МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»

Институт судостроения и морской арктической техники (Севмашвтуз)

Кафедра
«Океанотехника и энергетических установок»

М.В. Куклин

Термодинамика и теплопередача

Методические указания и контрольные задания для студентов ЗФО

Северодвинск
2019

Куклин М.В. *Термодинамика и теплопередача. Методические указания и контрольные задания для студентов ЗФО.*
Северодвинск: САФУ (Севмашвтуз), 2019. – 37 с.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

Пособие содержит требования к оформлению контрольных работ и варианты заданий для студентов ЗФО.

Содержание

1. Требования к выполнению контрольной работы 4
2. Термодинамика. Основные формулы для решения задачи 1 5
3. Теплопередача. Основные формулы для решения задач 2-32 11
4. Задания для контрольной работы 26
5. Таблица выбора задач по вариантам 35
Список литературы 36

1. Требования к выполнению контрольной работы

К решению задач контрольной работы можно приступать после изучения соответствующих разделов курса. Только сознательное решение приносит пользу и помогает "закрепить" теоретический материал.

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие требования:

1) выписывать условия задачи и исходные данные;

2) решение задач сопровождать кратким пояснительным текстом, четко записывать формулы, указывать какие величины подставляются в формулу и откуда они берутся (из условия задачи, из справочника или были определены выше);

3) в исходных и вычисленных величинах проставлять размерность;

4) вычисление производить с точностью в два знака после запятой, в интернациональной системе единиц ("СИ");

5) оформление контрольной работы должно соответствовать всем требованиям стандарта СТО САФУ 89-03.05-2013 «Общие требования к оформлению и изложению документов учебной деятельности обучающихся».

2. Термодинамика. Основные формулы для решения задачи 1

2.1. Основные свойства газовых смесей

Состав газовой смеси определяется количеством каждого из газов, входящих в смесь, и может быть задан массовыми или объемными долями.

Массовой долей называется отношение массы каждого газа к общей массе смеси:

$$g_1 = \frac{m_1}{m};\ g_2 = \frac{m_2}{m};\ \dots;\ g_n = \frac{m_n}{m}, \tag{1}$$

где $g_1, g_2, \dots, g_n$ – массовые доли;

$m_1, m_2, \dots, m_\text{n}$ – масса каждого газа;

m – масса всей смеси.

Сумма масс всех газов равна массе смеси:

$$m_1 + m_2 + \ \dots + m_n = \sum_1^n m_i = m. \tag{2}$$

Сумма массовых долей равна единице:

$$g_1 + g_2 + \ \dots + g_n = \sum_1^n g_i = 1. \tag{3}$$

Пример 2.1. Смесь газов состоит из $m_1 = 6$ *кг* метана CH_4 и $m_2 = 4$ *кг* водорода H_2 (6 *кг* CH_4 + 4 *кг* H_2). Найти массу газовой смеси m и массовые доли газовой смеси g_1, g_2.

Решение

Массу газовой смеси находим из уравнения (2)

$$m = \ m_1 + m_2 = (6 + 4)\ \text{кг} = 10\ \text{кг}.$$

Массовые доли газовой смеси получим из уравнения (1)

$$g_1 = g_{CH_4} = \frac{m_1}{m} = \frac{6}{10} = 0{,}6; \quad g_2 = g_{H_2} = \frac{m_2}{m} = \frac{4}{10} = 0{,}4.$$

2.2. Газовая постоянная смеси газов

Газовая постоянная смеси газов R равна сумме произведений массовых долей каждого газа на его газовую постоянную:

$$R = \sum_1^n g_i R_i = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \ \dots + g_n R_n. \tag{4}$$

где $g_1, g_2, \dots, g_n$ – массовые доли;

$R_1, R_2, \dots, R_n$ – газовые постоянные каждого газа, входящего в смесь.

Другое уравнение для определения газовой постоянной смеси:

$$R = \sum_1^n g_i R_i = 8{,}314(g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2 + \ \ldots + g_n/\mu_n), \qquad (5)$$

где $g_1, g_2, \ldots, g_n$ – массовые доли;

8,314 Дж/(моль · К) – универсальная газовая постоянная;

$\mu_1, \mu_2, \ldots, \mu_n$ – молярная масса каждого газа, кг/моль.

Пример 2.2. В примере 2.1 найти газовую постоянную смеси газов R.

