quad (10.1)$$

Весовое содержание жидкости в 1 кг смеси называется степенью влажности ($1 - x$).

Удельный объем влажного пара зависит от давления и от степени сухости:

$$v_x = v_x'' + (1 - x) \cdot v', \quad (10.2)$$

Степень сухости можно определить из уравнения (10.2):

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'}. \quad (10.3)$$

При незначительных давлениях (до 3 МПа) удельный объем влажного насыщенного пара можно определить по формуле:

$$v_x = v_x''.$$

Плотность влажного пара

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_x'' + (1 - x) \cdot v'} \quad (10.4)$$

или по приближенной формуле:

$$\rho_x = \frac{1}{v_x''} = \frac{\rho''}{x}. \quad (10.5)$$

Перегретый пар имеет более высокую температуру (t) по сравнению с температурой насыщения (t_s). Перегревом называют температуру ($t - t_s$) при одном и том же давлении. В процессе парообразования необходимо

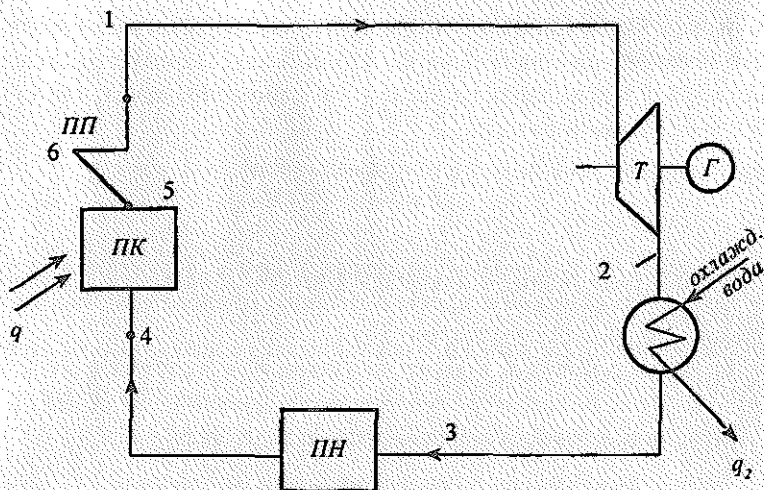


Рис. 10.2. Схема простейшей паросиловой установки:
 ПК — паровой котел; ПП — пароперегреватель; Т — паровая турбина;
 Г — генератор; К — конденсатор; ПН — питательный насос

определить количество теплоты, затраченной для подогрева жидкости от 0 °С до температуры кипения:

$$q_p = h_2 - h_1 = h' - h'_0,$$

где энтальпия h'_0 при невысоких давлениях принимается равной нулю;
 h_1 и h_2 — соответственно значения энтальпии в начале и в конце процесса;

q_p — теплота жидкости.

$$\text{Тогда } q_p = h'. \quad (10.6)$$

Значение внутренней энергии жидкости можно определить из общей формулы: $h = u + Pv$,

$$\text{тогда } u' = h' - Pv'. \quad (10.7)$$

Если процессы протекают при невысоких давлениях, то величина Pv' мала, тогда

$$u' = h' , \quad (10.8)$$

внутренняя энергия жидкости равна энтальпии.

Работа цикла $l_{ц} = q_1 - q_2$.

Что касается теплоемкости водяного пара в зависимости от температуры, то ее значения сведены в таблицы приложения, так же, как и значения основных параметров.

Энтропия водяного пара отсчитывается от условного нуля при $t=0,01$ °С. Этой температуре соответствует давление 0,0006108 МПа.

Энтропию жидкости можно определить по формуле:

$$S' = c \cdot \ln \frac{T_n}{273} ,$$

где c — теплоемкость воды;

T_n — температура насыщения в К, то есть

$$S' = 4,29 \cdot \ln \frac{T_n}{273} \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Для сухого насыщенного пара энтропия S'' определяется по формуле:

$$S'' = S' + \frac{r}{T_n} ,$$

где r — теплота парообразования.

Энтропия влажного насыщенного пара

$$S_x = S' + \frac{r}{T_n} \cdot x ,$$

где x — степень сухости пара.

Значения энтропии S' и S'' приведены в таблицах насыщенного пара, а $\frac{r}{T''}$ можно получить из этих же таблиц как разность $(S'' - S')$.

Энтропия перегретого пара находится из уравнения

$$S = S'' + \int_{T''}^T C_p \frac{dT}{T}.$$

Значения энтропии (S) также приведены в таблице перегретого пара.

10.3. Циклы паросиловых установок. Цикл Ренкина

Паровые теплосиловые установки находят широкое применение в теплоэнергетике народного хозяйства. Рабочим телом служит водяной пар. Схема простейшей паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, показана на рис. 10.2, 10.3 и 10.4 [12]. Обозначения на диаграммах совпадают.

Рассмотрим теоретический цикл Ренкина, по которому работают современные паросиловые установки. Данный цикл был разработан шотландским инженером У.Д. Ранкиным (Ренкиным), который является одним из основателей технической термодинамики. Он впервые предложил цикл парового двигателя. Работа цикла заключается в следующем: в паровом котле (ПК) при подводе теплоты (q) осуществляется процесс парообразования (на диаграмме P, v участок (4–5)). Затем пар поступает в пароперегреватель (ПП), где доводится до определенной температуры (6–1). Перегретый пар по паропроводу направляется в паровую турбину (ПТ), где, расширяясь адиабатно, совершает работу (1–2), вращая колесо турбины. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор (К), где отдает непревращенную в работу теплоту охлаждающей воде. Здесь пар конденсируется (2–3), а затем с помощью питательного насоса (ПН) сжимается и подается снова в котлоагрегат (ПК) для нового цикла (3–4). Вода подается насосом по изохоре (3–4). Процесс 4–5–6–1 является процессом получения рабочего пара в котлоагрегате (ПК) и перегревателе (ПП). Адиабатическое расширение в турбине (1–2) связано с производ-

ством внешней работы. Цикл завершается на процессе конденсации пара (2-3) в конденсаторе. Такой цикл называется циклом Ренкина.

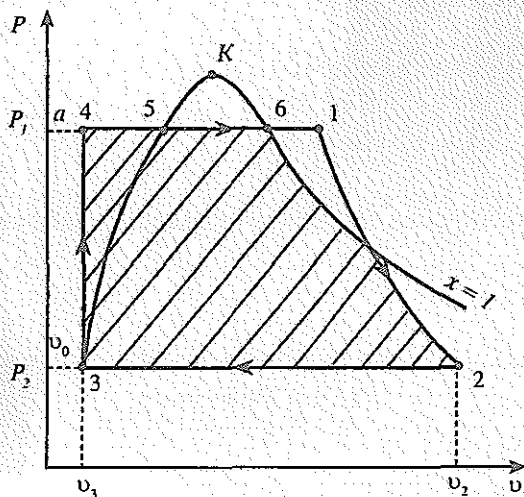


Рис. 10.3. Цикл Ренкина на диаграмме P, v

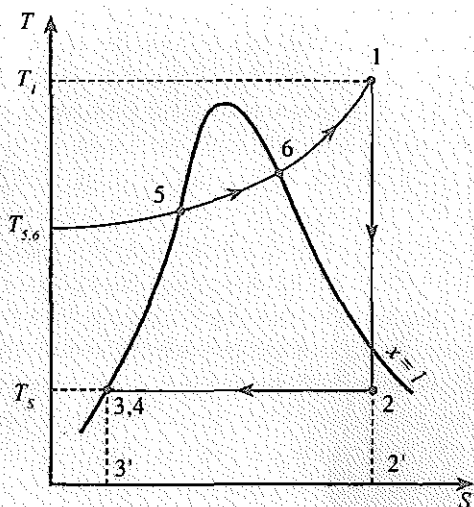


Рис. 10.4. Цикл Ренкина на диаграмме T, S

Количество теплоты, необходимой для перевода 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый при постоянном давлении, называется теплотой перегрева.

$$q_n = \int_{t_n}^t C_p dt, \quad (10.9)$$

где C_p — истинная массовая теплоемкость перегретого пара при $P = \text{const}$.

Термический КПД цикла Ренкина можно определить по общему выражению:

$$\eta_r = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (10.10)$$

где q_1 — теплота, сообщаемая в процессе парообразования на участке 4-5-6-1 при $P = \text{const}$;

q_2 — теплота, отдаваемая паром в конденсаторе (2-3) при $P = \text{const}$.

В свою очередь $q_1 = h_1 - h'_2$,

где h_1 — энтальпия пара, поступавшего в турбину;

h'_2 — энтальпия конденсата (жидкости).

Теплота, отдаваемая паром в конденсаторе (2-3) при $P = \text{const}$.

$$q_2 = i_2 - i'_1,$$

где i_2 — энтальпия пара после выхода из турбины.

Окончательно формула КПД будет иметь следующий вид:

$$\eta_r = \frac{h_1 - h'_2 - (h_2 - h'_2)}{h_1 - h'_2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}. \quad (10.11)$$

Удельный расход пара (d_0) для получения 1 кВт·ч можно определить по формуле:

$$d_0 = \frac{860}{h_1 - h_2} \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right). \quad (10.12)$$

Наиболее удобно для определения работы цикла (l_u) и (η_r) пользоваться диаграммой h - S .

Теплосиловые установки служат не только для выработки электроэнергии с помощью генераторов (Г), которые устанавливают на валу турбины. Чтобы повысить эффективность работы паросиловой установки, необходимо повысить давление и температуру за турбиной до такой величины, чтобы отбросную теплоту можно было использовать для отопления, горячего водоснабжения и других различных технологических процессов. С этой целью целесообразно отработавший конденсат не выбрасывать снова в водоем, а заполнять им отопительные системы потребителей. Станции, работающие по этому принципу, называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Кроме этого, отбросная вода может быть использована для обогрева бассейнов и водоемов, парников и теплиц. Это технология будущего, которую многие ученые называют безотходной. КПД паросиловых установок выше, чем у ГТУ, несмотря на значительные потери эксергии при передаче теплоты от продуктов сгорания к пару. В качестве недостатка можно отметить их большую металлоемкость, в первую очередь, котлоагрегата. Поэтому установки все стационарные. В нашей стране созданы установки, позволяющие обеспечивать выработку энергии до 1200 МВт.

Контрольные вопросы

- 10.1. Назначение водяного пара.
- 10.2. Охарактеризуйте термодинамические свойства воды и пара.
- 10.3. Изобразите процесс парообразования в диаграмме P, v .
- 10.4. Что такое степень сухости?
- 10.5. Объясните принцип работы простейшей паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина.
- 10.6. Как определяются основные параметры водяного пара?
- 10.7. Дайте определение кривым, характеризующим состояние пара.
- 10.8. Что такое критическая точка К?
- 10.9. За счет чего можно повысить КПД паросиловой установки?

Основная литература

1. Нацекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
2. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.

Дополнительная литература

1. Баскаков А.П. Теплотехника. — М.: Энергоиздат, 1991.
2. Ларионов Н.Н. Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1976.

Задачи

Пример 10.1. Определить внутреннюю энергию сухого насыщенного пара при $P=2,0$ МПа.

Решение.

По формуле для сухого насыщенного пара

$$u'' = h'' - Pv''.$$

Из таблиц в приложении выпишем данные для энтальпии и удельного объема.

$$h'' = 2799 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad v'' = 0,099 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$\text{Следовательно, } u'' = 2799 - \frac{2,0 \cdot 10^6 \cdot 0,099}{1000} = 2601 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Ответ: 2601 кДж/кг

Пример 10.2. Определить энтальпию и внутреннюю энергию влажного насыщенного пара при $P=1,5$ МПа и степени сухости $x=0,95$.

Решение.

По формуле для влажного пара

$$h_x = h' + rx.$$

По таблицам для водяного пара находим:

$$h' = 844 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad r = 1947 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad v'' = 0,1317 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Отсюда $h_x = 844 + 1947 \cdot 0,95 = 2693$ кДж/кг.

Удельный объем влажного пара определить можно по формуле:
 $v_x = v''_x = 0,1317 \cdot 0,95 = 0,1251$ м³/кг.

Внутренняя энергия влажного пара

$$u_x = h_x - P v_x = 2693 - \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,125}{1000} = 2505 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: 2505 кДж/кг

Пример 10.3. Определить состояние водяного пара, если давление 0,8 МПа, а температура $t=200$ °С.

Решение.

По таблицам насыщенного пара давлению 0,8 МПа соответствует $t_n = 170,42$ °С. Так как эта температура ниже заданной по условию, то пар перегрет. Перегрев составляет

$$t - t_n = 200 - 170,42 = 29,58 \text{ °С.}$$

Ответ: 29,58 °С

Пример 10.4. Найти энтропию влажного насыщенного пара при $P=2,5$ МПа и степени сухости $x=0,8$.

Решение.

По формуле для влажного насыщенного пара воспользуемся уравнением и таблицами из приложения.

Из таблицы запишем:

$$S' = 2,554 \text{ кДж/(кг·К); } S'' = 6,256 \text{ кДж/(кг·К);}$$

Определим S_x :

$$S_x = 2,554 + (6,256 - 2,554) \cdot 0,8 = 5,5156 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Ответ: 5,5156 кДж/(кг·К).

11. Циклы холодильных установок

11.1. Холодопроизводительность и холодильный коэффициент

Известно, что холод находит широкое применение не только в быту для хранения пищевых продуктов, но и в других отраслях промышленности. Для этого применяют бытовые холодильники и холодильные установки, основной задачей которых является искусственное охлаждение различных тел и целых помещений. Для поддержания низких температур применяются паровые и воздушные установки, которые способны поддерживать нужную температуру в течение длительного периода. Наибольшее распространение получили паровые холодильные установки. В качестве рабочих тел (хладоагентов) применяется аммиак NH_3 , а также различные фреоны. Наиболее распространенными фреонами являются: Ф-12 (CF_2CL_2), Ф-22 (CHF_2CL), Ф-113 ($C_2F_3CL_3$) и другие. Физические свойства основных хладоагентов приведены в таблице 11.1

Таблица 11.1

Физические свойства основных хладоагентов

Основные характеристики	Аммиак	Фреон -12
Температура кипения при 100,3 °С	-33,4	-29,8
Давление насыщенного пара, Мн/м ² : при $t = +25$ °С	1,022	0,663
$t = -10$ °С	0,297	0,224
Удельный объем пара, м ³ /кг		
при $t = +25$ °С	0,128	0,128
$t = -10$ °С	0,42	0,08
Теплота парообразования, кДж/кг		
при $t = +25$ °С	1168	142,3

Основные характеристики	Аммиак	Фреон —12
$t = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	1295	159
Энтальпия жидкости, кДж/кг при $t = +25\text{ }^{\circ}\text{C}$	537	442
$t = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	379	411

Идеальным циклом холодильной установки принято считать обратный цикл Карно тепловой машины. На диаграмме T, S (рис. 11.2) NK — нижняя пограничная кривая холодильного агента при степени сухости ($x=0$); $МК$ — верхняя пограничная кривая ($x=1$). Точка 1 характеризует начальное состояние рабочего тела при входе в компрессор 2; линия 1–2 представляет процесс адиабатического сжатия холодильного агента в компрессоре; 2–2' — процесс, связанный с отводом теплоты перегрева; 2'–3 — процесс конденсации. В подобных циклах тепло отнимается от охлаждаемых тел при работе хладагента и передается окружающей среде. На рис. 11.1 представлена схема паровой холодильной установки [4], а на рис. 11.2 цикл данной установки показан в координатах тепловой диаграммы T, S . В обратном цикле за счет затрат работы осуществляется передача теплоты от тел менее нагретых к более нагретым. Компрессор 2 всасывает из испарителя 1 сухой насыщенный пар хладагента (фреон Н-12) при постоянном давлении P_1 и температуре t_1 (точка 1). В компрессоре 2 происходит сжатие без теплообмена ($dq \cong 0$) по линии 1–2.

При этом процессе затрачивается удельная работа (Дж/кг) хладагента. Теплосодержание h повышается:

$$l = h_2 - h_1 (\text{Дж/кг}). \quad (11.1)$$

при h_1 — энтальпия хладагента, отнятого и охлаждаемого объекта (т.1);

h_2 — энтальпия хладагента после адиабатического сжатия (т.2).

В процессе сжатия пар становится сухим насыщенным или перегретым. Из компрессора 2 пар поступает в холодильник (конденсатор), где в результате конденсации теплота отдается окружающей среде. Процесс (2–3) на диаграмме изобарно-изотермический. Затем в специальном дроссельном клапане жидкий фреон подвергается дросселированию

(3–4), после чего часть жидкости превращается в пар. Давление и температура уменьшается до начального (P_1, T_1). Этот процесс является необратимым и протекает с возрастанием энтропии (3–4). Точка (4) характеризует рабочее тело при входе в испаритель. Затем хладагент (фреон) в виде влажного насыщенного пара поступает в испаритель. На участке (4–1) происходит охлаждение за счет отвода теплоты от охлаждаемой среды. Здесь влажный пар получает в испарителе количество тепла $q_2 = h_1 - h_4$ (площадь 1–6–7–4–1).

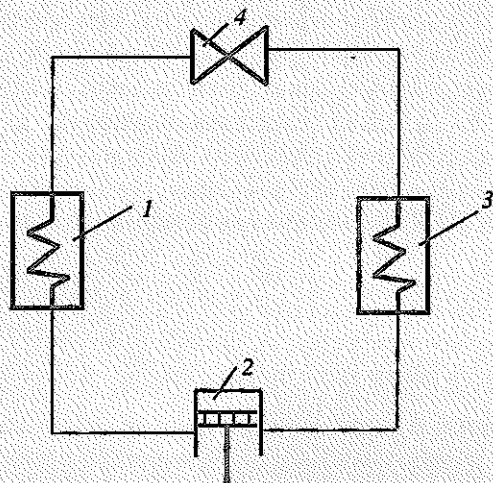


Рис. 11.1. Схема паровой компрессорной холодильной установки: 1 — испаритель; 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 — дроссель

Количество теплоты, отданное хладагентом в конденсаторе $q_1 = h_2 - h_3$, которое изображается площадью 2–6–8–3–2'. Работа в данном цикле равна:

$$l = q_1 - q_2 \quad (11.2)$$

$$l_u = h_2 - h_3 - h_1 + h_4,$$

а с учетом того, что $h_3 = h_4$, то $l_u = h_2 - h_1$. (11.3)

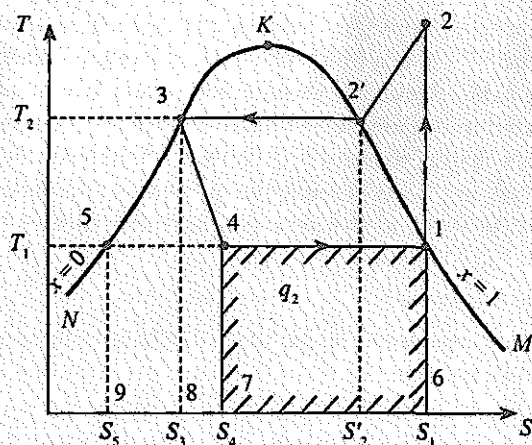


Рис. 11.2. Диаграмма T, S холодильного цикла

Следовательно, работа, затраченная в цикле, равна работе, совершенной компрессором для адиабатного сжатия холодильного агента. Холодильный коэффициент (ϵ), который характеризует степень совершенства обратного обратимого цикла, определяется по формуле:

$$\epsilon = \frac{q_2}{l_u} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}, \quad (11.4)$$

где q_2 — количество теплоты, отведенной в цикле;
 l — затраченная работа в цикле.

Принимая теплоемкость постоянной $C_p = \text{const}$, запишем:

$$\epsilon = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}. \quad (11.5)$$

После соответствующих преобразований получаем формулу для определения коэффициента холодильного цикла Карно:

$$\epsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1}. \quad (11.6)$$

Из приведенной формулы видно, что чем выше температура охлаждаемого тела (T_2) и чем ниже температура теплоприемника T_1 , тем больше КПД цикла. Дросселирование несколько уменьшает q_2 за счет увеличения энтропии (процесс 3–4). Это зависит от теплоемкости, так как чем меньше теплоемкость хладагента в жидком состоянии, тем меньше будет происходить изменение энтропии при дросселировании и тем больше будет (q_2), а значит, и совершеннее цикл.