Решение

Данные о газовых постоянных смеси газов приведены в таблице 4.2 (см. задания для контрольной работы задача 1):

$$R_1 = R_{CH_4} = 518{,}8\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}; \qquad R_2 = R_{H_2} = 4124{,}3\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}.$$

Газовую постоянную смеси газов находим из уравнения (4)

$$R = g_1R_1 + g_2R_2 = (0{,}6 \cdot 518{,}8 + 0{,}4 \cdot 4124{,}3)\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} = 1961\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Газовую постоянную смеси можно также вычислить другим способом. Данные о молярной массе приведены в таблице 4.2 (см. задания для контрольной работы задача 1):

$$\mu_1 = \mu_{CH_4} = 16{,}032\,\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} = 16{,}032 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{кг}}{\text{моль}};$$

$$\mu_2 = \mu_{H_2} = 2{,}016\,\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} = 2{,}016 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{кг}}{\text{моль}}.$$

Газовую постоянную смеси газов находим из уравнения (5)

$$R = 8{,}314(g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2) = 8{,}314\left(\frac{0{,}6}{16{,}032 \cdot 10^{-3}} + \ \frac{0{,}4}{2{,}016 \cdot 10^{-3}}\right)\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}} \approx 1961\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}.$$

2.3. Молярная масса смеси газов

Если известна величина газовой постоянной смеси R, то молярная масса смеси газов μ:

$$\mu = \frac{8{,}314}{R} = \frac{8{,}314}{g_1R_1 + g_2R_2 + \ \ldots + g_nR_n} = \frac{8{,}314}{g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2 + \ \ldots + g_n/\mu_n}. \qquad (6)$$

Пример 2.3. В примере 2.2 найти молярную массу газовой смеси μ.

Решение

Подставляем в уравнение (6) газовую постоянную смеси R найденную из уравнения (4) или (5) и вычисляем молярную массу смеси газов μ:

$$\mu = \frac{8{,}314}{R} = \frac{8{,}314}{1961}\,\frac{\text{кг}}{\text{моль}} = 0{,}00424\,\frac{\text{кг}}{\text{моль}} = 4{,}24 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{кг}}{\text{моль}} = 4{,}24\,\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

2.4. Уравнение состояния идеальных газов

Для произвольного количества газа с массой m (кг) уравнение состояния имеет вид:

$$pV = mRT, \tag{7}$$

где p – давление газа, Па;

V – объём произвольного количества газа, м^3;

m – масса газа, кг;

R – газовая постоянная, Дж / (кг·К);

T – абсолютная температура газа, К.

Пример 2.4. Смесь газов 6 *кг* CH_4 + 4 *кг* H_2 с начальными параметрами p_1 = 7,2 МПа и T_1 =500 К расширяется до конечного объема $V_2 = \alpha \cdot V_1$. Степень расширения α = 17, масса газовой смеси m = 10 кг (пример 2.1), газовая постоянная $R = 1961\ \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ (пример 2.2). Найти начальный V_1 и конечный V_2 объем газовой смеси.

Решение

Начальный объем газовой смеси V_1 находим из уравнения (7)

$$V_1 = \frac{mRT_1}{p_1} = \frac{10 \cdot 1961 \cdot 500}{7{,}2 \cdot 10^6}\ \text{м}^3 = 1{,}4\ \text{м}^3.$$

Конечный объем газовой смеси: $V_2 = \alpha \cdot V_1 = 17 \cdot 1{,}4$ м^3 = 23,8 м^3.

2.5. Теплоемкости c_p и c_v. Теплоемкость смесей идеальных газов. Отношение теплоемкостей c_p и c_v

2.5.1. В термодинамике имеют большое значение теплоемкость при постоянном объеме

$$c_v = \delta q_v / dT,$$

равная отношению количества теплоты δq_v в процессе при постоянном объеме к изменению температуры dT тела, и теплоемкость при постоянном давлении

$$c_p = \delta q_p / dT,$$

равная отношению количества теплоты δq_p в процессе при постоянном давлении к изменению температуры dT тела.

Связь между теплоемкостями c_p и c_v устанавливается уравнением Майера:

$$c_p = c_v + R \text{ и } c_p - c_v = R.$$

Оно может быть записано также в следующем виде:

$$c_{mp} = c_{mv} + R \text{ и } c_{mp} - c_{mv} = R. \quad (8)$$

Следовательно, для идеальных газов разность между c_{mp} и c_{mv} есть величина постоянная.

2.5.2. При расчетах тепловых установок приходится встречаться со смесями газов, а в таблицах приводятся теплоемкости только для отдельных идеальных газов; поэтому нужно уметь определить теплоемкость газовой смеси. Если смесь газов задана массовыми долями, то массовая теплоемкость смеси определяется как сумма произведений массовых долей на теплоемкость каждого газа:

$$c_{mv} = \sum_{1}^{n} g_i c_{mv_i} = g_1 c_{mv_1} + g_2 c_{mv_2} + \dots + g_n c_{mv_n}$$

и

$$c_{mp} = \sum_{1}^{n} g_i c_{mp_i} = g_1 c_{mp_1} + g_2 c_{mp_2} + \dots + g_n c_{mp_n}, \quad (9)$$

где $g_1,\ g_2, \dots, g_n$ – массовые доли каждого газа, входящего в смесь.

2.5.3. В термодинамике часто используется отношение теплоемкости при постоянном давлении c_p к теплоемкости при постоянном объеме c_v, обозначаемое обычно k:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{mp}}{c_{mv}}. \quad (10)$$

Величину k называют показателем адиабаты.

Пример 2.5. В примере 2.4. найти показатель адиабаты газовой смеси k. Массовые доли газовой смеси $g_1 = 0{,}6$ и $g_2 = 0{,}4$ (пример 2.1), газовая постоянная $R = 1961\ \frac{\text{Дж}}{\text{кг·К}}$ (пример 2.2).

Решение

Данные о массовой теплоемкости газов при постоянном давлении c_{pm} при T_1=500 К приведены в таблице 4.3 (см. задания для контрольной работы задача 1):

$$\mathrm{c}_{mp_1} = \mathrm{c}_{mp_{CH_4}} = 4{,}104\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} = 4104\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};\ \mathrm{c}_{mp_2} = \mathrm{c}_{mp_{H_2}} = 14{,}509\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} = 14509\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

Массовую теплоемкость смеси газов при постоянном давлении находим из уравнения (9)

$$\mathrm{c}_{mp} = \mathrm{g}_1\mathrm{c}_{mp_1} + \mathrm{g}_2\mathrm{c}_{mp_2} = (0{,}6\cdot 4104 + 0{,}4\cdot 14509)\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} = 8266\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

Массовую теплоемкость смеси газов при постоянном объеме получим из уравнения Майера (8)

$$\mathrm{c}_{mv} = \mathrm{c}_{mp} - R = (8266 - 1961)\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} = 6305\,\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

Подставляем в уравнение (10) теплоемкости c_{mp} и c_{mv}, найденные из уравнений (9), (8) и вычисляем показатель адиабаты газовой смеси k:

$$k = \frac{\mathrm{c}_{mp}}{\mathrm{c}_{mv}} = \frac{8266}{6305} = 1{,}3.$$

2.6. Термодинамические процессы идеальных газов

Первый закон термодинамики устанавливает взаимосвязь между количеством теплоты Q, изменением внутренней энергии ΔU и внешней работой газа L, причем количество теплоты, подводимое к телу или отводимое от него, зависит от характера процесса.

К основным процессам, имеющим большое значение как для теоретических исследований, так и для практических работ в технике, относятся: изохорный, протекающий при постоянном объеме; изобарный, протекающий при постоянном давлении; изотермный, протекающий при постоянной температуре; адиабатный, протекающий при отсутствии теплообмена с внешней средой.

Кроме того, существует группа процессов, являющихся при определенных условиях обобщающими для основных процессов. Эти процессы называются политропными и характеризуются постоянством теплоемкости в процессе.

Основные формулы термодинамических процессов идеальных газов представлены в таблице.