Контрольные вопросы

- 11.1. Изобразите теоретический цикл паровой компрессорной холодильной установки.
- 11.2. Объясните принцип работы паровой компрессорной установки.
- 11.3. Что является рабочим телом холодильных установок?
- 11.4. Дайте анализ холодильному коэффициенту по циклу Карно.

Основная литература

1. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1974.
2. Шукин А.А. Теплотехника. — М.: «Металлургия», 1973.
3. Четкин А.В. Теплотехника — М.: Высшая школа, 1986.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Основы теории теплообмена

12. Основные положения и определения. Способы передачи теплоты

Теория теплообмена — наука, изучающая причины переноса теплоты в пространстве и передачи ее от одних тел к другим. С теплообменом связаны многие явления тепло- и массопереноса не только в природе, но и во многих отраслях техники, где используются основные положения теории теплообмена. Примером могут служить теплообменные аппараты, паровые котлы, конденсаторы, отопительные приборы, холодильная техника и т.д. Практически ни одна отрасль промышленности не обходится без специалистов, знающих и умеющих применять знания в области теории теплообмена.

Основные положения изучения о теплоте были заложены великим русским ученым М.В. Ломоносовым, который впервые (1744 г.) установил физическую сущность передачи теплоты от одних частиц тела к другим. Русские и советские ученые внесли большой вклад в развитие теории теплообмена. В первую очередь академики М.В. Кирпичев, М.А. Михеев, Г.Н. Кружилин и другие. Из зарубежных ученых необходимо отметить французского физика Б. Фурье, который в 1807 году дал определение основному закону теплопроводности.

В развитие теории теплопроводности большой вклад внесли отечественные ученые А.В. Лыков, Г.М. Кондратьев, а в области теплопередачи необходимо отметить заслугу таких ученых, как А.Г. Столетов,

В.А. Михельсон, Н.А. Умов и Б.Б. Голицин. Теплообмен является сложным процессом, поэтому для более доступного изложения с целью практического применения рассмотрим три основных вида теплообмена: теплопроводность, конвективный теплообмен и теплообмен, связанный с тепловым излучением.

Теплопроводность — процесс распространения теплоты внутри тела за счет переноса энергии микрочастицами путем взаимного их соприкосновения. Быстродвижущиеся микрочастицы отдают свою энергию более медленным. Этот процесс проходит тем интенсивнее, чем больший температурный перепад. Такие явления наблюдаются в твердых телах [9].

Основным законом теплопроводности является закон Фурье, выражение которого имеет следующий вид [9]:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t \text{ Вт/м}^2, \quad (12.1)$$

где q — удельный тепловой поток;

λ — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К);

$\operatorname{grad} t$ — градиент температуры, °К/м.

Знак «минус» в уравнении (12.1) указывает на то, что вектор q направлен противоположно вектору $\operatorname{grad} t$, т. е. в сторону уменьшения температуры.

Температурное поле — это совокупность значений температур в данный момент времени для всех точек рассматриваемой среды. Если температура T зависит от времени τ , температурное поле называется нестационарным. В общем виде уравнение температурного поля имеет вид:

$$t = \varphi(x, y, z, \tau), \quad (12.2)$$

где t — температура среды,

x, y, z — координаты этой среды,

τ — время.

Если температурное поле в любой точке среды не зависит от времени, то температурное поле называется стационарным:

$$t = \varphi(x, y, z) \quad (12.3)$$

Наилучшей теплопроводностью из существующих в природе газов обладает водород. При температуре 20°C теплопроводность водорода составляет $\lambda = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, в то время как у воздуха $\lambda = 0,025 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Что касается теплопроводности металлов, то она намного выше не только газов, но и других различных материалов. Наибольшей теплопроводностью обладают цветные металлы: алюминий, олово, латунь, медь, серебро, золото, платина, у которых коэффициент $\lambda \approx 360\text{--}415 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Теплопроводность черных металлов значительно ниже и составляет $\lambda \approx 45\text{--}55 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Жидкости имеют коэффициент теплопроводности в пределах единицы, например, для воды $\lambda = 0,6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Для строительных материалов $\lambda = 0,6\text{--}1,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Низким коэффициентом теплопроводности обладают изоляционные материалы. К изоляционным материалам можно отнести материалы, изготовленные из шерсти, хлопка, древесины, асбеста, шлака, глины и др. Минеральная вата, зонолит, железобетонная крошка, пенобетон, асбоцемент, газостекло, мипор, пористые материалы из пенопласта, пенополиуретаны также относятся к изоляционным. У этих материалов коэффициент теплопроводности $\lambda < 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Но коэффициент теплопроводности зависит от давления, температуры и влажности. Значение коэффициента теплопроводности различных материалов и пределы его изменений приводятся в приложениях, которые можно найти в любом теплотехническом справочнике.

Под конвекцией понимают процесс переноса тепла из одной части пространства в другую путем перемещения их частиц в данном объеме. Это явление может быть свободным или вынужденным, так как зависит от действия внешних сил. Поэтому различают свободную и вынужденную конвекцию. Явление конвекции, как правило, всегда сопровождается теплопроводностью и конвекцией. Эти два совместных явления называют конвективным теплообменом. Если теплообмен происходит между поверхностью тела и средой, то его называют конвективной теплоотдачей или теплоотдачей соприкосновением, которую описывают уравнением Ньютона—Рихмана:

$$q_k = a_k \Delta t, \quad (12.4)$$

где q — удельный тепловой поток;

a_k — коэффициент теплоотдачи; Вт/м^2 ;

Δt — разность температур между поверхностью греющего тела и окружающей средой, К.

Тепловое излучение — это передача энергии в пространство путем электромагнитных волн. Поток энергии излучения, проходящий через единицу поверхности, называют поверхностной плотностью потока излучения. Плотность теплового потока q при переносе теплоты излучением определяется по формуле [9]:

$$q = \frac{C}{(T/100)^4}, \quad (12.5)$$

где C — коэффициент излучения тела, Вт/(м²К⁴);

T — термодинамическая температура тела, К.

Если известна температура излучающей среды T_c к какой-либо поверхности, имеющей соответствующую температуру $T_{\text{пов}}$, то тепловой поток можно определить по формуле на основании закона Стефана—Больцмана:

$$q = \delta_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_c - T_{\text{пов}}) \text{ Вт/м}^2, \quad (12.6)$$

где δ_0 — коэффициент излучения, Вт/(м²К⁴);

$\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты, которая зависит от свойств излучающей среды и поверхности тела.

Для различных тел эти величины имеют разные значения и определяются их физическими и природными свойствами, от которых зависит их тепловое состояние.

Теплопередачей называется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому через различные разделяющие твердые предметы. К разделяющим предметам можно отнести стенки: плоские, цилиндрические, шаровые, а также тела неправильной формы. Материал этих стенок может быть самым разным. Примером явления теплопередачи может служить передача тепла от горячего теплоносителя внутри паропровода через стенку трубы в окружающую среду.

Плотность удельного теплового потока в этом примере можно определить по формуле:

$$q = \pi k (t_n - t_p) \quad (12.7)$$

где t_{f1} и t_{f2} — средние температуры горячего и холодного источника;
 k — коэффициент теплопередачи Вт/м²К.

Коэффициент теплопередачи является основной количественной характеристикой, имеющей непосредственную связь с коэффициентом теплоотдачи α и коэффициентом теплопроводности λ . Решение совместных уравнений конвективного теплообмена и теплопроводности будет изложено в дальнейших разделах.

12.1. Теплопроводность через плоскую однослойную стенку

Рассмотрим пример решения задачи с помощью теплообмена, который распространяется теплопроводностью в однослойной однородной плоской стенке.

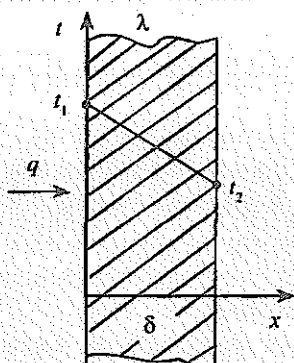


Рис. 12.1. Схема распространения температур в однослойной стенке

Даны граничные условия первого рода $t_1 > t_2$.

Удельный тепловой поток распространяется вдоль оси x . Температурный градиент является величиной постоянной по всей толщине стенки δ .

$$\text{grad}t = \frac{dt}{dx} = \text{const.}$$

Для стационарного режима плотность теплового потока определяется по формуле:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2), \quad (12.8)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\frac{\lambda}{\delta}$ — тепловая проводимость;

t_1 и t_2 — температуры соответствующих поверхностей.

Приведенная формула находит широкое распространение при решении задач, так как из формулы (12.8) можно определить λ , δ , Δt в зависимости от поставленной задачи.

Для поверхности F полный тепловой поток Q можно определить по формуле:

$$Q = q \cdot F = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F. \quad (12.9)$$

Величина, обратная тепловой проводимости $\frac{\delta}{\lambda}$, называется термическим сопротивлением стенки и обозначается R .

12.2. Распространение теплоты теплопроводностью в многослойной стенке

Рассмотрим теплопроводность через двухслойную стенку (рис. 12.2).

Стенка состоит из двух разнородных материалов, имеющих коэффициенты теплопроводности соответственно λ_1 и λ_2 . Слои плотно прижаты друг к другу.

Толщина слоев δ_1 и δ_2 , $t_1 > t_2$. Тепловой поток q направлен слева направо. При стационарном температурном режиме тепловой поток, проходящий через слои, будет одним и тем же, а термическое сопротивление слоев равно их сумме:

$$R_n = \sum_{i=1}^n R \pi i = \sum_{i=1}^n \frac{\delta i}{\lambda i}. \quad (12.10)$$

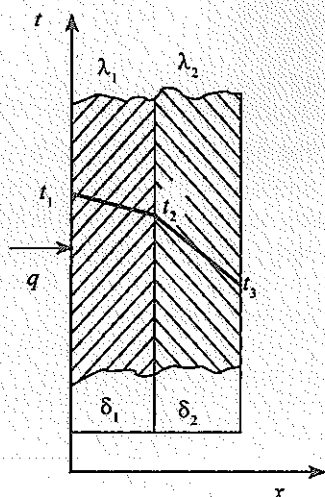


Рис. 12.2. Схема теплопроводности двухслойной стенки

Для нашего примера тепловой поток можно определить по формуле:

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (12.11)$$

При стационарном температурном режиме удельный тепловой поток будет одинаков, но поскольку коэффициенты теплопроводности слоев различны, то температура будет изменяться более резко в слое, имеющем меньшее значение коэффициента λ . В нашем примере это второй слой. Для определения температуры в промежуточных слоях t_2 , необходимо записать уравнение теплового потока для первого слоя:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_2). \quad (12.12)$$

Из уравнения (12.12) находят температурный перепад Δt :

$$\Delta t = t_1 - t_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = q R_1, \quad (12.13)$$

а из этого уравнения можно найти $t_2 = t_1 - q R_1$,
где R_1 — термическое сопротивление первого слоя.

Согласно этой методике можно определить значения промежуточных температур в стенке, состоящей из нескольких слоев, записав предварительно уравнения теплового потока для каждого слоя отдельно. Приведем обобщенную формулу для определения температур в любом промежуточном слое:

$$t_{cn} = t_{cm} - q \sum_{i=1}^n R_{\lambda i}. \quad (12.15)$$

12.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку

Цилиндрические поверхности представляют несомненный интерес, так как практически без труб, гильз, цилиндров различной формы из разного материала просто не обойтись ни в промышленности, ни в быту. Рассмотрим распространение теплоты теплопроводностью в однородной однослойной цилиндрической стенке. Общая схема показана на рис. 12.3. Необходимо определить тепловой поток, проходящий через цилиндрическую стенку трубы. Температурный режим стационарный. Температуры на внутренней t_1 и наружной t_2 поверхностях известны. Температура изменяется только вдоль радиуса, а изотермические поверхности имеют с трубой общую ось. Для расчета теплопроводности применяют формулу [5]:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_1 - t_2}{R_\lambda}, \quad (12.16)$$

где R_λ — термическое сопротивление цилиндрической стенки, общий вид которого:

$$R_\lambda = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}. \quad (12.17)$$

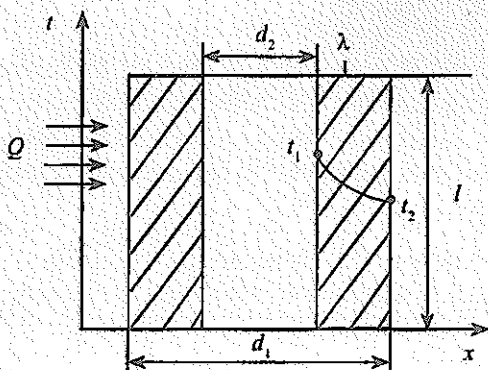


Рис. 12.3. Схема однослойной цилиндрической стенки

Необходимо отметить, что распределение температуры по радиусу стенки подчиняется логарифмическому закону.

Если рассматривать определение теплового потока через многослойную цилиндрическую стенку, то необходимо суммировать термические сопротивления отдельных слоев: например, для трехслойной цилиндрической стенки, имеющей определенные размеры d_1, d_2, d_3, d_4 , коэффициенты теплопроводности соответственно $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ и известные температуры поверхностей $t_{cт1}$ и $t_{cт4}$, а рассчитать линейную плотность теплового потока на 1 м трубы можно по формуле:

$$q_l = \frac{2\pi(t_{cт1} - t_{cтn+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (12.18)$$

где i — порядковый номер слоя.

Зная удельный тепловой поток, можно найти температуры на границах промежуточных слоев:

$$t_{cm_2} = t_{cm_1} - \frac{q_l}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \quad (12.19)$$

$$t_{cm_3} = t_{cm_2} - \frac{q_l}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}. \quad (12.20)$$

Для тонкостенных труб линейную плотность теплового потока можно определить по приближенной формуле:

$$q_l = \frac{\lambda\pi}{d_2 - d_1} (d_1 + d_2)(t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (12.21)$$

Расчет по формуле (12.19) ведется с допустимой погрешностью, которая зависит от отношения d_2/d_1 , причем погрешность тем больше, чем больше это отношение.

Контрольные вопросы

- 12.1. Что такое теплопроводность? Назовите единицы измерения коэффициента теплопроводности.
- 12.2. Какие материалы обладают хорошей теплопроводностью?
- 12.3. От чего зависит теплопроводность?
- 12.4. Чем отличается теплопроводность однослойных стенок от многослойных?
- 12.5. Особенности теплопроводности через цилиндрическую стенку.

Основная литература

1. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
2. Баскаков А.П. и др. Теплотехника. — М.: Энергоатомиздат, 1982.

Дополнительная литература

1. Егорушкин В.Е. Основы теплотехники и теплоснабжения сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.
2. Хазен М.М. Общая теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.

Задачи

Пример 15.1 Определить коэффициент теплопроводности материала стенки толщиной $\delta = 60$ мм, если задана плотность теплового потока, проходящего через стенку $q = 150$ Вт/м², а разность температур $\Delta t_c = 30$ °С.

Решение.

Коэффициент теплопроводности можно определить из общей формулы (12.8)

$$\lambda = \frac{q \cdot \delta}{t_{cm1} - t_{cm2}} = \frac{150 \cdot 0.06}{30} = 0,3 \text{ Вт/(м·К)}$$

Ответ: 0,3 Вт/(м·К).

Пример 15.2. Определить тепловой поток через стену здания, состоящую из бетона. Толщина стенки 250 мм, высота 2,8 м, длина 3 м. Значения температур стенки: $t_{сг1} = 30$ °С, $t_{сг2} = -15$ °С, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,98$ Вт/(м·К):

$$\delta = 250 \text{ мм (0,25 м)} \quad t_{сг1} = 30 \text{ °С}$$

$$H = 2,8 \text{ м} \quad t_{сг2} = -15 \text{ °С}$$

$$L = 3 \text{ м} \quad \lambda = 0,98 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Решение.

Определим температурный перепад между внутренней и внешней поверхностями стенки:

$$\Delta t = (t_{сг1} - t_{сг2}) = (30 + 15) = 45 \text{ °С}.$$

Тогда тепловой поток составит:

$$Q = (t_{сг1} - t_{сг2}) \lambda F / \delta = \frac{45 \cdot 0,98 \cdot 8,4}{0,25} = 1480 \text{ Вт}$$

Ответ: 1480 Вт.

13. Конвективная теплоотдача

В главе двенадцатой дано определение такому явлению как конвекция. Явления теплоотдачи, которые сопровождаются одновременно теплопроводностью и конвекцией, называют конвективным теплообменом. Как правило, это наблюдается при теплообмене между твердыми телами и жидкостью (или газом). Примером могут служить любые нагревательные приборы, которые омываются газами или жидкостями. В этом случае имеет место разность температур между стенкой нагретого предмета и окружающей средой. Переход теплоты от нагретого источника к среде называют теплоотдачей. По закону, открытому Ньютоном, количество теплоты Q пропорционально поверхности нагревательного предмета F и разности температур стенки $T_{\text{ст}}$ и окружающей среды $T_{\text{ср}}$ [5, 9]:

$$Q = aF(T_{\text{ст}} - T_{\text{ср}}), \quad (13.1)$$

где a — коэффициент теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи показывает количество теплоты в процессе теплообмена между стенкой и средой в единицу времени на площади в 1 м^2 при разности температур в 1 К , $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Он характеризует интенсивность теплоотдачи и зависит от физических свойств окружающей среды (жидкость, газы) и характера ее движения. Различают естественное и вынужденное движение жидкости (газов). Естественную конвекцию можно наблюдать при тепловом движении жидкости или газов около нагретых предметов. Вынужденная конвекция имеет место при движении жидкости вдоль труб или в трубах при их поперечном обтекании. Вынужденное движение потока воздуха может возникнуть в результате воздействия внешних источников (вентиляторы, калориферные установки, насосы и т.д.).

Кроме характера движения, коэффициент теплоотдачи зависит еще от свойств жидкости, от материала твердых тел, от температурного перепада и т.д. В таблице 13.1 приведены основные значения коэффициентов теплоотдачи при конвективном теплообмене, полученные экспериментальным путем многими учеными.

Таблица 13.1

Значения коэффициентов теплоотдачи

№ п/п	Условия теплообмена	Значения a , Вт/(м ² ·К)
1.	Естественная конвекция газов	5,8–30
2.	Движение газов в трубах	11,6–11,6
3.	Движение водяного пара в трубах	116–2320
4.	Естественная конвекция воды	116–1160
5.	Движение воды в трубах	575–11600
6.	Кипение воды	2000–4·10 ⁴
7.	Конденсация пара	4650–17500
8.	Вынужденная конвекция газов	10–500
9.	Жидкие металлы	10 ² –3·10 ⁴
10.	Вынужденная конвекция воды	500–2·10 ⁴

Конвективный теплообмен представляет собой сложный вид процесса теплоотдачи, и поэтому не все вопросы можно решать аналитически. Во многих случаях для определения коэффициента теплоотдачи проводят эксперимент, а обработку опытных данных ведут на основе методов подобия. Для этого необходимо геометрическое подобие систем, числа подобия, которые имеют свои безразмерные комплексы. В области теплообмена и гидродинамики большое применение находит число (критерий) Нуссельта или критерий теплоотдачи [9]:

$$Nu = \frac{a \cdot l}{\lambda_f}, \quad (13.2)$$

где a — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

l — определяющий размер (для труб принимается диаметр, если расположение горизонтальное, и длина (высота) трубы при вертикальном расположении);

λ_f — коэффициент теплопроводности теплоносителя (жидкости, воздуха, масла и т.д.) Вт/(м·К)

При свободном движении имеет место критерий подъемной силы — критерий Грасгофа [9]:

$$Gr = g\beta\Delta t \frac{d^3}{\nu^2}, \quad (13.3)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²;

β — коэффициент объемного расширения, К⁻¹;

Δt — разность температур между стенкой и воздухом, К;

ν — кинематическая вязкость среды, м/с²;

d — диаметр цилиндра, м.