Термодинамические процессы идеальных газов

Процесс	Уравнение идеального газа	Изменение внутренней энергии ΔU	Количество теплоты Q	Работа L	Изменение энтропии ΔS
Изохорный (V = const)	Закон Шарля $\frac{p_1}{p_2}=\frac{T_1}{T_2}$	$\Delta U = mc_{Vm}(T_2-T_1)$	$Q = \Delta U$	$L = 0$	$\Delta S = mc_{Vm}\cdot ln\frac{T_2}{T_1}$
Изобарный (p = const)	Закон Гей-Люссака $\frac{V_1}{V_2}=\frac{T_1}{T_2}$	$\Delta U = mc_{Vm}(T_2-T_1)$	$\Delta Q = mc_{Pm}(T_2-T_1)$	$L = mR(T_1-T_2)$ $L = p(V_2-V_1)$	$\Delta S = mc_{Pm}\cdot ln\frac{T_2}{T_1}$
Изотермический (T = const)	Закон Бойля-Мариотта $p_1V_1 = p_2V_2$ $\frac{p_1}{p_2}=\frac{V_2}{V_1}$	$\Delta U = 0$	$Q = L$	$L = mRT\cdot ln\frac{V_2}{V_1}=p_1V_1\cdot ln\frac{V_2}{V_1}$ $L = mRT\cdot ln\frac{p_1}{p_2}=p_1V_1\cdot ln\frac{p_1}{p_2}$	$\Delta S = mR\cdot ln\frac{V_2}{V_1}$ $\Delta S = mR\cdot ln\frac{p_1}{p_2}$
Адиабатный ($pV^k = \text{const}$, $k = \frac{c_p}{c_V}$ – показатель адиабаты)	$\frac{p_1}{p_2}=\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k$; $\frac{V_2}{V_1}=\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$ $\frac{T_1}{T_2}=\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$ $\frac{T_1}{T_2}=\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ k – показатель адиабаты	$\Delta U = -L$ $\Delta U = mc_{Vm}(T_2-T_1)$	$Q = 0$	$L = \frac{mR}{k-1}(T_1-T_2)$ $L = \frac{1}{k-1}(p_1V_1-p_2V_2)$ $L = \frac{p_1V_1}{k-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)$ $L = \frac{p_1V_1}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	$\Delta S = 0$
Политропный ($pV^n = \text{const}$, $n = \frac{\lg\frac{p_1}{p_2}}{\lg\frac{V_2}{V_1}}$ – показатель политропы)	$\frac{p_2}{p_1}=\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n$ $\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}$ $\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ n – показатель политропы	$\Delta U = Q - L$ $\Delta U = mc_{Vm}(T_2-T_1)$	$Q = mc_{Vm}\frac{n-k}{n-1}(T_2-T_1)$ $Q = L\frac{k-n}{k-1}$	$L = \frac{mR}{n-1}(T_1-T_2)$ $L = \frac{1}{n-1}(p_1V_1-p_2V_2)$ $L = \frac{p_1V_1}{n-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)$ $L = \frac{p_1V_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$	$\Delta S = mc_{Vm}\frac{n-k}{n-1}ln\frac{T_2}{T_1}$ $\Delta S = m\left(c_{Vm}ln\frac{T_2}{T_1}+R\,ln\frac{V_2}{V_1}\right)$

3. Теплопередача. Основные формулы для решения задач 2-32

3.1. Теплопроводность плоской стенки

Изучая процесс теплопроводности в твердых телах, Фурье экспериментально установил, что количество переданной теплоты пропорционально падению температуры, времени и площади сечения, перпендикулярного направлению распространения теплоты. Если количество переданной теплоты отнести к единице площади сечения и единице времени, то установленную зависимость можно записать:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \mathrm{grad}t. \tag{1}$$

Уравнение (1) является математическим выражением основного закона теплопроводности – закона Фурье. Этот закон лежит в основе всех теоретических и экспериментальных исследований процессов теплопроводности.

3.1.1. Однородная стенка. Рассмотрим однородную стенку толщиной δ (рис. 1), коэффициент теплопроводности λ которой постоянен. На наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры t_1 и t_2. Температура изменяется только в направлении оси x. В этом случае температурное поле одномерно, изотермические поверхности плоские и располагаются перпендикулярно оси x.

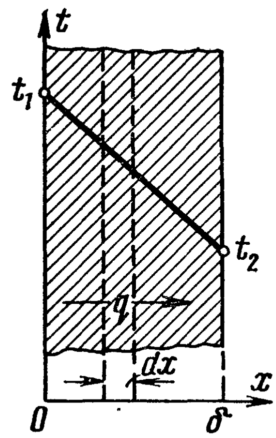


Рис. 1. Однородная плоская стенка

На расстоянии x выделим внутри стенки слой толщиной dx, ограниченный двумя изотермическими поверхностями. На основании закона Фурье (1) для этого случая можно написать:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{или} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx. \tag{а}$$

Плотность теплового потока q при стационарном тепловом режиме постоянна в каждом сечении, поэтому:

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C. \tag{б}$$

Постоянная интегрирования C определяется из граничных условий, а именно при $x = 0$ $t = t_1 = C$, а при $x = \delta$ $t = t_2$. Подставляя эти значения в уравнение (б), имеем:

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda}x + t_1. \qquad \text{(в)}$$

Из уравнения (в) определяется неизвестное значение плотности теплового потока q, а именно:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2) = \frac{\lambda}{\delta}\Delta t. \qquad (2)$$

Следовательно, количество теплоты, переданное через единицу поверхности стенки в единицу времени, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ и разности температур наружных поверхностей Δt и обратно пропорционально толщине стенки δ. Следует указать, что тепловой поток определяется не абсолютным значением температур, а их разностью $t_1 - t_2 = \Delta t$, которую принято называть температурным напором.

Уравнение (2) является расчетной формулой теплопроводности плоской стенки. Оно связывает между собой четыре величины: q, λ, δ и Δt. Зная из них любые три, можно найти четвертую:

$$\lambda = \frac{q\delta}{\Delta t},\ \Delta t = \frac{q\delta}{\lambda} \text{ и } \delta = \frac{\lambda \Delta t}{q}.$$

Отношение λ/δ, Вт/(м^2·К), называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина δ/λ, м^2·К/Вт, – тепловым или термическим сопротивлением стенки. Последнее определяет падение температуры в стенке на единицу плотности теплового потока.

Потеря теплоты через поверхность стенки определяется по формуле:

$$Q = q \cdot F,$$

где q - плотность теплового потока, Вт/м^2; $F = l \cdot h$– площадь стенки, м^2.

Абсолютная температура, выраженная в Кельвинах, определяется выражением:

$$T = t + T_0,$$

где t – температура в градусах Цельсия, °С; T_0 = 273,15 К.

3.1.2. Многослойная стенка. Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются многослойными. Именно такими являются, например, стены жилых домов, в которых на основном кирпичном слое с одной стороны имеется внутренняя штукатурка, с другой – внешняя облицовка. Обмуровка печей, котлов и других тепловых устройств также обычно состоит из нескольких слоев.

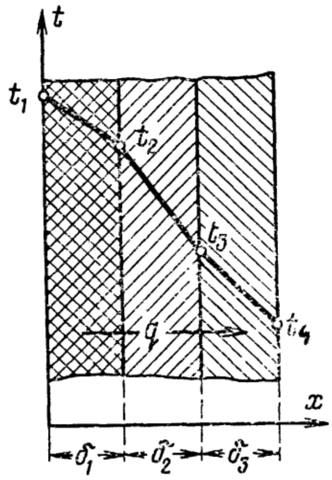


Рис. 2. Многослойная плоская стенка

Пусть стенка состоит из трех разнородных, но плотно прилегающих друг к другу слоев (рис. 2). Толщина первого слоя δ_1, второго δ_2 и третьего δ_3. Соответственно, коэффициенты теплопроводности слоев λ_1, λ_2 и λ_3. Кроме того, известны температуры наружных поверхностей стенки t_1 и t_4. Тепловой контакт между поверхностями предполагается идеальным, температуру в местах контакта обозначим через t_2 и t_3.

При стационарном режиме плотность теплового потока постоянна и для всех слоев одинакова. Поэтому на основании уравнения (2) можно написать:

$$\left.\begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_1 - t_2); \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_2 - t_3); \\ q &= \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_3 - t_4). \end{aligned}\right\}$$

Из этих уравнений легко определить температурные напоры в каждом слое:

$$\left.\begin{aligned} t_1 - t_2 &= q\frac{\delta_1}{\lambda_1}; \\ t_2 - t_3 &= q\frac{\delta_2}{\lambda_2}; \\ t_3 - t_4 &= q\frac{\delta_3}{\lambda_3}. \end{aligned}\right\} \quad (г)$$

Сумма температурных напоров в каждом слое составляет полный температурный напор. Складывая левые и правые части системы уравнений (г), получаем:

$$t_1 - t_4 = q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}\right). \quad \text{(д)}$$

Из соотношения (д) определяем значение плотности теплового потока:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (3)$$

По аналогии с изложенным можно сразу написать расчетную формулу для n-слойной стенки:

$$q = \frac{t_1 + t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (4)$$

Отношение $\frac{\delta}{\lambda}$ называют термическим сопротивлением слоя, а величина $\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – полным термическим сопротивлением многослойной плоской стенки.

Если значение плотности теплового потока из уравнения (3) подставить в уравнение (г), то получим значения неизвестных температур t_2 и t_3:

$$t_2 = t_1 - q\frac{\delta_1}{\lambda_1}; \qquad t_3 = t_2 - q\frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_4 + q\frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

3.2. Теплопроводность цилиндрической стенки

3.2.1. Однородная стенка. Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) длиной l, с внутренним радиусом r_1 и внешним r_2. Коэффициент теплопроводности материала λ постоянен. Внутренняя и внешняя поверхности поддерживаются при постоянных температурах t_1 и t_2, причем $t_1 > t_2$ (рис. 3) и температура изменяется только в радиальном направлении r. Следовательно, температурное поле здесь будет