Критерий Грасгофа характеризует интенсивность теплообмена, которая возникает за счет разности плотностей перемешивающихся микрообъемов среды при свободном движении теплоносителей.

Критерий Прандтля указывает на способность среды пропускать тепло. Этот критерий характеризует ее физические свойства [9].

$$Pr = \frac{\nu}{a'}, \quad (13.4)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости среды, м/с²;

a' — коэффициент температуропроводности, м²/с.

Критерий, который определяет режим движения жидкости, называется числом Рейнольдса [9].

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu}, \quad (13.5)$$

где ω — средняя скорость потока, м/с;

d — приведенный диаметр, м;

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Установлено, что если число Рейнольдса $Re < 2300$, режим движения ламинарный; если $Re > 1 \cdot 10^4$ (для труб), то режим движения турбулентный.

Теплоотдачу при свободном движении можно описать критериальными уравнениями, например [2]:

— для горизонтальных труб при $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{cr} < 10^8$ установлена следующая зависимость:

$$Nu_{жк} = 0,50 (Gr_{жк} \cdot Pr_{жк})^{0,25} \left(\frac{Pr_{жк}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (13.6)$$

В этой формуле критерий теплоотдачи (Nu) зависит от произведения (Gr) и (Pr);

— для вертикальных труб (стенок) при $10^3 < (Gr \cdot Pr)_{cr} < 10^9$:

$$Nu_{жк} = 0,75 (Gr_{жк} \cdot Pr_{жк})^{0,25} \left(\frac{Pr_{жк}}{Pr_{cm}} \right)^{0,2} \quad (13.7)$$

Для двухатомных газов критерий Прандтля мало зависит от температуры, а поэтому формула (13.7) упрощается:

$$Nu_{жк} = (Gr_{жк} \cdot Pr_{жк})^{0,25} \cdot 0,75. \quad (13.8)$$

При расчете теплоотдачи необходимо иметь ввиду, что если полученное произведение будет $(Gr \cdot Pr) < 1$, то значение критерия Nu принимается $Nu_{cr} = 0,5$. Тогда коэффициент $a = 0,5 \cdot \lambda / d$, то есть теплоотдача определяется только теплопроводностью среды. Приведенные выше уравнения справедливы для расчета теплоотдачи при свободной конвекции в большом или неограниченном пространстве.

13.1. Лучистый теплообмен

Суммарный процесс взаимной передачи теплоты в различных формах излучения от одного тела к другому называется лучистым теплообменом. Известно, что всякое нагретое тело способно излучать

электромагнитные волны. Тепловое излучение происходит в результате сложных тепловых преобразований в различных телах. Это явление характеризуется тепловым состоянием тела, которое зависит от температуры. Любое тело, способное излучить энергию в виде электромагнитных волн, характеризуется лучеиспускательной способностью. Это количество энергии, излучаемой в пространство с единицы поверхности тела в единицу времени, обозначается через E (Вт/м²). Тело, которое полностью поглощает падающую на него лучистую энергию, называется абсолютно черным телом. Если тело полностью пропускает падающую на него энергию, его называют абсолютно прозрачным. Тела, которые полностью отражают падающую на них энергию, относятся к абсолютно белым. Если часть энергии, падающей на тело, обозначим $E_{\text{пад}}$, то в общем виде можно записать [5]:

$$E_{\text{пад}} = E_A + E_R + E_D. \quad (13.9)$$

Условно в безразмерной форме получим уравнение теплового баланса:

$$A + R + D = 1, \quad (13.10)$$

где $A = \frac{E_A}{E_{\text{пад}}}$ — коэффициент поглощения;

$R = \frac{E_R}{E_{\text{пад}}}$ — коэффициент отражения;

$D = \frac{E_D}{E_{\text{пад}}}$ — коэффициент пропускания.

Для абсолютно черных тел $A=1$, для серых тел $A < 1$, для абсолютно белых $A=1$, для абсолютно прозрачных $D=1$. Значит, $A+R+D=1$. В природе нет ни абсолютно черных, ни абсолютно белых, ни абсолютно прозрачных тел. Поэтому реальные тела можно рассматривать приближенно к этим определениям.

Согласно закону Стефана—Больцмана излучательная способность абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры:

$$E_o = \sigma_o T^4. \quad (13.11)$$

где σ_o — постоянная Больцмана и равна $5,7 \cdot 10^{-8}$ Вт/ (м²К⁴).

В практике часто приходится иметь дело с реальными телами. Они не являются абсолютно черными телами, и поэтому коэффициент излучения меньше коэффициента излучения черного тела. Закон Стефана—Больцмана в этом случае имеет вид:

$$E_{\text{изл}} = C_o (T/100)^4, \quad (13.12)$$

где C_o — коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$$C_o = \delta_o \cdot 10^8 = 5,67 \text{ (Вт/м}^2\text{К}^4\text{)}.$$

Степень черноты реального тела определяет отношение лучеиспускательной способности (E) данного тела к лучеиспускательной способности (E_o) абсолютно черного тела: $\varepsilon = E/E_o$.

Для реальных тел

$$E = \varepsilon \cdot E_o \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (13.13)$$

где коэффициент излучения реального тела (C) пропорционален степени черноты (ε) этого тела: $C = \varepsilon \cdot C_o$. Значения ε некоторых основных материалов при различных значениях температуры приведены в таблице 13.2.

Таблица 13.2

Степень черноты некоторых материалов при различных значениях температуры

№	Материалы	$t, ^\circ\text{C}$	ε
1.	Кирпич:		
	— красный	25–300	0,9
	— огнеупорный	100	0,75–0,85
2.	Штукатурка известковая	20–100	0,9
3.	Гилс	20	0,9
4.	Асбест	20–300	0,9–0,95
5.	Дерево	20–70	0,8–0,9
6.	Бумага тонкая	20–100	0,9

№	Материалы	$t, ^\circ\text{C}$	ε
7.	Стекло	20-100	0,9-0,92
8.	Краски масляные	20-100	0,86-0,92
9.	Лак:		
	— белый	20-100	0,8-0,9
	— черный	20-100	0,9-0,95
10.	Алюминий шероховатый	26	0,055
11.	Железо окисленное:		
	— гладкое	25-525	0,78-0,92
	— оцинкованное	25	0,25-0,3
12.	Медь:		
	— полированная	80-115	0,018-0,023
	— окисленная	200-600	0,6-0,8

Распределение лучистой энергии, падающей на плоское тело, схематично показано на рис. 13.1.

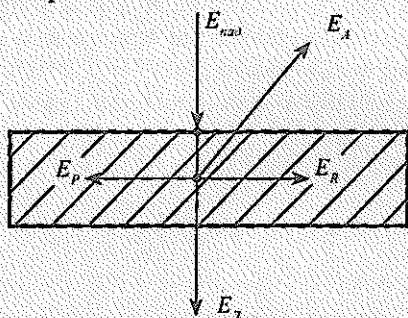


Рис. 13.3. Схема распространения лучистой энергии, падающей на тело

При определении количества энергии в случае теплообмена между двумя параллельными плоскостями, имеющими степень черноты E_1 и E_2 и соответственно температуры T_1 и T_2 , количество энергии можно определить по формуле:

$$E = F \cdot \sigma_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (13.14)$$

где F — площадь поверхностей;

σ_{np} — приведенный коэффициент излучения, равный:

$$\sigma_{np} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \text{ Вт/(м}^2\text{К}^4\text{)}. \quad (13.15)$$

Если площади поверхности тела F_1 и F_2 , расположенные внутри друг друга, ограничены, то приведенный коэффициент излучения можно определить по формуле:

$$\sigma'_{np} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \text{ Вт/(м}^2\text{К}^4\text{)}. \quad (13.16)$$

Закон Кирхгофа устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностями тела, если рассматривать две поверхности тел с одинаковой температурой T °К во всех точках с условием, что поверхность одного тела будет серой, а другого абсолютно черной. Условимся, что поверхность абсолютно черного тела излучает энергию на поверхность серого тела в количестве $E_0 = C_0(T/100)^4$, при этом часть энергии будет поглощаться (A_1), но серое тело в свою очередь излучает энергию в количестве, равном:

$$E = \epsilon_1 E_0 = \epsilon_1 C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (13.17)$$

При условии равенства температур обеих поверхностей тепловой поток, излучаемый серой поверхностью, будет равен тепловому потоку, который она поглощает, т.е.:

$$A_1 E_0 = E_1, \quad \text{или} \quad \frac{E_1}{A_1} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (13.18)$$

Уравнение (13.18) выражает закон Кирхгофа, который можно записать для любых других серых тел в общем виде:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (13.19)$$

Это значит, что для любого тела отношения его лучеиспускательной способности к поглощательной равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре. При равенстве температур тел, участвующих в лучистом теплообмене ($T = T_0$), имеет место тепловое равновесие. На основании этого можно записать $E/R = E_0$, как отношение излучающей энергии тела к его поглощательной способности будет одинаково для всех тел и равно энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре, или

$$R = \frac{E}{E_0} = \epsilon, \quad (13.20)$$

т.е. коэффициент поглощения численно равен степени черноты данного тела.

Контрольные вопросы

- 13.1. Дайте определение абсолютно черному телу.
- 13.2. Охарактеризуйте коэффициенты, характеризующие пропускательную, поглощательную и отражательную способность тел.
- 13.3. Что устанавливает закон Кирхгофа?

Основная литература

1. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
2. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1975.

Задачи

Пример 13.1. Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи α и количество переданной теплоты Q при течении воды в горизонтальной трубе диаметром d и длиной l . Скорость течения воды ω , температура воды t_w , температура стенки трубы $t_{ст}$.

Дано: $d = 0,03 \text{ м}$ $\omega = 1,5 \text{ м/с}$ $l = 1,8 \text{ м}$
 $t_{ж} = 115 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $t = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Решение.

1. Находим физические параметры воды из таблицы в приложении:

$$t_{ж} = 115 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \lambda = 0,687 \text{ Вт/(мК)} \quad \nu = 0,264 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr_{ж} = 1,54 \quad t_{ст} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad Pr_{ст} = 3,92$$

Находим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,03}{0,264 \cdot 10^{-6}} = 170455$$

Имеем турбулентный режим движения воды. Критерий Нуссельта определим по формуле М.А. Михеева.

$$Nu = 0,021 \cdot Re(Pr_{ж})^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25};$$

$$Re^{0,8} = 170455^{0,8} = 15321,$$

$$(Pr_{ж})^{0,43} = (1,54)^{0,43} = 120$$

$$\left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = \left(\frac{1,54}{3,92} \right)^{0,25} = 0,79.$$

Средний коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{305,7 \cdot 0,687}{0,03} = 7000 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

Количество переданной теплоты:

$$Q = \pi \cdot l \cdot d \cdot \alpha \cdot \Delta t = 3,14 \cdot 1,8 \cdot 0,03 \cdot 7000 \cdot 65 = 77 \text{ кВт}.$$

14. Теплопередача

14.1. Теплопередача через плоскую стенку

Явления теплопроводности, конвекции, теплового излучения протекают практически одновременно. В практике сочетание различных видов теплообмена может быть самым разнообразным, его называют сложным теплообменом.

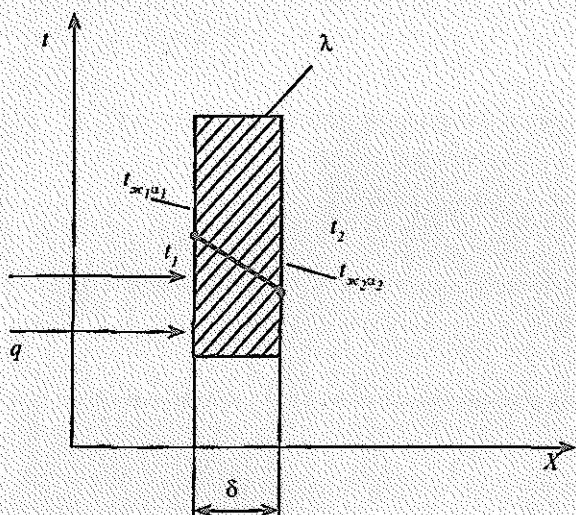


Рис. 14.1. Схема к расчету теплопередачи через плоскую стенку

Примером сложного вида теплообмена, при котором наблюдаются одновременно рассмотренные выше виды, может служить теплообмен

между стенкой, которая омывается с одной стороны горячими газами, а с другой жидкостями, имеющими более низкую температуру. Такой суммарный процесс передачи теплоты, в котором теплоотдача соприсновлением является необходимой составной частью, называется теплопередачей. Форма стенок, разделяющих теплоносители, может быть различной: плоской, цилиндрической, ребристой и т. д. Тогда расчетные формулы будут соответственно различаться. Для примера рассмотрим теплопередачу через плоскую однослойную стенку [9].

Здесь можно наблюдать теплообмен, состоящий из трех этапов: теплоотдачи от нагретой жидкости с температурой ($t_{ж1}$) и коэффициентом теплоотдачи (α_1) к стенке с температурой (t_1), теплопроводности через стенку и теплоотдачи от стенки с температурой (t_2) к жидкости, имеющей температуру ($t_{ж2}$) и коэффициент теплоотдачи (α_2). Если режим теплообмена стабилизируется, то удельный тепловой поток будет одинаков. Запишем уравнения:

— уравнение теплоотдачи от нагретой среды к поверхности стенки:

$$q = \alpha_1 (t_{ж1} - t_1); \quad (14.1)$$

— уравнение теплопроводности через стенку:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2); \quad (14.2)$$

— уравнение теплоотдачи от стенки к жидкости:

$$q = \alpha_2 \cdot (t_2 - t_{ж2}). \quad (14.3)$$

Из полученных уравнений определим частные температурные перепады:

$$t_{ж1} - t_1 = q \frac{1}{\alpha_1}$$

$$t_1 - t_2 = q \frac{\delta}{\lambda}$$

$$t_2 - t_{ж2} = q \frac{1}{\alpha_2} \quad (14.4)$$

Складывая левые и правые части уравнений системы (14.4), получим общий температурный перепад:

$$t_{ж1} - t_{ж2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (14.5)$$

Тогда удельный тепловой поток из уравнения (14.5):

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14.6)$$

где $\frac{1}{\alpha_1} = R_1$ — термическое сопротивление теплопередачи со стороны

горячей среды;

$\frac{\delta}{\lambda} = R_2$ — термическое сопротивление стенки;

$\frac{1}{\alpha_2} = R_3$ — термическое сопротивление теплоотдачи со стороны

холодной жидкости.

Зная поверхность разделительной стенки, можно определить полное количество теплоты:

$$Q = k \cdot F(t_{ж1} - t_{ж2}), \quad (14.7)$$

$$\text{где } K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}. \quad (14.8)$$

Величина K называется коэффициентом теплопередачи $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для определения значений температур разделяющей стенки t_1 и t_2 воспользуемся системой уравнений (14.4), из которой найдем:

$$t_1 = t_{\text{ж1}} - q \frac{1}{\alpha_1}, \quad (14.9)$$

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta}{\lambda} = t_{\text{ж2}} + q \frac{1}{\alpha_2}. \quad (14.10)$$

В случае расчета теплопередачи через многослойные плоские стенки термическое сопротивление будет равно:

$$R_{\text{общ}} = R_1 + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_2. \quad (14.11)$$

Коэффициент теплопередачи K для многослойной стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (14.12)$$

14.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

На рис. 14.1 показана схема для расчета количества теплоты, передаваемой через цилиндрическую однослойную трубу от горячей среды с температурой $t_{\text{ж1}}$ к среде, имеющей более низкую температуру $t_{\text{ж2}}$. Определяющие размеры: d_1 — внутренний диаметр; d_2 — наружный диаметр; l — длина трубы.

Температура внутреннего источника тепла $t_{\text{ж1}}$, а температура омываемой среды наружной поверхности $t_{\text{ж2}}$. Коэффициенты теплоотдачи соответственно α_1 и α_2 . При условии стационарного режима теплового состояния можно записать ряд уравнений для определения удельного теплового потока q , отнесенного к 1 м длины трубы [9]:

— от внутреннего источника к стенке

$$q_1 = a_1 \pi d (t_{f1} - t_1); \quad (14.13)$$

— через цилиндрическую стенку

$$q_1 = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad (14.14)$$

— от стенки к среде

$$q_1 = a_2 \pi d_2 (t_2 - t_{f2}). \quad (14.15)$$

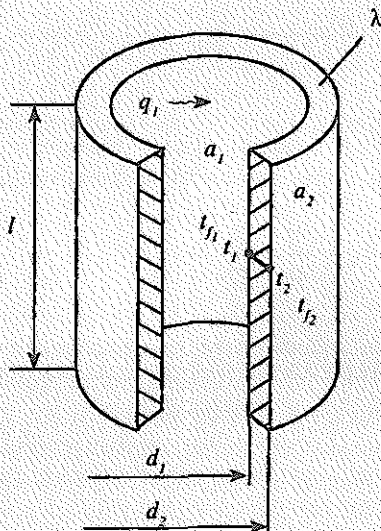


Рис. 14.2. Схема для расчета теплопередачи через цилиндрическую стенку

Температуры t_1 и t_2 можно определить из вышеприведенных уравнений после простых преобразований:

$$t_1 = t_{f1} - \frac{q_1}{\pi a_1 d_1}, \quad (14.16)$$

$$t_1 = t - \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} = t_{f2} + \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{a_2 d_2} \quad (14.17)$$

Значение удельного теплового потока q_l :

$$q_l = \frac{\pi(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}} = K_l \pi(t_{f1} - t_{f2}) \quad (14.18)$$

где K_l — коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки трубы на 1 м длины, Вт/(м²·К);

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}} = \frac{1}{R_1 + R_{cm} + R_2} \quad (14.19)$$

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется термическим сопротивлением цилиндрической стенки

$$\frac{1}{K_l} = R_{cm} = \frac{1}{a_1 d_1} + \sum_{i=n}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{a_2 d_2} \quad (14.20)$$

Выражение (14.20) означает, что полное сопротивление равно сумме частных — термического сопротивления цилиндрической стенки R_{cm} и термических сопротивлений теплоотдачи R_1 и R_2 .

В случае теплопередачи через многослойную цилиндрическую стенку коэффициент теплопередачи будет иметь следующее выражение:

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d_{i1}} + \sum_{i=1}^{i=n} R_{icr} + \frac{1}{a_2 d_{2n+1}}} \quad (14.21)$$

$$\text{где} \quad R_{cm} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \left(\frac{d_{i+1}}{d_i} \right) \quad (14.22)$$

Методика определения температур в промежуточных слоях остается прежней.

14.3. Тепловая изоляция. Виды тепловой изоляции. Критический диаметр

Материалы, обладающие низким коэффициентом теплопроводности, называются **изоляционными**. К числу изоляционных материалов можно отнести пробковые материалы, стекловойлок, стекловату, пенополиуретаны, асбест, минеральный порошок, шлак, глину, песок и др. В последнее время широкое распространение получили искусственно созданные материалы: пенобетон, пенопласты, защитная пена и т.п. В целом к теплоизоляционным материалам относят материалы, у которых коэффициент теплопроводности $\lambda < 0,2$ Вт/(м·К). Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов зависит от их температуры, плотности, влажности. Очень сильно растет теплопроводность при повышении влажности, так как вода, заполняя поры, вытесняет воздух и тем самым усиливает перенос тепла.

Тепловая изоляция необходима для снижения теплоотдачи в окружающую среду от теплопроводов, применяемых в тепловых сетях. Она снижает теплоотдачу на воздухе в 10–15 раз, а в грунте в 3–5 раз по сравнению с неизолированными теплопроводами. Теплоизоляция должна отвечать следующим требованиям: обладать хорошими теплоизоляционными свойствами, прочностью, долговечностью и стойкостью против влаги, чтобы не допустить коррозии металлических частей теплопроводов. В технике находят широкое распространение следующие виды теплоизоляции.