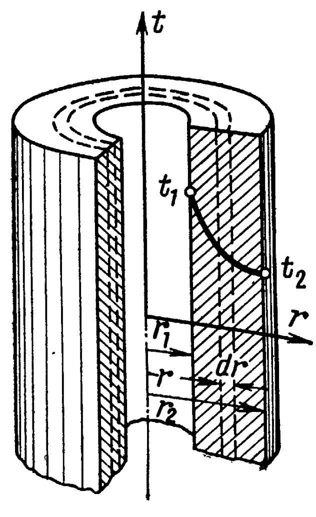


Рис. 3. Однородная цилиндрическая стенка

одномерным, а изотермические поверхности цилиндрическими, имеющими с трубой общую ось. Выделим внутри стенки кольцевой слой радиусом r и толщиной dr, ограниченный изотермическими поверхностями. Согласно закону Фурье, количество теплоты, проходящее в единицу времени через этот слой, равно:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\lambda\pi r l \frac{dt}{dr}.$$

Разделив переменные, имеем:

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l}\frac{dr}{r}. \tag{а}$$

После интегрирования уравнения (а) находим:

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda l}\ln r + C.$$

Подставляя значения переменных на границах стенки (при $r = r_1$ $t = t_1$ и при $r = r_2$ $t = t_2$) и исключая постоянную C, получаем следующую расчетную формулу:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\frac{r_2}{r_1}}(t_1 - t_2) = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\frac{d_2}{d_1}}(t_1 - t_2) = \frac{\pi l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}} \tag{3}$$

Следовательно, количество теплоты, переданное в единицу времени через стенку трубы, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ, длине l и температурному напору $\Delta t = t_1 - t_2$ и обратно пропорционально натуральному логарифму отношения внешнего диаметра трубы d_2 к внутреннему d_1. Формула (3) справедлива и для случая, когда $t_1 < t_2$ т.е. когда тепловой поток направлен от наружной поверхности к внутренней.

Количество теплоты, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины l, либо к единице внутренней F_1 или внешней F_2 поверхности трубы. При этом расчетные формулы соответственно принимают вид:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi\Delta t}{\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}} \tag{4}$$

(тепловой поток, проходящий через единицу длины трубы);

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

(тепловой поток через единицу внутренней поверхности);

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

(тепловой поток через единицу наружной поверхности).

Тепловой поток q_l, отнесенный к единице длины трубы, измеряется в Вт/м и называется линейной плотностью теплового потока.

Так как площади внутренней и внешней поверхностей трубы различны, то различными получаются и значения плотностей тепловых потоков q_1 и q_2. Взаимная связь между ними определяется соотношением

$$q_l = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2 \ \text{ или } \ d_1 q_1 = d_2 q_2.$$

3.2.2. Многослойная стенка. Пусть цилиндрическая стенка состоит из трех разнородных слоев. Диаметры и коэффициенты теплопроводности отдельных слоев известны, их обозначения см. на рис. 4. Кроме того, известны температуры внутренней и внешней поверхностей многослойной стенки t_1 и t_4. В местах же соприкосновения слоев температуры неизвестны, обозначим их через t_2 и t_3.

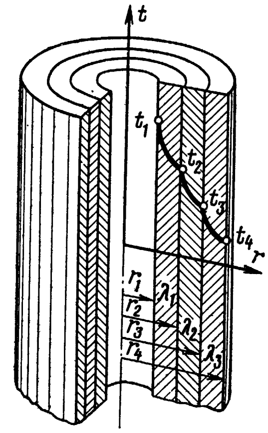


Рис. 4. Многослойная цилиндрическая стенка

При стационарном тепловом режиме через все слои проходит одно и то же количество теплоты. Поэтому на основании уравнения (4) можно написать:

$$\left.\begin{aligned} q_l &= \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1}} \\ q_l &= \frac{2\pi(t_2 - t_3)}{\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}} \\ q_l &= \frac{2\pi(t_3 - t_4)}{\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}} \end{aligned}\right\}$$

Из этих уравнений определяется температурный напор в каждом слое:

$$\left.\begin{aligned} t_1 - t_2 &= \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} \\ t_2 - t_3 &= \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} \\ t_3 - t_4 &= \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3} \end{aligned}\right\}. \qquad (б)$$

Сумма этих температурных напоров составляет полный температурный напор. Складывая отдельно левые и правые части системы уравнений (б), имеем:

$$t_1 - t_4 = \frac{q_l}{2\pi}\left(\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}\right);$$

из этого уравнения определяем значение линейной плотности теплового потока q_l:

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_4)}{\left(\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}\right)}.$$

По аналогии с этим сразу можно написать расчетную формулу для n-слойной стенки:

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

Значения неизвестных температур t_2 и t_3 поверхностей соприкосновения слоев определяются из системы уравнений (б):

$$\left.\begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} \\ t_3 &= t_2 - \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} = t_4 + \frac{q_l}{2\pi}\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3} \end{aligned}\right\}.$$

3.3. Конвективный теплообмен

Конвективным теплообменом или теплоотдачей называется процесс переноса теплоты между поверхностью твёрдого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции. Очень часто в инженерных расчетах определяют теплоотдач, при этом знание конвективного теплообмена внутри жидкой среды может представить косвенный интерес, поскольку перенос теплоты внутри жидкости отражается и на теплоотдаче.

При расчетах теплоотдачи используют закон Ньютона-Рихмана:

$$dQ_c = \alpha(t_c - t_ж)dF.$$

Согласно закону Ньютона-Рихмана тепловой поток dQ_c, Вт, от жидкости к элементу поверхности соприкасающегося тела dF (или от dF к жидкости) прямо пропорционален dF и разности температур стенки и жидкости $\Delta t = t_c - t_ж$, где t_c – температура поверхности тела, $t_ж$ – температура окружающей жидкости или газообразной среды. Разность температур $t_c - t_ж$ называют температурным напором.

Коэффициент пропорциональности α называется коэффициентом теплоотдачи. Он учитывает конкретные условия процесса теплоотдачи, влияющие на его интенсивность. Коэффициент теплоотдачи измеряется в Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплоотдачи можно определить как количество теплоты, отдаваемое в единицу времени единицей поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью, равной одному градусу:

$$\alpha = \frac{dQ_c}{(t_c - t_ж)dF} = \frac{q_c}{(t_c - t_ж)}; \quad q_c = \alpha(t_c - t_ж).$$

Таким образом, коэффициент теплоотдачи есть плотность теплового потока q_c на границе жидкости (газа) и соприкасающегося тела, отнесенная к разности температур поверхности этого тела и окружающей среды.

3.4.Число Нусселета или безразмерный коэффициент теплоотдачи

В процессах конвективного теплообмена в качестве определяемого выступает число Нуссельта *Nu*, характеризующее интенсивность процесса конвективного теплообмена между жидкостью и поверхностью твердого тела:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

где α – коэффициент теплоотдачи; l – характерный геометрический размер; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя.

3.5. Закон Стефана-Больцмана

Закон был установлен опытным путем Стефаном (1879г.) и обоснован теоретически Больцманом (1884г.). Он устанавливает зависимость плотности потока интегрального излучения от температуры.

Закон Стефана-Больцмана для поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0, Вт/м^2, можно выразить следующим образом:

$$E_0 = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda = \sigma_0 T^4, \qquad (5)$$

где σ_0 называется постоянной Стефана–Больцмана, она равна $5{,}67\cdot10^{-8}$ Вт/(м$^2\cdot$К^4). Уравнение (5) носит название закона Стефана-Больцмана. В технических расчетах этот закон применяется в более удобной форме:

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

де c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела:

$$c_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5{,}67\ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Следовательно, энергия излучения пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры. Строго закон Стефана-Больцмана справедлив только для абсолютно черного тела. Но может быть применен и к серым телам. В этом случае используется положение о том, что у серых тел, так же как и у черных, собственное излучение пропорционально абсолютной температуре в четвертой степени, но энергия излучения меньше, чем энергия излучения черного тела при той же температуре. Тогда для серых тел этот закон принимает вид:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 = c \left(\frac{T}{100}\right)^4;$$

здесь $\varepsilon = E/E_0 = c/c_0$ – интегральная степень черноты серого тела; Е – поток собственного излучения; c – его коэффициент излучения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Таким образом, интегральной степенью черноты называется отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения к его величине для абсолютно черного тела при той же температуре.

3.6. Теплообмен излучением при наличии экранов

3.6.1. Один экран. Пусть имеются две плоские параллельные поверхности и между ними тонкостенный экран (рис. 5), причем степени черноты экрана и поверхностей одинаковы ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_э$).

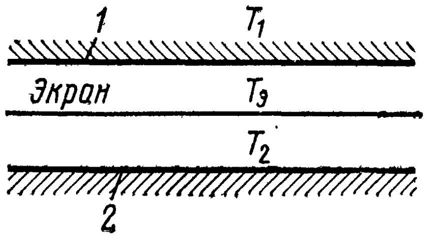


Рис. 5. Схема расположения тонкостенного экрана между параллельными поверхностями

При отсутствии экрана теплообмен излучением между поверхностями *1* и *2* определяется уравнением:

$$q_{12} = \varepsilon_п c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \qquad (6)$$

где

$$\varepsilon_п = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}.$$

Это и есть расчетная формула для лучистого теплообмена между параллельными серыми плоскостями. Коэффициент $\varepsilon_п$ называется приведенной степенью черноты системы тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена. Величина его может изменяться от 0 до 1.