Сегментная, или блочная, изоляция состоит из блоков различной формы (пористые кирпичи, полуцилиндры и др.), изготавливается из газостекла, пенобетона, асбоцемента, минеральной ваты. Сегменты и блоки, наложенные на трубопровод, необходимо стягивать кольцами и промазывать мастикой. Кольца можно изготовить из проволоки или сетки и покрыть асбоцементной штукатуркой, мастикой, тканью с последующей гидроизоляцией.

Оберточная изоляция представляет собой минеральный войлок, алюминиевую фольгу, асбестовые листы. Такой изоляцией трубы покрывают в один или несколько рядов. Изоляция крепится специальными скрепками или бандажами из полосы металла, затем обертывается тканью и окрашивается краской.

Набивная изоляция изготавливается путем набивки изоляционного материала (минеральная вата, зонолит, железобетонная крошка, савелит и др.) в специальные чехлы, сетки, различные оболочки, смонтированные вокруг трубы.

Литая изоляция состоит из пенобетона и пенопласта, которыми заливают поверхности труб, а также сборные блоки из арматуры и другого материала. Благодаря монолитности литая изоляция обладает большой прочностью. Изоляцию можно применять и при бесканальной укладке трубопроводов. Для защиты наружной поверхности теплопроводов от коррозии применяются следующие материалы: лаки в смеси с алюминиевой пудрой в количестве 15–20%, мастики различных сортов. Широкое применение находит мастика из смеси нефтяных битумов с тонко измельченными минеральными или органическими наполнителями. Снаружи трубы обертываются стеклотканью.

Снижения тепловых потерь в окружающую среду добиваются увеличением полного термического сопротивления нагретого тела. В большинстве случаев на практике это достигается путем нанесения на эту поверхность слоя тепловой изоляции.

Для расчета однослойной тепловой изоляции рассмотрим пример изолированного трубопровода (рис. 14.2). На основании уравнения (14.22) запишем [9]:

$$R_{из} = \frac{1}{K_1} = \frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} + \frac{1}{a_2 d_{из}} \quad (14.23)$$

Необходимо помнить, что с увеличением $d_{из}$ увеличивается местное термическое сопротивление слоя изоляции $\left(\frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} \right)$, но при этом термическое сопротивление теплоотдачи наружной поверхности изоляции $\left(\frac{1}{a_2 d_{из}} \right)$ уменьшается. Расчет тепловой изоляции производится следующим образом:

1. Определяют допустимые удельные потери теплоты с единицы длины q_l ,

$$q_l = \frac{\pi(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{a_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} + \frac{1}{a_2 d_{из}}} \quad (14.24)$$

2. Температуру наружной поверхности $t_{из}$ можно найти, зная значение удельного теплового потока q_l . Определив значение температурного перепада $t_{из} - t_{f2} = q_l \frac{1}{a_2 d_{из}}$, получим

$$t_{из} = t_{f2} + q \frac{1}{a_2 d_{из}}. \quad (14.25)$$

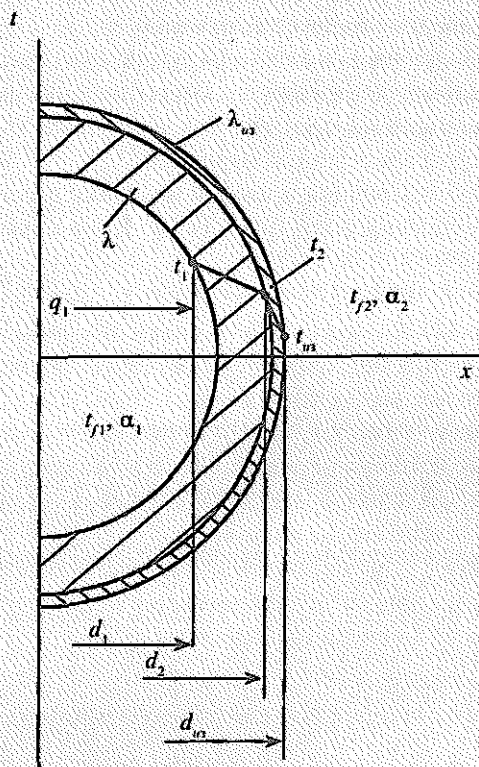


Рис. 14.2. Расчетная схема

Наружный диаметр слоя неправильно выбранной толщины изоляции $d_{кр}$, при котором имеют место максимальные потери теплоты, называется критическим диаметром изоляции:

$$d_{кр} = d_{из} = \frac{2\lambda_{из}}{a_2}, \quad (14.26)$$

где $\lambda_{из}$ — теплопроводность изоляционного материала;

a_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающей среде.

Таким образом, критический диаметр зависит только от теплопроводности изоляции $\lambda_{из}$ и коэффициента теплоотдачи a_2 от внешней поверхности изоляции к окружающей среде. Необходимо следить за качеством выбранной изоляции, так как при наложении тепловой изоляции на трубопровод тепловые потери могут не уменьшаться, а увеличиваться. Установлено условие, которому должно соответствовать качество изоляционного материала:

$$\lambda \leq 0,5 a_2 d_2, \quad (14.27)$$

где a_2 — коэффициент теплоотдачи;

d_2 — наружный диаметр неизолированного трубопровода.

Из уравнения (14.26) можно проследить, что при увеличении наружного диаметра $d_{из}$ и при условии, что он остается меньше $d_{кр}$, тепловые потери в этом случае возрастают и могут стать больше теплотерь голого трубопровода, то есть $d_{из} < d_{кр}$. Установлено, что при равенстве $d_{из} = d_{кр}$ тепловые потери в окружающую среду будут максимальные. При дальнейшем увеличении наружного диаметра изоляции $d_{из} > d_{кр}$ теплотери будут меньше, чем при $d_{из} = d_{кр}$.

Таким образом, для эффективной работы изоляции необходимо соблюдать условие, при котором критический диаметр должен быть меньше диаметра оголенного трубопровода $d_{кр} \leq d_2$.

14.4. Интенсификация теплопередачи

В практике иногда необходимо интенсифицировать теплопередачу от горячего теплоносителя к холодному. Основной количественной характеристикой в этом случае является коэффициент теплопередачи, который можно увеличить за счет повышения температуры теплоносителя

и улучшения температуропроводности стенки, через которую передается теплота. Однако это зависит от технологического процесса и конструкции теплообменных устройств. В любом случае для интенсификации теплопередачи стремятся уменьшить термическое сопротивление различными способами. Один из распространенных способов в технике предусматривает установку ребер, которые выравнивают термические сопротивления с обеих сторон стенки, что позволяет уменьшить общее тепловое сопротивление теплопередачи и увеличить тепловой поток, проходящий через ребристую стенку.

Термическое сопротивление теплоотдачи со стороны ребристой поверхности $R_{\alpha 2}$ уменьшается пропорционально коэффициенту оребрения, который определяется следующим отношением [9]:

$$K_{op} = \frac{F_{op}}{F_{гг}}, \quad (14.28)$$

где F_{op} — площадь оребренной поверхности;

$F_{гг}$ — площадь гладкой поверхности без учета ребер.

Общее выражение для определения теплового потока через ребристые плоские поверхности определяется по формуле [12]:

$$Q = K_{op}(t_{г1} - t_{г2}), \quad (14.29)$$

где $t_{г1}$ и $t_{г2}$ — соответственно температуры горячей среды и нагреваемой;

K_{op} — коэффициент оребрения.

Если удельный тепловой поток отнести к единице гладкой поверхности F_1 , то K_{op} будет равен:

$$K_{op1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_2} \frac{F_1}{F_2}}, \quad (14.30)$$

тогда

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = K_{op}(t_{г1} - t_{г2}).$$

Если расчет вести на единицу ребристой поверхности F_2 , то расчетное уравнение имеет вид:

$$q_{1F} = \frac{Q}{F_2} = K_{op} (t_{f1} - t_{f2}), \quad (14.31)$$

где

$$K_{op2} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{a_2}}. \quad (14.32)$$

Ребристую поверхность выполняют при изготовлении радиаторов для двигателей внутреннего сгорания, имеющих воздушную систему охлаждения, различных отопительных приборов, когда необходимо увеличить тепловой поток от теплоносителя через поверхность в несколько раз. При установке ребер необходимо следить, чтобы они плотно прилегали к плоскости стенки, иначе термическое сопротивление будет увеличиваться. В лучшем случае места установки необходимо опаять. Конструктивно ребра могут иметь разную форму. Иногда их удобно изготовить заодно со стенкой.

Контрольные вопросы

- 14.1. Что такое теплопередача?
- 14.2. Теплопередача через плоские стенки. Термические сопротивления.
- 14.3. Теплопередача через ребристые поверхности.
- 14.4. Назначение тепловой изоляции. Виды тепловой изоляции.
- 14.5. Критический диаметр изоляции.
- 14.6. Интенсификация теплопередачи.
- 14.7. Теплопередача через цилиндрические стенки.

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1975.
2. Басаков А.П. Теплотехника. — М.: Колос, 1991.

Дополнительная литература

1. Егорушкин В.Е. Основы теплотехники и теплоснабжения сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.
2. Краснощекоев Е.А. Задачник по теплопередаче. — М.: Энергия, 1969.

Задачи

Пример 14.1. Определить коэффициент теплопередачи через стенку, состоящую из кирпичной кладки толщиной $\delta_1 = 0,25$ м и коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 0,75$ Вт/(м·К). Изнутри стенка омывается горячим воздухом с коэффициентом теплоотдачи $a_1 = 20$ Вт/(м²·К), а снаружи воздухом $a_2 = 9$ Вт/(м²·К). Кирпичная стенка имеет слой штукатурки толщиной $\delta_2 = 0,08$ м, коэффициент теплопроводности которой $\lambda_2 = 0,7$ Вт/(м·К).

Решение.

1. Коэффициент теплопередачи для двухслойной стенки определим по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_2}} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,25}{0,75} + \frac{0,08}{0,7} + \frac{1}{9}} = 2 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2\text{К})}.$$

Ответ: 2 Вт/(м²·К)

Пример 14.2. Определить удельный тепловой поток, проходящий через двухслойную плоскую стенку (1 м²), состоящую из кирпичной кладки и слоя облицовки. Коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda_k = 0,75$ Вт/(м²·К), $\lambda_d = 0,35$ Вт/(м²·К). Толщина кирпичной кладки $\delta_k = 0,25$ м, а облицовки из дерева $\delta_d = 0,015$ м. Температура воздуха с внутренней стороны стенки $t_{f1} = 25$ °С, а с наружной стороны $t_{f2} = -5$ °С. Коэффициенты теплоотдачи соответственно $a_1 = 30$ Вт/(м²·К), $a_2 = 6$ Вт/(м²·К).

Решение.

1. Общая формула для определения удельного теплового потока имеет вид:

$$q_1 = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_2}} = \frac{[25 - (-5)]}{\frac{1}{30} + \frac{0,25}{0,75} + \frac{0,015}{0,35} + \frac{1}{6}} = \frac{30}{0,85} = 35,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Ответ: 35,2 Вт/м²

15. Типы теплообменных аппаратов

15.1. Общие сведения

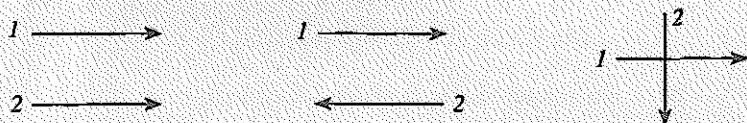
Теплообменным аппаратом называют устройство, в котором осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя (горячего) к другому (холодному). Их можно разделить на несколько типов: регенеративные, смешительные и рекуперативные.

В регенеративных аппаратах горячий теплоноситель отдает свою теплоту аккумулирующему устройству, а затем передается нагреваемой среде (воздуху, жидкости) путем движения нагретой среды через насадки. Примером могут служить регенеративные воздухоподогреватели для мартеновских печей.

В смешительных аппаратах передача теплоты от горячего к холодному источнику происходит при непосредственном смешении обоих теплоносителей, не требующих дальнейшего разделения. Примером может служить подогрев воды паром. Оба теплоносителя могут смешиваться в смешивающих конденсаторах, деаэраторах и др.

Наиболее широкое распространение в технике получили рекуперативные теплообменники (аппараты), в которых теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку. Причем в этих аппаратах разделительные стенки выполняются из материала, обладающего хорошим коэффициентом теплопроводности: латунь, медь, алюминий и его сплавы и т.д. Таким образом, к теплообменным аппаратам можно отнести самые разнообразные паровые котлы, конденсаторы, пароперегреватели, приборы отопления и т.д. В теплообменных аппаратах движение жидкости осуществляется по трем основным схемам: прямотоком, противотоком и перекрестным током. Прямоток — когда движение холодного и горячего теплоносителей совпадает, то есть их

движение происходит параллельно в одном направлении (рис. 15.1, а). При противоположном движении горячего и холодного теплоносителей движение жидкости принято считать противотоком (рис. 15.1, б). Если горячий теплоноситель движется перпендикулярно движению холодного теплоносителя, то такое движение называется перекрестным током или поперечным (рис. 15.1, в).



а — прямоток б — противоток в — поперечный ток

Рис. 15.1. Схемы движения жидкости

На рис. 15.2 схематично показаны более сложные схемы движения теплоносителей по схеме: прямоток и противоток (а) и многократно-перекрестный ток (б).

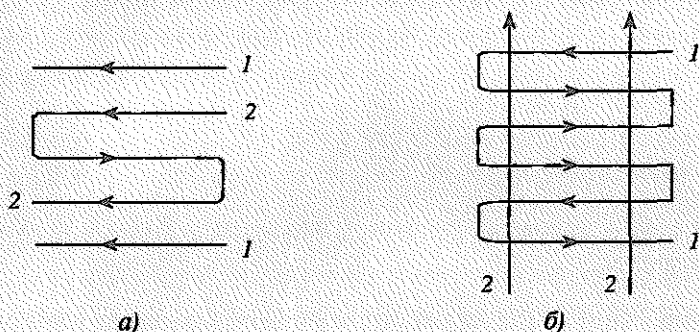


Рис. 15.2. Схемы движения теплоносителей:

1 — горячая вода; 2 — холодная вода

Приведем основные положения теплового расчета теплообменных аппаратов. Основная задача — это определение поверхности нагрева, а также значения конечной и начальной температуры рабочих жидкостей. Основным расчетным уравнением является уравнение теплопередачи [9]:

$$Q = K \cdot F(t_1 - t_2), \quad (15.1)$$

где Q — тепловой поток, Вт;

K — средний коэффициент теплопередачи Вт/(м²К);

F — площадь поверхности теплообмена в аппарате, м²;

t_1 и t_2 — соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей.

Уравнение теплового баланса [12]:

$$Q = V_1 \rho_1 C p_1 (t'_1 - t''_1) = V_2 \rho_2 C p_2 (t''_2 - t'_2) \quad (15.2)$$

где $V_1 \rho_1 C p_1$ — массовые расходы теплоносителей, кг/с;

$C p_1$ и $C p_2$ — удельные изобарные теплоемкости жидкостей в интервале температур от t' до t'' ;

t'_1 и t'_2 — температуры жидкостей при входе в аппарат;

t''_1 и t''_2 — температуры жидкостей при выходе из аппарата, т. е.

$\Delta t_1 = t'_1 - t''_1$ — падение температуры греющей среды, К;

$\Delta t_2 = t''_2 - t'_2$ — прирост температуры нагреваемой среды, К.

В уравнении (15.2) произведение $V \rho C p$ называют водяным эквивалентом. Данное уравнение может быть представлено в таком виде:

$$\frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{W_2}{W_1}, \quad (15.3)$$

где W_2 и W_1 — условные (водяные) эквиваленты горячей и холодной жидкостей.

Уравнение (15.3) означает, что отношение изменения температуры рабочих жидкостей в аппарате обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов $dt_1/dt_2 = W_1$, что означает изменение температуры горячего и холодного теплоносителей на удельной площади поверхности аппарата. Для определения конечных температур жидкостей при выходе из аппарата необходимо определить количество тепла, отдаваемого горячей жидкостью:

$$Q = W_1 (t'_1 - t''_1). \quad (15.4)$$

Отсюда можно определить конечные значения температуры t''_1 :

$$t_1' - t_1'' = Q \frac{1}{W_1}, \quad t_1'' = t_1' - Q \frac{1}{W_1}. \quad (15.5)$$

Для холодной жидкости запишем условие:

$$Q = W_2 (t_2'' - t_2'),$$

откуда

$$t_2'' - t_2' = Q \frac{1}{W_2}, \quad t_2'' = t_2' + Q \frac{1}{W_2}. \quad (15.6)$$

Если условно принять изменение температуры по линейному закону, то

$$Q = K \cdot F \left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \right). \quad (15.7)$$

Из уравнения (15.5) и (15.6) подставим значения температур t_1'' и t_2'' в уравнение (15.7), получим:

$$Q = K \cdot F \left(t_1' - \frac{Q}{2W_1} - t_2' - \frac{Q}{2W_2} \right). \quad (15.8)$$

После преобразований получим:

$$t_1' - t_2' = Q \left(\frac{1}{K \cdot F + 2W_1 + 2W_2} \right), \quad (15.9)$$

окончательно получим:

$$Q = \frac{t_1' - t_2'}{\frac{1}{KF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}}. \quad (15.10)$$

Зная количество теплоты Q можно определить и конечные значения температур t''_1 и t''_2 по формулам (15.5) и (15.6) [12]:

$$t''_1 = t'_1 - Q \frac{1}{W_1}, \quad t''_2 = t'_2 + Q \frac{1}{W_2}.$$

Контрольные вопросы

- 15.1. Что называется теплообменным аппаратом?
- 15.2. Схема движения жидкостей.
- 15.3. Основные уравнения теплопередачи и теплового баланса.
- 15.4. Как определяются конечные температуры рабочих жидкостей в аппарате с прямотоком?

Основная литература

1. Нащекин В.В. Техническая теплодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.

Дополнительная литература

1. Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1974.

Задачи

Пример 15.1. В теплообменном аппарате требуется охладить за 1 час $0,3 \text{ м}^3$ горячей жидкости, плотность которой 1050 кг/м^3 , а теплоемкость $= 3050 \text{ Дж/(кг}^\circ\text{К)}$. Начальная температура жидкости 100°С . Для охлаждения используют $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ воды при температуре 10°С . Для данного аппарата известны значения коэффициента теплопередачи $K = 40 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, а поверхность аппарата 9 м^2 . Определить конечные температуры жидкостей и расход теплоты при прямотоке.

Решение.

1. Для определения численного значения водяных эквивалентов запишем:

$$W_1 = V_1 \rho_1 C p_1 = (0,3 \cdot 1050 \cdot 3050) / 3600 = 266 \text{ Вт/К}$$

$$W_2 = V_2 \rho_2 C p_2 = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 4200) / 3600 = 1166 \text{ Вт/К}$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{266}{1166} = 0,2 ; \quad \frac{KF}{W_1} = \frac{40 \cdot 9}{266} = 1,35$$

Значения функции Ψ прямотока при KF/W_1 необходимо взять из таблицы в приложении [13]. Для нашего примера Ψ прям. (1/5 : 1,3) = 0,63

2. Температура горячего теплоносителя на выходе из аппарата при

$$t'_1 - t''_1 = (100 - 10) 0,63 = 56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t''_1 = (100 - 56) = 44 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Определим расход теплоты:

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1) = 266(100 - 44) = 14\,896 \text{ Вт}$$

Тогда температура холодного теплоносителя при

$$t''_2 - t'_2 = Q/W_2 = 14\,896/1166 = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t''_2 = t'_2 + Q \frac{1}{W_2} = 10 + 13 = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ответ: 44 °C; 23 °C; 14 896 Вт

16. Топливо и основы теории горения

16.1. Краткие сведения о топливе

Топливо является непосредственным источником теплоты. Потребность в теплоте испытывают самые различные отрасли, как в промышленности, так и в сельском хозяйстве. При горении органического топлива проходят химические реакции соединения горючих элементов топлива: углерода (C), водорода (H) и серы (S) в соединении с кислородом воздуха (O_2). В результате горения происходит выделение тепла с образованием соединений, таких как CO_2 , SO_2 и H_2O . Органическое топливо остается основным источником тепла, в котором используются различные сложные органические соединения в твердом, жидком и газообразном состоянии. В природе различают следующие виды топлива: твердые, жидкие и газообразные. К твердому топливу относят: дрова, торф, бурый уголь, каменный уголь, антрацит, горючие сланцы, кокс и др. К жидкому топливу можно отнести нефть, бензин, керосин, мазут, соляровое топливо. К газообразным относят природный и доменный газы. Несмотря на то, что газообразное топливо в общем тепловом балансе страны занимает ведущее место, но и твердое топливо также играет большую роль при использовании его в различных тепловых установках. Газообразное и твердое топливо используется в топках паровых котлов, паротурбинных установках, в промышленных печах, в камерах двигателей внутреннего сгорания, в газовых турбинах и других теплотехнических устройствах. Несмотря на то, что условия работы установок различны, так же как и условия сжигания топлива, все-таки в процессах горения много общих закономерностей. Теплотой сгорания топлива называется количество теплоты, выделяющейся при сгорании 1 кг массы твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива при нормальных физических условиях.

16.2. Основы теории горения

Различают высшую и низшую теплоту сгорания. Высшей теплотой Q_v^p называют количество теплоты, выделяющейся при сгорании с учетом теплоты конденсации водяных паров. Низшей теплотой сгорания Q_n^p называется теплота сгорания топлива при условии, что влага, образующаяся при сгорании водорода топлива $9H^p$, и влага топлива W_p находятся в парообразном состоянии.

Мы приводим элементы теории горения из литературного источника [1,13], в котором данный материал изложен в доступной форме с применением эмпирических формул Д.И. Менделеева.

Формула (16.1) показывает связь между высшей теплотой горения и низшей:

$$Q_n^p = (Q_v^p - 0,025(9H^p + W^p)), \quad (16.1)$$

где 0,025 — коэффициент теплоты парообразования воды; МДж/кг;
 $9H^p$ — величина, соответствующая количеству воды, образующейся при сгорании H^p топлива по стехиометрическому уравнению:



Теплоту сгорания топлива можно определить по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_n^p = 0,339C^p + 1,03H^p - 0,109(Q^p - S_{op+k}^p) - 0,025W^p. \quad (16.3)$$

Для сухого газообразного топлива низшая теплота сгорания (МДж/кг) определяется по следующей формуле [13]:

$$\begin{aligned} Q_n^p = & 0,127CO + 0,108H_2 + 0,358CH_4 + 0,234H_2S + \\ & + 0,59C_2H_4 + 0,638C_2H_6 + 0,913C_3H_8 + 1,4C_6H_6. \end{aligned} \quad (16.4)$$

В данном уравнении коэффициенты подобраны экспериментально. В общем теплота сгорания принимается как для условного топлива

и равна $Q_{\text{усл}} = 29,33$ МДж/кг. Для пересчета расхода данного топлива в условное $B_{\text{усл}}$ можно воспользоваться формулой:

$$B_{\text{усл}} = \frac{B}{\left(\frac{Q_H^p}{Q_{\text{усл}}} \right)}, \quad (16.5)$$

Понятие условного топлива применяют при планировании топлива на год, а также при его добыче.

Горение топлива — это сложный процесс, который не происходит без взаимодействия с окислителем. Если топливо и окислитель находятся в одинаковом фазовом состоянии, то горение называется гомогенным. Если топливо и окислитель находятся в разных фазовых состояниях, то в этом случае имеет место гетерогенное горение.

При сжигании жидкого топлива факел состоит из трех фаз: жидкой, твердой и газообразной. Скорость горения при этом процессе зависит от смесобразования, от температуры в камере сгорания, от турбулентности пламени. Когда сгорает раскаленный дисперсный углерод, факел должен быть светящимся. При сгорании твердого топлива для окисления его требуется большое количество воздуха, превышающее в несколько раз по массе количество топлива. Объем воздуха, затрачиваемого на сгорание топлива, можно выразить следующей формулой:

$$\Delta V_a = V_a - V_T, \quad (16.6)$$

где V_a — действительный объем воздуха, затрачиваемого для сгорания;

V_T — теоретический объем.

Отношение указанных объемов характеризуется коэффициентом избытка воздуха a :

$$a = \frac{V_a}{V_T}. \quad (16.7)$$

Если имеет место полное сгорание, тогда $a > 1$, а при сжигании газов — $a < 1$. В хороших топочных устройствах $a = 1,05 \dots 1,1$, а в дру-

гих до 1,3...1,5. Следовательно, действительный объем воздуха можно определить из уравнения (16.7):

$$V_a = aV_T \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (16.8)$$

Тогда избыток воздуха определяется по выражению:

$$\Delta V_a = V_a - V_T = aV_T - V_T = (a-1)V_T, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (16.9)$$

Обычно расчет всегда ведется на единицу сжигаемого топлива (1 кг или 1 м³).

Общий объем дымовых газов V_r равен сумме смеси сухих V_c и объема водяных паров V_{H_2O}

$$V_r = V_c + V_{H_2O}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (16.10)$$

В свою очередь объем сухих дымовых газов представляет следующее сочетание:

$$V_{c2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + \Delta V_a = V_{RO_2} + V_{N_2} + (a+1)V_T, \quad (16.11)$$

где $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$ — объем сухих трехатомных газов, м³/кг;

V_{N_2} — минимальный объем азота, поступившего в топку (при $a=1$), м³/кг.

$\Delta V_a = (a+1)V_T$ — объем избыточного воздуха, м³/кг

В литературных источниках, в частности [11], очень хорошо приведена теория по расчету полного сгорания топлива. Авторы А.А. Шукин и другие предлагают расчеты горения твердого и жидкого топлива проследить по таблицам 18.1 и 18.2 [11]. Приведенные выше формулы рекомендуется использовать при расчете на единицу сжигаемого топлива.

Основная литература

Шукин А.А., Сушкин И.Н. и др. Теплотехника. — М.: Металлургия, 1973.

Приложения

Таблица 1

Истинные удельные теплоемкости воздуха и азота

Воздух $\mu_r = 28,970$				Азот (N_2) $\mu_r = 28,013$			
$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж/(кгК)}$	$c_v, \text{кДж/(кгК)}$	$k=c_p/c_v$	$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж/(кгК)}$	$c_v, \text{кДж/(кгК)}$	$k=c_p/c_v$
-50	1,0019	0,7147	1,402	-50	1,0387	0,7419	1,400
0	1,0032	0,7159	1,401	0	1,0387	0,7419	1,400
50	1,0057	0,7184	1,399	50	1,0400	0,7432	1,399
100	1,0098	0,7226	1,397	100	1,0421	0,7444	1,399
200	1,0241	0,7369	1,389	200	1,0517	0,7549	1,393
300	1,0446	0,7574	1,379	300	1,0693	0,7725	1,384
400	1,0680	0,7808	1,368	400	1,0911	0,7942	1,374
500	1,0919	0,8047	1,357	500	1,1158	0,8189	1,362
600	1,1149	0,8277	1,347	600	1,1396	0,8428	1,352
700	1,1355	0,8487	1,338	700	1,1618	0,8633	1,344
800	1,1547	0,8675	1,331	800	1,1824	0,8855	1,335
900	1,1706	0,8834	1,325	900	1,1999	0,9031	1,329
1000	1,1844	0,8972	1,320	1000	1,2154	0,9186	1,323
1100	1,1970	0,9098	1,315	1100	1,2292	0,9324	1,318
1200	1,2079	0,9207	1,312	1200	1,2414	0,9445	1,314
1300	1,2179	0,9307	1,308	1300	1,2518	0,9550	1,311
1400	1,2267	0,9295	1,305	1400	1,2615	0,9646	1,308
1500	1,2347	0,9475	1,303	1500	1,2694	0,9726	1,306

Таблица 2

Истинные удельные теплоемкости кислорода и двуокиси углерода

Кислород (O_2) $\mu_r = 31,996$				Двуокись углерода (CO_2) $\mu_r = 44,0079$			
$t, ^\circ C$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_v, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$k=c_p/c_v$	$t, ^\circ C$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_v, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$k=c_p/c_v$
1	2	3	4	5	6	7	8
-50	0,9102	0,6502	1,400	-50	0,7612	0,5723	1,330
0	0,9136	0,6536	1,398	0	0,8173	0,6284	1,301
50	0,9215	0,6615	1,393	50	0,8688	0,6799	1,278
100	0,9328	0,6728	1,386	100	0,9156	0,7268	1,260
200	0,9630	0,7030	1,370	200	0,9948	0,8060	1,235
300	0,9948	0,7348	1,354	300	1,0601	0,8713	1,217
400	1,0237	0,7637	1,340	400	1,1137	0,9249	1,204
500	1,0480	0,7880	1,330	500	1,1585	0,9697	1,194
600	1,689	0,8089	1,321	600	1,1962	1,0073	1,188
700	1,0860	0,8260	1,314	700	1,2276	1,0387	1,182
800	1,0999	0,8399	1,309	800	1,2544	1,0655	1,177
900	1,1120	0,8520	1,304	900	1,2766	1,0877	1,174
1000	1,1225	0,8625	1,303	1000	1,2958	1,1070	1,171
1100	1,1317	0,8717	1,298	1100	1,3126	1,1237	1,168
1200	1,401	0,8801	1,295	1200	1,3264	1,1376	1,166
1300	1,1476	0,8876	1,293	1300	1,3389	1,1501	1,164
1400	1,1551	0,8951	1,290	1400	1,3494	1,1606	1,163
1500	1,1627	0,9027	1,288	1500	1,3590	1,1702	1,161

Таблица 3

Истинные удельные теплоемкости водорода и водяного пара

Кислород (O_2) $\mu_r = 31,996$				Двуокись углерода (CO_2) $\mu_r = 44,0079$			
$t, ^\circ C$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_v, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$k=c_p/c_v$	$t, ^\circ C$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_v, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$k=c_p/c_v$
-50	13,808	9,684	1,425				
0	14,189	10,065	1,410	0	0,8606	1,3992	1,330
50	14,365	10,241	1,403	50	0,8711	1,4097	1,327

Кислород (O_2) $\mu_r = 31,996$				Двуокись углерода (CO_2) $\mu_r = 44,0079$			
$t, ^\circ C$	$c_p, \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$c_p, \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$k = c_p / c_v$	$t, ^\circ C$	$c_p, \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$c_p, \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$k = c_p / c_v$
100	14,436	10,312	1,400	100	0,8899	1,4285	1,323
200	14,499	10,375	1,398	200	0,9393	1,4779	1,312
300	14,532	10,408	1,396	300	2,0000	1,5386	1,300
400	14,578	10,454	1,394	400	2,0649	1,6035	1,287
500	14,658	10,534	1,392	500	2,1328	1,6714	1,276
600	14,779	10,665	1,387	600	2,2027	1,7413	1,265
700	14,938	10,814	1,381	700	2,2734	1,8120	1,255
800	15,118	10,994	1,375	800	2,3442	1,8828	1,245
900	15,320	11,196	1,369	900	2,4133	1,9519	1,236
1000	15,525	11,401	1,362	1000	2,4794	2,0180	1,229
1100	15,734	11,610	1,355	1100	2,5418	2,0804	1,222
1200	15,952	11,828	1,349	1200	2,6000	2,1386	1,216
1300	16,165	12,041	1,342	1300	2,6540	2,1926	1,211
1400	16,374	12,250	1,337	1400	2,7038	2,2424	1,206
1500	16,580	12,456	1,331	1500	2,7495	2,2881	1,202

Таблица 4

Термодинамические параметры

Температура		$h, \frac{kJ}{kg}$	$U, \frac{kJ}{kg}$	Температура		$h, \frac{kJ}{kg}$	$U, \frac{kJ}{kg}$
$t, ^\circ C$	T, K			$t, ^\circ C$	T, K		
-50	223,15	223,1	159,1	750	1023,15	1072,4	778,7
0	273,15	273,2	194,8	800	1073,15	1129,81	821,9
50	323,15	323,4	230,7	850	1123,15	1187,8	865,4
100	373,15	373,8	266,7	900	1173,15	1276,2	909,5
150	423,15	424,4	303,0	950	1223,15	1304,9	953,8
200	473,15	475,4	339,6	1000	1273,15	1363,9	998,5
250	523,15	526,9	376,7	1050	1323,15	1423,3	1043,6
300	573,15	578,8	414,3	1100	1373,15	1483,0	1088,9
350	623,15	631,3	452,5	1150	1423,15	1543,0	1134,6

Температура		h , кДж/кг	U , кДж/кг	Температура		h , кДж/кг	U , кДж/кг
t , °C	T , К			t , °C	T , К		
400	673,15	684,5	491,2	1200	1473,15	1603,3	1180,5
450	723,15	738,1	530,6	1250	1523,15	1663,8	1226,6
500	773,15	792,4	570,5	1300	1573,15	1724,6	1273,1
550	823,15	847,3	611,1	1350	1623,15	1785,6	1319,7
600	873,15	902,8	652,2	1400	1673,15	1846,8	1336,6
650	923,15	958,8	693,9	1450	1723,15	1908	1413,7
700	973,15	1015,3	736,0	1500	1773,15	1969,9	1461,0

Таблица 5

Насыщенный водяной пар при различной температуре

p , ат	t , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	h , кДж/кг	h , кДж/кг	r , кДж/кг
0,01	0,00611	0,0010002	206,175	0,00061	2501,0	2501,0
4	0,008129	0,0010000	157,267	16,8	2508	2491,5
10	0,01227	0,0010003	106,42	41,99	2519	2477
15	0,01704	0,0010008	77,97	62,94	2529	2466
20	0,02337	0,001002	57,83	83,86	2538	2454
30	0,04242	0,001004	32,93	125,7	2556	2430
40	0,07375	0,001008	19,55	167,5	2574	2406
50	0,1233	0,001012	12,05	209,3	2592	2382
60	0,1992	0,001017	7,681	251,1	2609	2358
70	0,3115	0,001023	5,048	293,0	2627	2334
80	0,4736	0,001029	3,410	334,9	2644	2309
90	0,7011	0,001037	2,362	376,9	2660	2284
100	1,0132	0,001044	1,674	419,1	2676	2257
110	1,433	0,001052	1,211	461,3	2692	2230
120	1,985	0,001061	0,8920	503,7	2707	2203
130	2,701	0,00107	0,6685	546,3	2720	2174
140	3,614	0,00108	0,5087	589,1	2734	2145
150	4,76	0,00109	0,3926	632,2	2746	2114
160	6,18	0,00110	0,3068	675,5	2758	2082

p , ат	t , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	h , кДж/кг	h , кДж/кг	g , кДж/кг
170	7,92	0,00111	0,2426	719,1	2768	2049
180	10,03	0,00113	0,1938	763,1	2777	2014
190	12,55	0,00114	0,1563	807,5	2785	1977
200	15,55	0,00116	0,1271	852,4	2791	1939
210	19,08	0,00117	0,1042	897,8	2796	1899
220	23,20	0,00119	0,0860	943,7	2800	1856
230	27,98	0,00121	0,0714	990,3	2802	1811
240	33,48	0,00123	0,0596	1038	2801	1764
250	39,78	0,00125	0,050	1086	2799	1713
260	46,94	0,00128	0,0421	1135	2795	1660
270	55,05	0,00130	0,0356	1185	2788	1603
280	64,19	0,00133	0,0301	1237	2779	1542
290	74,45	0,00137	0,0255	1290	2765	1475
300	85,92	0,00140	0,0216	1345	2749	1403
310	98,70	0,00145	0,0183	1403	2727	1324
320	112,9	0,00150	0,0154	1463	2570	1236
330	128,6	0,00156	0,0130	1527	2665	1138
340	146,1	0,00164	0,0178	1597	2622	1025
350	165,4	0,00174	0,0088	1673	2566	893
360	186,7	0,00189	0,0070	1763	2486	723
370	210,5	0,00223	0,005	1896	2336	439
374	220,8	0,00283	0,00348	2039	2151	111,5

Параметры критической точки:

$$p_{кр} = 22,2 \text{ МПа} \quad v_{кр} = 0,003145 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$t_{кр} = 374,116 \text{ °C} \quad h_{кр} = 2094,8 \text{ кДж/кг}$$

Таблица 6

Насыщенный водяной пар при различном давлении

p , ат	t , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	h , кДж/кг	h , кДж/кг	g , кДж/кг
0,01	6,982	0,0010001	129,2	29,33	2514	2484
0,0015	13,03	0,0010006	87,89	54,71	2525	2470
0,02	17,51	0,0010012	67,0	73,45	2533	2460

p , ат	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h , КДж/кг	h , кДж/кг	g , кДж/кг
0,025	21,09	0,001002	54,26	88,44	2540	2451
0,03	24,1	0,0010027	45,67	101,0	2545	2444
0,035	26,69	0,0010033	39,48	111,8	2550	2438
0,04	28,98	0,001004	34,80	121,4	2554	2433
0,05	32,9	0,001005	28,20	137,8	2561	2423
0,06	36,18	0,001006	23,74	151,5	2567	2416
0,07	39,02	0,001007	20,53	163,4	2572	2409
0,08	41,5	0,001008	18,11	173,9	2577	2403
0,09	43,79	0,00101	16,21	183,3	2581	2397,5
0,1	45,83	0,00101	14,68	191,8	2584	2393
0,12	49,45	0,001012	12,36	206,9	2591	2384
0,14	52,58	0,001013	10,7	220	2596	2376
0,16	55,34	0,001015	9,435	231,6	2601	2370
0,18	57,8	0,00102	8,447	242,0	2606	2364
0,20	60,09	0,001017	7,652	251,5	2700	2358
0,25	64,99	0,001020	6,206	272,0	2618	2346
0,3	69,1	0,001023	5,231	289,3	2625	2336
0,40	75,90	0,001026	3,995	317,7	2637	2319
0,50	81,35	0,001030	3,241	340,6	2646	2305
0,60	85,95	0,001033	2,733	359,9	2654	2294
0,70	89,96	0,001036	2,3658	376,8	2660	2284
0,80	93,51	0,001039	2,088	391,7	2666	2274
0,9	96,71	0,001041	1,8701	405,2	2671	2266
1,0	99,63	0,001043	1,6946	417,5	2676	2258
0,2	104,810	0,001048	1,4289	439,4	2684	2244
0,4	9,3	0,001051	1,237	458,4	2691	2232
1,6	113,3	0,001055	1,0917	475,4	2697	2221
1,8	116,9	0,001058	0,9777	490,7	2702	2211
2,0	120,2	0,001061	0,8859	504,7	2707	2202
2,2	123,3	0,001064	0,8103	517,6	2711	2194
2,4	126,1	0,001066	0,7468	529,7	2715	2186
2,6	128,7	0,001069	0,6926	540,9	2719	2178

ρ , ат	t , °C	ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	h , КДж/кг	h , кДж/кг	g , кДж/кг
2,8	131,2	0,001071	0,6464	551,4	2722	2171
3,0	133,5	0,001073	0,6059	561,4	2725	2164
3,5	138,9	0,001079	0,5243	584,3	2733	2148
4,0	143,6	0,001084	0,4624	604,7	2739	2134
4,5	147,9	0,001089	0,4139	623,2	2744	2121
5,0	151,8	0,001093	0,3748	640,1	2749	2108
6,0	158,8	0,001101	0,3156	670,4	2756	2086
7,0	165,0	0,001108	0,2727	697,1	2763	2066
8,0	170,4	0,001115	0,2403	720,9	2768	2047
9,0	175,4	0,001121	0,2148	742,6	2773	2030
10	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777	2014
11	184,1	0,001133	0,1774	781,1	2780	1999
12	188,0	0,001139	0,1632	798,4	2783	1985
13	191,6	0,001144	0,1511	814,7	2786	1971
14	195,0	0,001149	0,1407	830,1	2788	1958
15	198,3	0,001154	0,1317	844,7	2790	1946
16	201,4	0,001159	0,1237	858,6	2792	1934
17	204,3	0,001163	0,1166	871,8	2794	1922
18	207,1	0,001168	0,1103	884,6	2795	1910
19	209,8	0,001172	0,1046	896,8	2796	1900
20	212,4	0,001177	0,0995	908,6	2797	1889
22	217,2	0,001185	0,0906	930,9	2799	1868
24	221,8	0,001193	0,0832	951,9	2800	1848
26	226,0	0,001201	0,0769	971,7	2801	1830
28	230,0	0,001209	0,0714	990,5	2801	1811
30	233,8	0,001216	0,0666	1008	2802	1794
35	242,5	0,001235	0,0570	1050	2801	1752
40	250,3	0,001252	0,0497	1088	2799	1712
50	263,9	0,001286	0,0394	1155	2793	1638
60	275,6	0,001319	0,0324	1214	2783	1569
70	285,8	0,001351	0,0273	1268	2771	1504
80	295,0	0,001384	0,0235	1318	2758	1440

ρ , ат	t , °C	ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	h , Кдж/кг	h , кДж/кг	g , кДж/кг
90	303,3	0,001418	0,0205	1364	2742	1378
100	311,0	0,001453	0,0180	1409	2724	1316
110	318,0	0,001489	0,0160	1451	2705	1254
120	324,6	0,001527	0,0143	1493	2685	1192
130	330,8	0,001567	0,0128	1533	2662	1129
140	336,6	0,001610	0,0115	1573	2638	1065
160	347,3	0,001710	0,0093	1652	2584	931
180	360,0	0,001838	0,0075	1733	2514	781
200	365,7	0,002038	0,0059	1829	2414	585
220	373,7	0,002675	0,0038	2008	2193,5	185

Таблица 7

Плотность ρ , теплопроводность λ , удельная теплоемкость c и температуропроводность α различных твердых материалов

Наименование материала	t , °C	ρ , кг/м ³	λ , Вт/(мК)	c , кДж/(кгК)	α , мм ² /с
Изоляционные, строительные и другие материалы:					
Асбест листовой	30	770	0,116	0,818	0,198
Асбест волокно	30	470	0,110	0,818	0,290
Бетон	20	2300	1,280	1,13	0,494
Войлок шерстяной	30	330	0,052	0,818	0,290
Глина огнеупорная	450	1845	1,035	1,090	0,515
Дерево дуб перпендикулярно волокнам	20	800	0,207	1,76	0,147
Дерево дуб параллельно волокнам	20	800	0,363	1,6	0,15
Каменный уголь	20	1400	0,190	1,31	0,104
Кирпич изоляционный	100	550	0,140	—	—
Кирпич строительный	20	800...1500	0,23...0,29	—	—
Лед	0	920	2,250	2,26	1,080
Минеральная шерсть	50	200	0,046	0,92	0,253
Опилки древесные	20	200	0,070	—	—

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\lambda, \text{Вт/(мК)}$	$c, \text{кДж/(кгК)}$	$\alpha, \text{мм}^2/\text{с}$
Пенопласты:					
- полихлорвиниловый	20	120	0,036	—	—
- полистирольный	20	250	0,04	—	—
- полиуретановый	20	300	0,04	—	—
Пробковая пластина	30	190	0,042	1,88	0,117
Резина	0	1200	0,163	1,38	0,098
Совелит	100	450	0,098	-	-
Стекло	20	2500	0,744	0,67	0,444
Стекланная вата	0	200	0,037	0,67	0,278
Торфоплиты	50	200	0,065	—	—
Шлаковая вата	100	250	0,070	—	—
Штукатурка	20	1680	0,78	—	—
Металлы:					
- алюминий	0	8600	100	0,377	30,8
- бронза	0	8800	385	0,380	144,4
- латунь	0	7230	64	0,226	39,2
- медь	0	13600	8	0,138	4,2
- олово	0	11400	35	0,130	23,6
- ртуть	20	790	45,4	0,460	12,5
- свинец	20	7220	63	0,500	17,4
- сталь	20	7850	58	0,48	16,2
- чугун	20	7200	50	0,48	15,0

Таблица 8

Теплопроводность λ некоторых газов
при нормальном атмосферном давлении ($P_0 = 101,325 \text{ кПа}$)

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт/(мК)}$		
	воздуха	водяного пара	углекислого газа
0	24,4	16,2	14,7
100	32,1	24,0	22,7
200	38,7	33,0	30,9

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Теплопроводность λ , Вт/(мК)		
	воздуха	водяного пара	углекислого газа
300	46,1	43,4	39,1
400	52,1	55,0	47,2
500	57,5	67,9	54,8
600	62,2	82,2	62,1
700	67,1	97,9	68,8
800	71,8	114,9	75,1
900	76,3	133,2	80,9
1000	80,7	152,4	86,3

Таблица 9

**Физические параметры сухого воздуха
при нормальном атмосферном давлении ($p_0 = 101,325$ кПа)**

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность, ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p , кДж/(кг·К)	Теплопроводность λ , мВт/(м·К)	Динамическая вязкость μ , мкПа·с	Кинематическая вязкость ν , мм ² /с	Число Прандтля Pr
-50	1,584	1,013	0,6	14,61	9,23	0,728
-20	1,395	1,009	22,8	16,18	12,79	0,716
0	1,293	1,005	24,4	17,16	13,28	0,707
20	1,205	1,005	25,9	18,14	15,06	0,703
40	1,128	1,005	27,6	19,12	16,96	0,699
60	1,060	1,005	29,0	20,10	18,97	0,696
80	1,000	1,009	30,5	21,08	21,09	0,692
100	0,946	1,009	32,1	21,86	23,13	0,688
120	0,898	1,009	33,4	22,85	25,45	0,686
140	0,854	1,013	34,8	23,73	27,80	0,684
160	0,815	1,017	36,4	24,52	30,09	0,682
180	0,779	1,022	37,7	25,30	32,49	0,681
200	0,746	1,026	38,7	25,99	34,85	0,680
250	0,674	1,038	42,7	27,36	40,61	0,677
300	0,615	1,047	46,1	29,71	48,33	0,674
350	0,566	1,059	49,1	31,38	55,46	0,676

Температура t , °С	Плотность, ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость при постоянном давлении c_p , кДж/(кг·К)	Теплопроводность λ , мВт/(м·К)	Динамическая вязкость μ , мкПа·с	Кинематическая вязкость ν , мм ² /с	Число Прандтля Pr
400	0,524	1,068	52,1	33,05	63,09	0,678
500	0,456	1,093	57,5	36,19	79,38	0,687
600	0,404	1,114	62,2	39,12	96,89	0,699
700	0,362	1,134	67,1	41,18	115,4	0,706
800	0,329	1,156	71,8	44,33	134,8	0,713
900	0,301	1,172	76,3	46,68	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	80,7	49,03	177,1	0,719
1100	0,257	1,167	85,0	51,19	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	91,5	53,45	223,7	0,724

Таблица 10

Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Величина	Единица		
	Наименование	Обозначение (русское)	Значение в единицах СИ или в определении
Масса	тонна	т	10 ³ кг
Время	минута	мин.	60 с
	час	ч	3600 с
	сутки	сут.	86400 с
Температура	градус Цельсия	°С	$T = T_0 - T_0$, где T — температура Кельвина, $T_0 = 273,15$ К
Площадь	гектар	га	10 ⁴ м ²
Объем, вместимость	литр	л	10 ⁻³ м ³
Плоский угол	градус	...	$\frac{\pi}{180}$ рад
Мощность	лошадиная сила	л.с.	735,499 Вт
Удельное электр. сопротивление	Ом — квадратный миллиметр на метр	ом·мм ² /м	10 ⁻⁶ Ом·м

Величина	Единица		
	Наименование	Обозначение (русское)	Значение в единицах СИ или в определении
Количество теплоты, термодинамический потенциал (внутренняя энергия, свободная энергия и энтальпия, теплота химической реакции)	Калория (международ.) килокалория (международ.) Калория термохимическая	кал ккал —	4,1868 Дж (точно) $4,1868 \cdot 10^3$ Дж (точно) 4,1840 Дж
Масса	центнер	ц	100 кг
Сила	килограмм-сила	кгс	9,80665 Н
Вес	тонна-сила	тс	
Давление	килограмм-сила на квадратный сантиметр миллиметр водяного столба миллиметр ртутного столба бар	кгс/см ² мм вод. ст. мм рт. ст. бар	9806,65 Н (точно) 98066,5 Па 9,80665 Па 133,322 Па
Напряжение (механическое)	килограмм-сила на квадратный миллиметр	кгс/мм ²	10^5 Па
Частота вращения	оборот в секунду оборот в минуту	об/с об/мин	$9,80665 \cdot 10^6$ Па (точно) 1 с^{-1} $\frac{1}{60} \text{ с}^{-1}$

Таблица 11

Соотношения между единицами системы МКГСС и единицами СИ

В системе МКГСС	В системе СИ
Единицы массы	
$1 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м} = 9,80665 \text{ кг}$ $1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н} (\approx 9,81 \text{ Н})$	$1 \text{ кг} = 0,101972 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м} (\approx 0,102 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м})$ $1 \text{ Н} = 0,10197 \text{ кгс} (0,102 \text{ кгс})$

В системе МКГСС	В системе СИ
Единицы давления	
1 бар = $10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,01972 \text{ кгс/м}^2 = 750,06 \text{ мм рт. ст.} = 1,01972 \cdot 10^4 \text{ мм. вод. ст.} = 10^5 \text{ Па}$	1 Па = $0,101972 \text{ кгс/м}^2$
1 мм рт. ст. = $133,322 \text{ Па} = 1,33322 \cdot 10^{-3} \text{ бар}$	1 Па = $0,98692 \cdot 10^{-5} \text{ атм}$
1 мм вод. ст. = $9,80665 \text{ Па}$	
1 ат = $98,0665 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,981 \text{ бар} = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10^4 \text{ мм вод. ст.}$	
1 кгс/м ² = $9,80665 \text{ Па} = 9,80665 \cdot 10^{-5} \text{ бар}$	
1 кгс/см ² = $98066,5 \text{ Па (точно)}$	
Единицы работы и энергии	
1 кгс·м = $9,80665 \text{ Дж}$	1 Дж = $101972 \text{ кгс·м} = 0,27778 \cdot 10^{-6} \text{ кВт·ч}$
1 кВт·ч = $3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$	
Единицы мощности	
1 кгс·м/с = $9,80665 \text{ Вт}$	1 Вт = $0,101972 \text{ кгс·м/с}$
1 ккал/ч = $1,16 \text{ Вт}$	1 Вт = $0,859845 \text{ ккал/ч}$
Единицы теплоты:	
1) количество теплоты	
1 кал = $4,1868 \text{ Дж}$	1 Дж = $0,23885 \text{ кал}$
2) тепловой поток	
1 кал/с = $4,1868 \text{ Вт}$	1 Вт = $0,23885 \text{ кал/с} = 0,859845 \text{ ккал/ч}$
3) удельная теплота	
1 кал/ч = $1 \text{ ккал/кг} = 4,1868 \text{ Дж/кг}$	1 Дж/кг = $0,23885 \text{ ккал/кг}$
4) теплоемкость	
1 кал/К = $4,1868 \text{ Дж/кг}$	1 Дж/К = $0,23885$
5) удельная теплоемкость, удельная энтропия	
1 кал/(г·К) = 1 ккал/(кг·К)	1 Дж/кг·К = $0,23885 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/кг·К}$
6) плотность теплового потока	
1 кал/(см ² ·с) = $4,1868 \text{ Вт/м}^2$	1 Вт/м ² = $0,23885 \cdot 10^{-4} \text{ ккал/(см}^2 \cdot \text{с)} = 0,859845 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$
1 ккал/(м ² ·ч) = $1,163 \text{ Вт/м}^2$	
7) коэффициент теплопередачи, теплоотдачи	

В системе МКГСС	В системе СИ
$1 \text{ кал}/(\text{см}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}) = 4,1868 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,23885 \cdot 10^{-4} \text{ кал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}) =$ $= 0,859845 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$
8) коэффициент теплопроводности, теплоотдачи	
$1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{К}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) = 0,859845 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$

Таблица 12

Теплоемкость металлов и сплавов в твердом состоянии

Металлы	Теплоемкость, кДж/(кг·К)	Температурный интервал, °С
	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	
Ковкое железо	0,46 (0,11)	18
Чугун	0,54 (0,13)	0–100
Медные сплавы:		
– томпак Л90	0,394 (0,094)	18–100
– латунь Л 80	0,389 (0,0929)	18–100
– латунь Л 68	0,388 (0,0926)	18–100
– латунь Л 62	0,387 (0,0925)	18–100
– латунь Л 59	0,384 (0,0917)	18
Бронза Бр. ОФ 10–1	0,396 (0,0946)	18
Бронза колокольная	0,360 (0,0860)	18
Бронза Бр. ОЦ7–6	0,382 (0,0913)	18–100
Бронза Бр. А10	0,435 (0,104)	18
Никелевые сплавы:		
Монель	0,532 (0,127)	18–100
Константан НМ40–60	0,409 (0,0977)	18–100
Никелин НМц32–52–16	0,444 (0,106)	18–100
Нейзильбер ННц15–65–20	0,366 (0,0874)	18
Манганин НМц4–84–12	0,407 (0,0973)	18–100
Нихром	0,448 (0,107)	20
Алюминиевый сплав		
АмгКр 0,5–0,7	1,256 (0,30)	18–100
Магниевый сплав		
«Электрон»	1,005 (0,24)	-
Припой ПОС 40	0,170 (0,0407)	18

Теплоемкость некоторых твердых веществ

Вещество	Теплоемкость, $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$ $\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	Температурный интервал, $^\circ\text{C}$
Асбест	0,837 (0,200)	18–100
Асбестовый картон, бумага, войлок	0,837 (0,200)	—
Алебастровые плиты	0,837 (0,200)	—
Асбошифер	0,837 (0,200)	—
Асфальт	0,921 (0,22)	18
Асфальтовые полы	1,675 (0,400)	—
Бетон	0,925 (0,221)	18
Бумага фильтровальная	1,336 (0,319)	18
Вата хлопчатобумажная	1,675 (0,400)	—
Глина	0,795 (0,19)	—
Газобетон и пенобетон	0,837 (0,200)	—
Дерево: дуб	2,386 (0,57)	0–100
Ель	2,721 (0,65)	0–100
Сосна	2,721 (0,65)	0–100
Джут	1,357 (0,324)	18
Древесная масса	1,369 (0,327)	18
Зола	0,753 (0,180)	—
Известково-песчаный камень	0,846 (0,202)	18
Каменная соль	0,921 (0,22)	0–100
Камень	0,8 (0,2)	–0–100
Кизельгур	0,888 (0,212)	180–100
Кирпич	0,779 (0,177)	18
Кожа	1,495 (0,357)	18
Кокс	0,837 (0,20)	0–100
Картон	1,507 (0,360)	–0–100
Камышит	1,507 (0,360)	–0–100
Лед	1,800 (0,43)	–43–0
Мрамор, гранит, базальт	0,921 (0,220)	—
Нафталин	1,315 (0,314)	18
Парафин	3,245 (0,775)	18

Вещество	Теплоемкость, $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})} \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	Температурный интервал, $^\circ\text{C}$
Парафиновый воск	2,889 (0,69)	0-20
Песчаник	0,921 (0,22)	0-100
Песок	0,795 (0,19)	0-100
Портландский цемент (в кладке)	1,134 (0,271)	180-100
Пробка	2,052 (0,490)	18
Резина пористая	2,052 (0,490)	—
Резина 416 А	0,971 (0,232)	—
Резина 416 В	1,231 (0,294)	—
Резина 450 А	0,996 (0,238)	—
Резина 450 В	1,080 (0,258)	—
Руберонд	1,507 (0,360)	—
Стекло:		
Иенское	0,833 (0,199)	18-100
Кронглас	0,670 (0,16)	10-50
Пирекс	0,833 (0,199)	18-100
Тюрингское	0,837 (0,200)	18-100
Флинтглас	0,502 (0,12)	10-50
Соломит	1,507 (0,360)	—
Толь	1,507 (0,360)	—
Торфяные плиты	2,093 (0,500)	—
Уголь	1,005 (0,24)	—
Фарфор	0,754 (0,18)	15-200
Целлюлоза	1,524 (0,364)	18
Целлюлоза сульфатная	1,336 (0,319)	18
Шелк-сырец	1,386 (0,331)	18
Шерсть	1,721 (0,411)	18
Шифер	0,758 (0,181)	18
Шлак:		
Бессемеровский	0,708 (0,169)	14-99
Кристаллический	0,791 (0,189)	14-99
Эмалевидный	0,781 (0,1865)	15-99
Эбонит	1,382 (0,330)	20-100

Теплоемкость c_p воды при атмосферном давлении,
ккал/(кг·°C), (кДж/кг·K)

$t, ^\circ\text{C}$	Температура, $^\circ\text{C}$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	4,2174 (1,00731)	4,2138 (1,00645)	4,2104 (1,00564)	4,2074 (1,00492)	4,2045 (1,00423)	4,2019 (1,00361)	4,1996 (1,00306)	4,1974 (1,00253)	4,1954 (1,00203)	4,1936 (1,00162)
10	4,1919 (1,00122)	4,1904 (1,00086)	4,1890 (1,00053)	4,1877 (1,00021)	4,1866 (0,99995)	4,1855 (0,99969)	4,1846 (0,99947)	4,1837 (0,99926)	4,1829 (0,99907)	4,1822 (0,99890)
20	4,1816 (0,99876)	4,1810 (0,99861)	4,1805 (0,99850)	4,1801 (0,99840)	4,1797 (0,99830)	4,1793 (0,99821)	4,1790 (0,99814)	4,1787 (0,99807)	4,1785 (0,99802)	4,1783 (0,99797)
30	4,1782 (0,99795)	4,1781 (0,99792)	4,1780 (0,99790)	4,1780 (0,99790)	4,1779 (0,99787)	4,1779 (0,99787)	4,1780 (0,99790)	4,1780 (0,99790)	4,1781 (0,99792)	4,1782 (0,99795)
40	4,1783 (0,99797)	4,1784 (0,99799)	4,1786 (0,99804)	4,1788 (0,99809)	4,1789 (0,99811)	4,1792 (0,99818)	4,1794 (0,99823)	4,1796 (0,99828)	4,1799 (0,99835)	4,1801 (0,99840)
50	4,1804 (0,99847)	4,1807 (0,99854)	4,1811 (0,99864)	4,1814 (0,99871)	4,1817 (0,99878)	4,1821 (0,99888)	4,1825 (0,99897)	4,1829 (0,99907)	4,1833 (0,99916)	4,1837 (0,99926)
60	4,1841 (0,98836)	4,1846 (0,99947)	4,1850 (0,99957)	4,1855 (0,99969)	4,1860 (0,99981)	4,1865 (0,99993)	4,1871 (1,00007)	4,1876 (1,00019)	4,1882 (1,00033)	4,1887 (1,00045)
70	4,1893 (0,00060)	4,1899 (1,00074)	4,1905 (1,00088)	4,1912 (1,00105)	4,1918 (1,00119)	4,1925 (1,00136)	4,1932 (1,00153)	4,1939 (1,00170)	4,1946 (1,00186)	4,1954 (1,00205)
80	4,1961 (1,00222)	4,1969 (1,00241)	4,1977 (1,00260)	4,1985 (1,00279)	4,1994 (1,00301)	4,2002 (1,00320)	4,2011 (1,00342)	4,2020 (1,00363)	4,2029 (1,00385)	4,2039 (1,00408)
90	4,2048 (1,00430)	4,2058 (1,00454)	4,2068 (1,00478)	4,2078 (1,00502)	4,2089 (1,00528)	4,2100 (1,00554)	4,2111 (1,00580)	4,2122 (1,00607)	4,2133 (1,00633)	4,2145 (1,00662)
100	4,2156 (1,00688)	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 15

Теплоемкость воды и водяного пара на кривой насыщения

p , МПа (бар)	t , °C	$c'_{p'}$ Дж/(г·К)	$c''_{p'}$ Дж/(г·К)	p , МПа (бар)	t , °C	$c'_{p'}$ Дж/(г·К)	$c''_{p'}$ Дж/(г·К)
1,5 (15)	198,28	—	2,932	11,5 (115)	321,39	6,624	8,441
2,0 (20)	212,37	—	3,144	12 (120)	324,63	6,817	8,924
2,5 (25)	223,93	—	3,351	12,5 (125)	327,77	7,029	9,454
3,0 (30)	233,83	4,719	3,558	113 (130)	330,81	7,263	10,04
3,5 (35)	242,54	4,793	3,767	13,5 (135)	333,76	7,522	10,69
4,0 (40)	250,33	4,870	3,978	14 (140)	336,63	7,813	11,42
4,5 (45)	257,41	4,950	4,193	14,5 (145)	339,41	8,141	12,24
5,0 (50)	263,91	5,034	4,414	15 (150)	342,11	8,514	13,17
5,5 (55)	269,94	5,121	4,641	15,5 (155)	344,75	8,943	14,24
6,0 (60)	275,56	5,212	4,876	16 (160)	347,32	9,441	15,50
6,5 (65)	280,83	5,307	5,119	16,5 (165)	349,815	10,03	16,96
7,0 (70)	285,80	5,406	5,373	17 (170)	352,26	10,73	18,73
7,5 (75)	290,50	5,511	5,639	17,5 (175)	354,64	11,59	20,87
8,0 (80)	294,98	5,621	5,918	18 (180)	356,96	12,66	23,54
8,5 (85)	299,24	5,737	6,212	18,5 (185)	359,225	14,05	26,94
9,0 (90)	303,32	5,861	6,525	19 (190)	361,44	15,92	31,4

p , МПа (бар)	t , °C	c_p' Дж/(г·К)	c_p'' Дж/(г·К)	p , МПа (бар)	t , °C	c_p' Дж/(г·К)	c_p'' Дж/(г·К)
9,5 (95)	307,22	5,992	6,868	19,5 (195)	363,605	18,57	37,7
10 (100)	310,96	6,133	7,209	(200)	365,71	22,61	46,8
10,5 (105)	314,57	6,284	7,589	(210)	369,79	42,3	89,8
11 (110)	318,04	6,447	7,998	(220)	373,7	332	85,8

Таблица 16

Теплоемкость c_p воды при высоких давлениях, кДж/(кг·К) $\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$

t , °C	Давление					
	4,9 МПа (50 кгс/см ²)	9,8 МПа (100 кгс/см ²)	14,7 МПа (150 кгс/см ²)	19,61 МПа (200 кгс/см ²)	24,51 МПа (250 кгс/см ²)	29,42 МПа (300 кгс/см ²)
0	4,204 (1,004)	4,195 (1,002)	4,187 (1,000)	4,178 (0,998)	4,170 (0,996)	4,162 (0,994)
20	4,170 (0,996)	4,162 (0,994)	4,153 (0,992)	4,141 (0,989)	4,132 (0,987)	4,120 (0,984)
40	4,162 (0,994)	4,153 (0,992)	4,141 (0,989)	4,128 (0,986)	4,120 (0,984)	4,107 (0,981)
60	4,166 (0,995)	4,153 (0,992)	4,141 (0,989)	4,128 (0,986)	4,116 (0,983)	4,103 (0,980)
80	4,183 (0,999)	4,166 (0,995)	4,153 (0,992)	4,141 (0,989)	4,124 (0,985)	4,111 (0,982)
100	4,203 (1,004)	4,187 (1,000)	4,174 (0,997)	4,158 (0,993)	4,141 (0,989)	4,128 (0,991)
120	4,233 (1,011)	4,216 (1,007)	4,199 (1,003)	4,183 (0,999)	4,166 (0,995)	4,149 (0,991)
140	4,266 (1,019)	4,250 (1,015)	4,224 (1,009)	4,212 (1,006)	4,195 (1,002)	4,174 (0,997)
160	4,325 (1,033)	4,304 (1,028)	4,283 (1,023)	4,262 (1,018)	4,241 (1,013)	4,220 (1,008)

t, °C	Давление					
	4,9 МПа (50 кгс/см ²)	9,8 МПа (100 кгс/см ²)	14,7 МПа (150 кгс/см ²)	19,61 МПа (200 кгс/см ²)	24,51 МПа (250 кгс/см ²)	29,42 МПа (300 кгс/см ²)
180	4,396 (1,050)	4,371 (1,044)	4,346 (1,038)	4,321 (1,032)	4,300 (1,027)	4,275 (1,021)
200	4,484 (1,097)	4,455 (1,064)	4,425 (1,057)	4,396 (1,050)	4,367 (1,043)	4,342 (1,037)
220	4,593 (1,097)	4,455 (1,088)	4,522 (1,080)	4,488 (1,072)	4,455 (1,064)	4,421 (1,056)
240	4,739 (1,132)	4,963 (1,121)	4,647 (1,110)	4,605 (1,100)	4,564 (1,090)	4,526 (1,081)
260	4,9445 (1,181)	4,882 (1,166)	4,828 (1,152)	4,769 (1,139)	4,719 (1,127)	4,664 (1,114)
280	—	5,154 (1,231)	5,074 (1,212)	4,999 (1,194)	4,928 (1,177)	4,861 (1,161)
300	—	5,661 (1,352)	5,443 (1,300)	5,300 (1,266)	5,200 (1,242)	5,120 (1,223)
310	—	—	5,744 (1,372)	5,518 (1,318)	5,372 (1,283)	5,263 (1,257)
320	—	—	6,196 (1,480)	5,824 (1,391)	5,673 (1,355)	5,434 (1,298)
330	—	—	6,921 (1,653)	6,284 (1,501)	5,899 (1,409)	5,661 (1,352)
340	—	—	8,118 (1,939)	7,013 (1,675)	6,402 (1,529)	5,966 (1,425)
350	—	—	—	8,219 (1,963)	7,088 (1,693)	6,431 (1,536)

Физико-химические свойства смазочных масел, применяемых в энергетическом хозяйстве

Наименование и марка масла	ГОСТ или ТУ	Вязкость при 50 °С		Темпе- ратура вспышки, опреде- ляемая в открытом тигле, °С, не более	Темпе- ратура застыва- ния, °С, не более	Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	Золь- ность, % не более	Содер- жание механиче- ских при- месей, % не более	Кок- суе- мость, % не более	Примечание
		Кинема- тическая $\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	Условная, ВУ							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Л (велосит)	ГОСТ 1840-51	4,0-5,1	1,29-1,40	112°	-25	0,04	0,005	отсутству- ют	—	Для смазки быстроходных частей механиз- мов, работающих с малой нагруз- кой, для КИП и малооборотных двигателей
Т (вазелиновое)	ГОСТ 1840-51	5,0-8,5	1,40-1,72	125°	-20	0,04	0,005	То же	—	
Индустриальные										
12 (веретенное 2)	ГОСТ 1707-51	10,0-14,0	1,86-2,26	165	-30	0,14	0,004	То же	—	Для смазки пор- шневой группы аммиачных компрессоров и в гидротурбинах
20 (веретенное 3)	ГОСТ 1707-51	17,0-23,0	2,60-3,31	170	-20	0,14	0,007	То же	—	
30 (машинное ЛЮ)	ГОСТ 1707-51	27-30	3,81-4,59	180	-15	0,20	0,007	0,007	0,03	
45 (машинное С)	ГОСТ 1707-51	38-52	5,24-7,07	190	-10	0,35	0,007	0,007	0,3	
50 (машинное СУ)	ГОСТ 1707-51	42-58	5,76-7,86	200/180	-20	0,15	0,005	0,007	0,2	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20 В (веретенное 3В)	ГОСТ 2854-51	17-23	2,60-3,31	170	-15	0,14	0,007	Отсутствует	—	В прогонной и капальной системах смазки
45 В (машинное СВ)	ГОСТ 2854-51	38-52	5,24-7,07	180	-8	0,35	—	0,007	—	
Индустриальные из сернистых нефтей										
ИС-12	ГОСТ 8675-62	10-14	—	165	-30	0,05	0,005	Отсутствует	—	Для смазки в гидравлических системах
ИС-20	ГОСТ 8675-62	17-23	—	180	-15	0,10	0,005	то же	—	
ИС-45	ГОСТ 8675-62	38-52	—	200	-10	0,10	0,005	то же	0,2	
Полудуодрон	ГОСТ 4105-48*	—	18-25	140	—	—	—	0,1	—	Для смазки грубых механизмов, осей полюзов и пагонок с открытыми подшипниками
Дизельное Д-11	ГОСТ 5304-54	10,5*-12,5	—	200	-18	0,15	0,005	Отсутствует	0,4	Для смазки изделий с подшипниками из некорродирующих сплавов
Для тихоходных дизелей (моторное) «Т»	ГОСТ 1519-42	62-68	8,2-9,8	205	0	—	0,04	0,007	0,4	Для смазки цилиндров и механизмов движения стационарных и судовых дизелей, газовых двигателей

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Приборное МВП	ГОСТ 1805-51*	6,3-8,5	1,51-1,72	120	-60	0,14	0,005	Отсутствует	—	Для смазки КИП, работающих при низких температурах
Сепараторные										
Л	ГОСТ 176-50	6-10	1,48-1,86	135	+5	0,35	—	Отсутствует	—	Для смазки подшипников центрифуг и аппаратов облегченного типа
Т	ГОСТ 176-50	14-17	2,26-2,60	165	+5	0,35	—	то же	—	
Для холодильных машин										
ХА	ГОСТ 5546-66	11,5-14,5	—	160	-40	0,14	0,012	Отсутствует	—	Для компрессоров холодильных машин
ХФ-12 ^в	ГОСТ 5546-66	Не менее 18	—	160	-40	0,03	—	то же	—	
ХФ-22	ГОСТ 5546-66	24,5-28,4	—	125	-58	0,05	—	то же	—	
Турбинные										
22п	ГОСТ 32-53*	20-23	—	180	-15	0,02	0,005	Отсутствует	—	Для смазки подшипников и исполнительных частей паровых и водных турбин
22П1	ГОСТ 32-53*	20-23	—	180	-15	0,02	0,005	то же	—	
30(УТ)	ГОСТ 32-53*	28-32	—	180	-10	0,02	0,005	то же	—	
46(Т)	ГОСТ 32-53*	44-48	—	195	-10	0,02	0,020	то же	—	
57(турборедукторное)	ГОСТ 32-53*	55-59	—	195	—	0,02	0,040	то же	—	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Компрессорные										
12(М)	ГОСТ 1861-54	11-4 ^в	—	216	—	0,15	0,015	0,007	—	Для смазки ком- прессоров
19	ГОСТ 1861-54	17-21 ^в	—	242	—	0,10	0,010	0,007	—	
Трансмиссионные автоакторные										
Зимнее	ГОСТ 542-50	—	2,7 ^в -3,2	170	-20	—	—	0,05	—	Для смазки зуб- чатых зацеплений коробки передач и других вспомо- гательных меха- низмов наземных машин с механи- ческой тягой
Летнее	ГОСТ 542-50	—	4,0-4,5 ^в	180	-5	—	—	0,05	—	
Цилиндровые легкие										
11 (цилиндровое 2)	ГОСТ 1841-51	9 ^в -13	1,76 ^в -2,15	215	+5	0,3	0,03	0,007	0,8	Для паровых, работающих на насыщенном паре, и механиз- мов, работающих с большими на- грузками и высо- кими скоростями
24 (вискозин)	ГОСТ 1841-51	20 ^в -28	2,95 ^в -3,95	240	—	—	0,05	0,1	2,5	
Цилиндровые тяжелые										
38 (цилиндровое 6)	ГОСТ 6411- 52*	32 ^в -44	4,5 ^в -6,0	300	+17	—	0,015	Отсутству- ют	3,0	Для паровых ма- шин, работающих на перегретом паре
52 (пароп)	ГОСТ 6411- 52*	44 ^в -59	6,0 ^в -8,0	310	-5	—	0,010	0,007	3,3	

Окончание табл. 17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Конденсаторное масло	ГОСТ 5774-68	9,0-12,0	1,76-2,05	135	-45	0,02	0,005	Отсутствует	—	Для смазки узлов конденсатора
Газотурбинное масло	ГОСТ 10289-62	7,0-9,6	—	135	-45	0,02	0,005	То же	—	Для смазки судовых газовых турбин
Турбинное ТСП-22 (Л) из сернистых нефтей с присадкой нопол	МРТУ 12Н 18-63	20-23	—	—	-15	—	—	—	—	Для смазки узлов паровых и водяных турбин
Д-1	ГОСТ 7904-56	65-69	—	—	-11	—	—	—	—	Для высоковакуумных пароструйных насосов
Дистиллятное масло высокой степени очистки	ГОСТ 9184-59 ГОСТ 7903-56	12,5-15,5 47-57	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	В качестве рабочей жидкости в пароструйных вакуумных насосах. Применяется для форвакуумных насосов

Примечания.

а — в закрытом типе

б — при 100 °С

В — содержание присадки ВТИ-1 не более 0,02%

**Физико-химические свойства консистентных смазок, применяемых
в энергетическом хозяйстве**

Наименование и марка смазки	Номер ГОСТ или ТУ	Температура каплепадения, °С, не менее	Пенетрация при 25 °С	Механические примеси, % не более	Кислотное число, мг КОН на 1 г смазки, не более	Содержание воды, % не более	Зольность, %, не более	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Пушечная	ГОСТ 3005-51*	50	—	0,07	0,3	Отсутствует	0,07	Для смазки механизмов в летнее время и защиты от коррозии металлических поверхностей, не защищенных покрытиями
Универсальная среднетемплавая УС (солидол жировой):								
УС-1 (пресс-солидол)	ГОСТ 1033-51*	75	300-355	0,3	—	1,5	—	Смазка водоупорная, применяемая для различных механизмов
УС-2 (Л)	ГОСТ 1033-51*	75	230-290	0,4	—	2,0	—	
УС-3 (Т)	ГОСТ 1033-51*	90	150-220	0,6	—	3,0	—	
Графитовая (УссА)	ГОСТ 3333-55	77	250	—	—	3,0	—	Для высоконагруженных трущихся пар
Водостойкая УТВ	ГОСТ 1631-61	120	250-290	—	—	0,75	—	Для смазки подшипников различных типов насосов
ВНИИ НП-232	ТУ НП 108-61	—	—	Отсутствуют	—	—	—	Для облегчения развинчивания резьбовых соединений, нагреваемых до высоких температур

Продолжение табл. 18

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Смазка Усс (солидол синтетический):								
УС-1	ГОСТ 4366-64	70	330-360	0,4	—	3	—	Для смазки различных механизмов
УС-2	ГОСТ 4366-64	75	270-330	0,5	—	3	—	
УС-автомобильная	ГОСТ 4366-64	75	—	0,5	—	3	—	
Графитовая (БВН-1)	ГОСТ 5656-60	—	—	—	0,1	—	—	Для смазки сопрягаемых поверхностей стальных труб, испытывающих температурные изменения при эксплуатации
Универсальная тугоплавкая УТ (консталин жировой):								
УТ-1	ГОСТ 1957-52	130	225-275	Отсутствуют	—	0,5	4	Для смазки трущихся пар, работающих при t до 110-115 °С
УТ-2	ГОСТ 1957-52	150	175-225	То же	—	0,5	4,5	То же, но при температурах до 130-135 °С
Циатим-203	ГОСТ 8773-63	150	250-300	—	1,0	—	—	Для смазки механизмов, работающих в условиях высоких удельных нагрузок
Циатим-201	ГОСТ 6267-59*	170	270-320	Отсутствуют	1,0	—	—	Для приборов и механизмов, работающих в пределах температур от -60 до +120 °С
Лейнерная (смазка ВЛ)	ГОСТ 5078-49*	150	220-270	—	—	То же	—	Для смазки сопрягаемых поверхностей, подвергающихся периодическому нагреванию до 150 °С

Продолжение табл. 18

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Циатим-205	ГОСТ 8551-57	65	165	0,015	0,05	То же	0,02	Для смазки резьбовых соединений, работающих в интервале температур от -40 до +50 °С в агрессивных средах
АМС-1	ГОСТ 2712-52	85	300-350	Отсутствуют	—	То же	—	Для смазки механизмов, работающих в воде или соприкасающихся с водой
АМС-3	ГОСТ 2712-52	95	200-250	То же	—	То же	—	Для узлов трения кулисного механизма, опор топок и т.д.
Кулисная паровозная ЖК	ТУ ЦТЧ 02-58	100	—	—	—	—	—	Для уплотнения подвижных соединений вакуумных установок
Смазка вакуумная	ГОСТ 9645-61	5	—	—	—	—	—	Для уплотнения насосов, перекачивающих различные жидкости
Насосная	МРТУ 12Н 98-64	140	300-350	—	—	—	—	
Дисульфитмолибденовые:								
а) твердые								
ВНИИ НП-209	ТУ НП 45-61	—	—	—	—	—	—	Для уплотнений при температурах от 60 до +250 °С в космическом вакууме
ВНИИ НП-213	ВТУ НП-119-62							
б) пастообразные								
ВНИИ НП-232	ГОСТ 14068-68	—	—	—	—	—	—	Для различных соединений при температурах до 100 °С

1	2	3	4	5	6	7	8	9
в) пластичные								
ВНИИ НП-257	ГОСТ 16105-70	—	—	—	—	—	—	Для скоростных малогабаритных подшипников (до 30000 об/мин)
ВНИИ НП-214	—	—	—	—	—	—	—	Для подшипников, работающих при температурах от -65 до +200 °С
г) суспензионные								
ВНИИ НП-243	—	—	—	—	—	—	—	Для смазки механизмов, работающих при температурах от -30 до +200 °С

Таблица 19

Теплоизоляционные материалы

Материал и конструкция	Марка	Коэффициент теплопроводности, Вт/(мК)	Предел прочности, МПа, не менее	Предельная температура применения, °С	ГОСТ или ТУ	
1	2	3	4	5	6	
Гибкие изделия						
Минераловатные изделия:						
Войлок с битумным связующим	100	0,046	при 30 °С	0,005	60	ГОСТ 6418-67
	150	0,52		0,008		
Маты с синтетическим связующим	75	0,053	при 25,5 °С	0,005	200	ГОСТ 9573-72
	100			0,008		
Маты прошивные	100	0,046	при 25,5 °С	—	100 — в бумажной обертке, 600 — в проволочной обертке	ГОСТ 9573-66 ТУ 137-63 ГМСС ССР
	150	0,052				
	200	0,058				
Плиты полужесткие с битумным связующим	250	0,064	при 30 °С	—	60	ГОСТ 12394-66
	300	0,069				
	350	0,075				
	400	0,081				

1	2	3	4	5	6	
Плиты полужесткие с синтетическим связующим	125	0,058	при 25,5 °C	—	300	ГОСТ 9573-72
	150					
	200					
Стекловатные изделия:						
Маты с синтетическим связующим	35	0,046	при 25,5 °C	0,006	200	ГОСТ 10499-67
	50					
Плиты полужесткие с синтетическим связующим	50	0,046	при 25,5 °C	0,012	200	ГОСТ 10499-67
	75			0,015		
Асбестомagneзиальный шнур	—	0,11+0,00029 _{ср}		—	400	—
Сыпучие изделия						
Минеральная вата	100	0,057	При 100 °C	—	600	ГОСТ 4640-66
	150	0,058				
Гранулированная минеральная вата	125	0,0464	При 20 °C	—	600	ТУ 42-47 МСПГИ ВТУ УКРНИ-ИС-49
	175	0,058	При 100 °C	—	700	
	200	0,0604	При 100 °C	—	700	
Стекланная вата:						
Из непрерывного волокна	130	0,039+0,00035 _{ср}		—	450	ГОСТ 5174-49
Дутьевая	150	0,058 при 100 °C		—	450	ВТУ-54 МПСМ
Каолинового состава	—	0,116 при 400 °C		—	1700	МРТУ 6М-11-4-64
Асбозурит	600	0,174	При 25 °C	—	850	ТУ-130-63 ГМСС СССР
	700	0,197		—	900	
	800	0,220		—	900	
Перлит вспученный	100-250	0,052-0,069 при 25 °C		—	200-800	ГОСТ 10832-64
Вермикулит обожженный зернистый	125	0,098 при 100 °C		—	1100	ТУ 300-52 МСП МХП

1	2	3	4	5	6	
Жесткие изделия						
Минераловатные плиты с синтетическим связующим	200	0,58	При 30 °С	0,15	300	ГОСТ 9573-66
	250	0,64				
Минераловатные плиты с битумным связующим	250	0,064	При 30 °С	0,11	70	ГОСТ 12394-66
	300	0,069		0,12		
	350	0,075		0,13		
	400	0,081		0,14		
Теплоизоляционные плиты из штапельного стек- ловолокна	А	0,052	При 20 °С	—	120	ГОСТ 10499-67
	Б					
Шлаковое пено- стекло	—	0,17	При 25 °С	7	800	—
Блоки из пено- стекла	А	0,093	При 0 °С	1	300	СТУ 85-497-64
	Б	1,160		1,5		
	В	0,139		3		
Аэрогель	В	0,0185	При -85 °С	—	760	МРТУ 6-02- 265-63
	Н					
Материалы для вакуум-порошковой тепловой изоляции:						
Кремнегель нейтральный	—	0,015 при -90 °С		—	760	МРТУ 6-08-1-62
Кремнегель-250	—	0,015 при -90 °С		—	760	ВТУ УХП 182-60
Диатомитовые изделия	500	0,185	При 350 °С	0,6	900	ГОСТ 2694-67
	600	0,209		0,8		
	700	0,267		1,0		
Пенодиатомитовые изделия	350	0,138	При 500 °С	0,6	850	ГОСТ 2694-67
	400	0,156				
	500	0,180				
Асбестосиликатные изделия	250	0,081	При 50 °С	0,3	600	ВУ 1-61 НИИ-200
	325	0,087		0,5		
	400	0,093		0,8		

1	2	3	4	5	6	
Асбестоцементные скорлупы	400	0,104	При 50 °С	0,25	450	ТУ 97-53
	500	0,116		0,3		
Асбестоцементные плиты	300	0,087	При 50 °С	0,3	450	ГОСТ 7285-54
	400	0,093		0,25		
	500	0,098		0,2		
Совелитовые изделия	350	0,089	При 100 °С	0,17	500	ГОСТ 6788-62*
	400	0,093		0,2		
Перлитовые изделия на цементной связке	250	0,079	При 25 °С	0,2	600	МРТУ 21-4-62
	300	0,081		0,225		
	350	0,087		0,25		
	400	0,093		0,3		
Керамические перлитовые изделия	300	0,093	При 100 °С	0,6	900	—
	400	0,104		1,0		
	500	0,139		1,5		
Скорлупы и сегменты термоизоляционные из торфа						
При мокром способе изготовления	Обыкновенная	0,069	При 20 °С и влажности 15%	0,3	90	ВТУ 492-55
При сухом способе изготовления	То же	0,081				
Асбодревесные изоляционные плиты	А	0,064	0,4	0,4	100	СТУ 30-6158-52
	Б			0,5		
Картон гофрированный	—	0,069	При 20,50 °С	—	60	ГОСТ 7376-55*
Войлок грубошерстный	—	0,052		—	100	ГОСТ 6418-67
Изольмин	—	0,052-		—	60-70	ТУ 9-54 МПСМ

**Степень черноты некоторых материалов
при различных значениях температуры**

№	Материалы	$t, ^\circ\text{C}$	ϵ
1	Кирпич: красный огнеупорный	25-300 1000	0,9 0,75-0,85
2	Штукатурка известковая	20-100	0,9
3	Гипс	20	0,9
4	Асбест	200-300	0,9-0,95
5	Дерево	20-70	0,8-0,9
6	Бумага тонкая	20-100	0,9
7	Стекло	20-100	0,9-0,92
8	Краски масляные	20-100	0,86-0,92
9	Лак: белый черный	20-100 20-100	0,8-0,9 0,9-0,95
10	Алюминий шероховатый	26	0,55
11	Железо окисленное: гладкое оцинкованное	25-525 25	0,78-0,92 9,25-0,3
12	Медь: полированная окисленная	80-115 200-600	0,018-0,023 0,6-0,8

Таблица 21

Физические свойства воздуха

$T, ^\circ\text{K}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p,$ кДж/кг К	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/мК	$\alpha \cdot 10^6,$ м ² /сек	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$
273	1,252	1,011	2,374	18,70	13,75
283	1,206	1,012	2,456	20,14	14,70
293	1,164	1,013	2,522	21,22	15,70
303	1,127	1,014	2,580	22,60	16,61
313	1,092	1,015	2,634	24,00	17,60
323	1,056	1,016	2,720	25,40	18,60
333	1,025	1,017	2,800	26,80	19,60
343	0,966	1,018	2,810	28,22	20,45
353	0,968	1,019	2,930	29,56	21,70
363	0,942	1,020	3,000	31,20	22,90
373	0,916	1,021	3,070	32,76	23,78

Таблица 22

**Молярные теплоемкости газов по данным
молекулярно-кинетической теории**

Газы	μ_{C_v}	μ_{C_p}
	кДж/(кмоль·К)	кДж/(кмоль·К)
Одноатомные	12,5	20,8
Двухатомные	20,8	29,1
Трех- и многоатомные	29,1	37,4

Таблица 23

**Коэффициент кинематической вязкости ν , коэффициент
теплопроводности λ и критерий Прандтля Pr для воздуха**

Температура, °C	ν , м ² /с	λ , Вт/(мК)	Pr
0	13,3	2,44	0,707
100	23,0	3,21	0,688
200	34,8	3,93	0,680
300	48,2	4,61	0,674
400	63,0	5,21	0,678
500	74,3	5,75	0,687
600	96,8	6,23	0,649
700	115,0	6,71	0,706
800	135	7,18	0,713
900	155	7,63	0,717
1000	178	8,12	0,719
1100	199	8,47	0,722
1200	223	8,89	0,724
1300	—	—	—
1400	273	9,96	—
1500	—	—	—
1600	328	11,22	—

ЛИТЕРАТУРА

1. *Апальков А.Ф.* Лабораторный практикум. Учебное пособие. НГМА, 1997.
2. *Арнольд Л.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1979.
3. *Афанасьев В.Н.* Задачник по технической термодинамике и теории теплообмена. Учебное пособие. — М.: Высшая школа, 1986.
4. *Баскаков А.П.* Теплотехника. — М.: Энергия, 1991.
5. *Егорушкин В.Е.* Основы теплотехники и теплоснабжение сельскохозяйственных предприятий. — М.: Колос, 1972.
6. *Краснощекоев Е.А.* Задачник по теплопередаче. — М.: Энергия, 1969.
7. *Лариков Н.Н.* Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1976.
8. *Михеев А.А., Михеев И.М.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977.
9. *Нащекин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1980.
10. *Рабинович О.М.* Сборник задач по технической термодинамике. — М.: Машиностроение, 1973.
11. *Тихомиров К.В.* Теплотехника, теплоснабжение. — М.: Стройиздат, 1981.
12. *Ушаков В.Г.* Энергетические установки. Учебное пособие. — НПИ, 1992.
13. *Хазен М.М.* Общая теплотехника. — М.: Высшая школа, 1981.
14. *Чечеткин А.В.* Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1986.
15. *Щукин А.А., Сушкин И.Н. и др.* Теплотехника. — М.: Металлургия, 1973.
16. *Юренев В.Н.* Теплотехнический справочник. — М.: Энергия, 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
-------------------	---

Часть первая ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. Краткие теоретические сведения об основных параметрах и связь между ними	4
2. Первый закон термодинамики	8
2.1. Внутренняя энергия	8
2.2. Основные понятия о работе газа	9
2.3. Определение понятия теплоты	11
2.4. Аналитическое выражение первого закона термодинамики	12
3. Теплоемкость	15
3.1. Понятие о теплоемкости	15
3.2. Энтальпия. Краткие сведения	19
4. Газовые смеси. Закон Дальтона	23
4.1. Общие понятия и определения	23
4.2. Теплоемкость газовых смесей	26
5. Второй закон термодинамики	30
5.1. Понятие об энтропии	30
5.2. Общая формулировка второго закона. Цикл Карно	33

6. Основные термодинамические процессы в газах.....	37
6.1. Общий метод исследования термодинамических процессов идеальных газов.....	37
7. Процессы поршневых компрессоров.....	52
7.1. Анализ рабочего процесса одноступенчатого поршневого компрессора.....	52
7.2. Многоступенчатое сжатие	55
8. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	62
8.1. Общие сведения	62
8.2. Особенности работы двигателей внутреннего сгорания. Рабочие циклы.....	63
9. Циклы газотурбинных установок	81
9.1. Общие сведения	81
9.2. Цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении.....	83
9.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме...	85
10. Водяной пар	89
10.1. Общие сведения	89
10.2. Процесс парообразования.....	89
10.3. Циклы паросиловых установок. Цикл Ренкина.....	95
11. Циклы холодильных установок	101
11.1. Холодопроизводительность и холодильный коэффициент	101

Часть вторая ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

12. Основные положения и определения.	
Способы передачи теплоты	106
12.1. Теплопроводность через плоскую однослойную стенку.....	110
12.2. Распространение теплоты теплопроводностью в многослойной стенке.....	111
12.3. Теплопроводность через цилиндрическую стенку....	113

13. Конвективная теплоотдача	117
14. Теплопередача	127
14.1. Теплопередача через плоскую стенку	127
14.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку	130
14.3. Тепловая изоляция. Виды тепловой изоляции. Критический диаметр	133
14.4. Интенсификация теплопередачи	136
15. Типы теплообменных аппаратов	140
16. Топливо и основы теории горения	146
16.1. Краткие сведения о топливе	146
16.2. Основы теории горения	147
Приложения	150
ЛИТЕРАТУРА	184

Серия «Высшее образование»

Апальков Александр Федосеевич

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебное пособие

Ответственный редактор И. Ю. Жиликов

Технический редактор Л. А. Багрянцева

Художник А. Пащенко

Корректоры Е. Кожевникова, О. Игнатович

Подписано в печать 18.06.08.

Формат 60×84/16. Бум. тип № 2.

Гарнитура School. Печать высокая. Усл. п. л. 11,52.

Тираж 3000 экз. Зак. № 3229

ООО «Феникс»

344082, г. Ростов-на-Дону, пер. Халтуринский, 80

Отпечатано с готовых диапозитивов в ЗАОр «НПП «Джангар»,

358000, г. Элиста, ул. Ленина, 245

Торговый Дом «ФЕНИКС»

ПРЕДЛАГАЕТ:

- ✓ Около 100 новых книг каждый месяц
- ✓ Более 3000 наименований книжной продукции собственного производства
- ✓ Более 1500 наименований обменной книжной продукции от лучших издательств России

ОСУЩЕСТВЛЯЕТ:

- ✓ Оптовую и розничную торговлю книжной продукцией

ГАРАНТИРУЕТ:

- ✓ Своевременную доставку книг в любую точку страны, ЗА СЧЕТ ИЗДАТЕЛЬСТВА, автотранспортом и ж/д контейнерами
- ✓ МНОГОУРОВНЕВНУЮ систему скидок
- ✓ РЕАЛЬНЫЕ ЦЕНЫ
- ✓ Надежный ДОХОД от реализации книг нашего издательства

ОТДЕЛ ОПТОВЫХ ПРОДАЖ

344082, г. Ростов-на-Дону, пер. Халтуринский, 80
Контактные телефоны: 8(863) 261-89-53, 8(863) 261-89-54,
8(863) 261-89-55, 8(863) 261-89-56, 8(863) 261-89-57,
факс: 8(863) 261-89-58.

E-mail: torg@phoenixrostov.ru

Начальник отдела РОДИОНОВА Татьяна Александровна

E-mail: torg152@phoenixrostov.ru

Заместитель начальника отдела МЕЗИНОВ Антон Николаевич

E-mail: torg151@phoenixrostov.ru

Менеджер по продажам на территории Москвы,
Центра европейской части России и республики Казахстан
ЧЕРМАНТЕЕВА Татьяна Степановна

E-mail: torg155@phoenixrostov.ru

Менеджер по продажам на территории Урала
и Северо-Запада ХОМУТЕЦКАЯ Екатерина Владимировна

E-mail: torg153@phoenixrostov.ru

Менеджер по продажам на территории ближнего
и дальнего зарубежья ЯРУТА Игорь Игоревич

E-mail: torg150@phoenixrostov.ru

Менеджер по продажам на территории Дальнего Востока
ФЕДОТОВА Ирина E-mail: torg@aaaanet.ru

Менеджер по работе с бюджетными организациями
ГОРДЕЕВА Ольга Олеговна E-mail: torg180@phoenixrostov.ru

Менеджер по работе на территории Сибири
ФРАНК Татьяна Викторовна E-mail: sibir@aaaanet.ru

Издательство «ФЕНИКС»

Приглашаем к сотрудничеству
АВТОРОВ для издания:

- + учебников для ПТУ, ссузов и вузов;
- + научной и научно-популярной литературы по МЕДИЦИНЕ и ВЕТЕРИНАРИИ, ЮРИСПРУДЕНЦИИ и ЭКОНОМИКЕ, СОЦИАЛЬНЫМ и ЕСТЕСТВЕННЫМ НАУКАМ;
- + литературы по ПРОГРАММИРОВАНИЮ и ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ;
- + ПРИКЛАДНОЙ и ТЕХНИЧЕСКОЙ литературы;
- + литературы по СПОРТУ и БОЕВЫМ ИСКУССТВАМ;
- + ДЕТСКОЙ и ПЕДАГОГИЧЕСКОЙ литературы;
- + литературы по КУЛИНАРИИ и РУКОДЕЛИЮ.

ВЫСОКИЕ ГОНОРАРЫ!!!

ВСЕ финансовые ЗАТРАТЫ БЕРЕМ НА СЕБЯ!!!

При принятии рукописи в производство
ВЫПЛАЧИВАЕМ гонорар НА 10% ВЫШЕ ЛЮБОГО РОССИЙСКОГО ИЗДАТЕЛЬСТВА!!!

Рукописи не рецензируются и не возвращаются!

Вы можете получить книги издательства «Феникс» по почте, сделав заказ:

344082, г. Ростов-на-Дону, пер. Халтуринский, 80

издательство «Феникс», «Книга-почтой»,

Лоза Игорю Викторовичу

тел. 8-909-4406421; E-mail: tvoyakniga@mail.ru

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА В г. РОСТОВЕ-на-ДОНУ:

✓ пер. Соборный, 17, т.: (863) 2624-707

✓ ул. Б.Садовая, 50, т.: (863) 2620-673

✓ ул. Немировича-Данченко, 78, т.: (863) 2446-934

e-mail: fenix21@inbox.ru

НАШ АДРЕС:

344082, г. Ростов-на-Дону, пер. Халтуринский, 80.

Факс: (863) 261-89-50

<http://www.Phoenixrostov.ru> E-mail: reclamabook@jeo.ru

По вопросам издания книг обращаться:

тел./факс: 8(863) 261-89-50; e-mail: office@phoenixrostov.ru

РЕДАКЦИОННО-ИЗДАТЕЛЬСКИЙ ОТДЕЛ

Осташов Сергей Александрович (руководитель отдела)

Тел.: 8(863) 261-89-75 E-mail: ostashov@phoenixrostov.ru

Алексеева Елена Владимировна (редактор)

Тел.: 8(863) 261-89-75 E-mail: publish1@yandex.ru

Жилляков Илья Юрьевич (редактор)

Тел.: 8(863) 261-89-75 E-mail: publish@phoenixrostov.ru

Багрянцева Людмила Андреевна (технический редактор)

Тел.: 8(863) 261-89-75

САЙТ ИЗДАТЕЛЬСТВА «ФЕНИКС»: <http://www.Phoenixrostov.ru>



Феникс

Торговый Дом

В Москве книги издательства «Феникс» можно купить для книготорговых организаций в региональных представительствах, расположенных по адресам:

- Ул. Космонавта Волкова, д. 25/2, 1-й этаж

Директор: *Моисеенко Сергей Николаевич*
тел.: (495) 156-05-68, 450-08-35
E-mail: fenix-m@yandex.ru

Для оптовых покупателей — оптовые издательские цены, гибкая система скидок, бесплатная доставка по Москве

- Шоссе Фрезер, д. 17, район метро «Авиамоторная»

Директор: *Мячин Виталий Васильевич*
тел.: (495) 517-32-95
тел/факс: (495) 789-83-17
E-mail: mosfen@pochta.ru mosfen@bk.ru

- В Издательском Торговом Доме «КноРус»

ул. Б. Переяславская, 46
тел.: (495) 680-02-07, 680-72-54, 680-91-06, 680-92-13
E-mail: phoenix@knorus.ru

В крупнейших магазинах:

ТД «Библио-Глобус»

ул. Мясницкая, 6 (тел.: 925-24-57)

ТД «Москва»

ул. Тверская, 8 (тел.: 229-66-43)

«Московский Дом книги»

ул. Новый Арбат, 8 (тел.: 291-78-32)

«Молодая гвардия»

ул. Большая Полянка, 28 (тел.: 238-11-44)

«Дом педагогической книги»

ул. Большая Дмитровка, 7/5, строение 1
(тел.: 299-68-32)

«Медицинская книга»

Комсомольский проспект, 25 (тел.: 245-39-33)



еникс

Торговый Дом

РЕГИОНАЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА:

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

198096, г. Санкт-Петербург, ул. Кронштадтская, 11, оф. 17
тел.: **(812) 335-34-84**; e-mail: fnx.spb@mail.ru
Директор: Стрельникова Оксана Борисовна

ЕКАТЕРИНБУРГ

620085, г. Екатеринбург, ул. Сухоложская, д. 8.
тел.: **8(343)255-11-27**; e-mail: bookva@isnet.ru
Директор: Подунова Наталья Александровна

ЧЕЛЯБИНСК

ООО "Интер-сервис ЛТД"
454036, г. Челябинск, Свердловский тракт, 14
тел.: **8(351) 721-34-53**; e-mail: zakup@intser.ru
Менеджер: Морозов Александр

НОВОСИБИРСК

ООО "ТОП-Книга" г. Новосибирск, ул. Арбузова, 1/1
тел.: **(3832) 36-10-28, доб. 1438**;
e-mail: phoenix@top-kniga.ru
Менеджер: Михайлова Наталья Валерьевна

УКРАИНА

ООО ИКЦ «Кредо» г. Донецк, ул. Куйбышева, 131
т.: **+38(8062)-345-63-08, 348-37-91, 348-37-92,**
345-36-52, 339-60-85, 348-37-86;
e-mail: moiseenko@skif.net
Директор Моисеенко Владимир Вячеславович

НИЖНИЙ НОВГОРОД (Верхнее Поволжье)

г. Нижний Новгород, Мещерский Бульвар, д.5, кв. 238
Тел./факс: **(8312) 77-48-70**; e-mail: fenixn@rambler.ru
Директор: Коцуба Вячеслав Вячеславович

САМАРА (Нижнее Поволжье)

г. Самара, ул. Товарная, д.7 «Е» (территория базы «Учебник»);
Тел.: **(846) 951-24-76**; e-mail: fenixma@mail.ru
Директор: Митрохин Андрей Михайлович

КРАСНОДАР (Южный Федеральный Округ)

г. Краснодар, ул. Гудимы, д.61
Тел.: **(861) 274-30-11, 272-08-69**; e-mail: yugkniga@mail.ru
Директор: Черкашин Сергей Сергеевич