При наличии экрана интенсивность лучистого теплообмена между этими поверхностями изменится. Вследствие стационарности процесса потоки излучения, передаваемые от первой поверхности к экрану и от экрана ко второй поверхности, будут одинаковы. Следовательно,

$$q_{эк} = \varepsilon_п c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 \right] = \varepsilon_п c_0 \left[\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Из этого соотношения определяются неизвестная температура экрана

$$\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

и далее искомая плотность потока результирующего излучения при наличии экрана

$$q_{эк} = \frac{1}{2}\varepsilon_{п} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].$$

Таким образом,

$$q_{эк} = \frac{q_{12}}{2}.$$

Последнее означает, что при наличии одного экрана количество передаваемой энергии уменьшается в 2 раза. Можно также показать, что при наличии двух экранов количество передаваемой теплоты уменьшается в 3 раза, при наличии *n* экранов – в (n + 1) раз.

3.6.2. Произвольное число экранов.

Рассмотрим более общий случай, когда последовательно устанавливается произвольное количество экранов n; степени черноты их различны $\varepsilon_{эк}$ и не равны степеням черноты тел 1 (ε_1) и 2 (ε_2).

Тепловой потока результирующего излучения при наличии n защитных экранов от теплового излучения:

$$q_{эк} = \varepsilon_{(12)эк} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right],$$

где $\varepsilon_{(12)эк} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{п}} + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{2}{\varepsilon_{эк i}} - 1\right)\right]^{-1} = \left[{}^{1}\!/_{\varepsilon_1} + 2\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\varepsilon_{эк i}} + {}^{1}\!/_{\varepsilon_2} - (n+1)\right]^{-1}$ – приведенная степень черноты системы тел с n экранами.

При наличии одного экрана (n = 1):

$$q_{эк1} = \frac{c_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{{}^{1}\!/_{\varepsilon_1} + {}^{1}\!/_{\varepsilon_2} + 2\left(\frac{1}{\varepsilon_{эк}} - 1\right)}.$$

При наличии двух экрана (n = 2):

$$q_{эк2} = \frac{c_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{{}^{1}\!/_{\varepsilon_1} + {}^{1}\!/_{\varepsilon_2} + \frac{2}{\varepsilon_{эк1}} + \frac{2}{\varepsilon_{эк2}} - 3}.$$

3.7. Теплообмен излучением между телом и его оболочкой

Рассмотрим два тела, из которых одно находится в полости другого (рис. 6). Поверхность внутреннего тела 1 выпуклая, а внутренняя поверхность внешнего тела 2 вогнутая. Они имеют заданные размеры F_1 и F_2, степени черноты ε_1 и ε_2, а также температуры T_1 и T_2, причем $T_1 > T_2$.

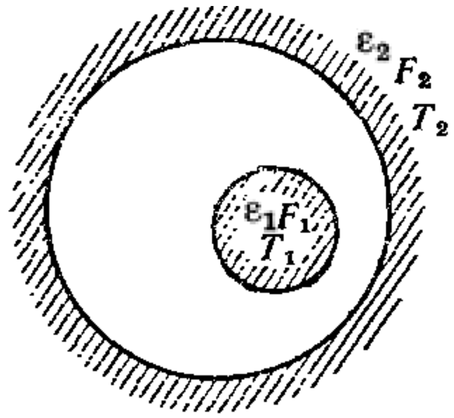


Рис. 6. Система выпуклого тела с оболочкой

В этом случае на первую поверхность попадает лишь некоторая часть энергии, излучаемой второй поверхностью, остальное количество проходит мимо и снова попадает на вторую поверхность. Окончательная расчетная формула имеет вид:

$$Q_{12} = \varepsilon_{\text{п}} c_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{{}^1\!/_{\varepsilon_1} + {}^{F_1}\!/_{F_2} \left({}^1\!/_{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$$

В частном случае, когда поверхности $F_1 = F_2$ (рис. 7), а вся энергия с тела 1 попадает на тело 2, приходим к решению, полученному в уравнении (6):

$$Q_{12} = \varepsilon_{\text{п}} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где приведенная степень черноты системы тел:

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{{}^1\!/_{\varepsilon_1} + {}^1\!/_{\varepsilon_2} - 1}.$$

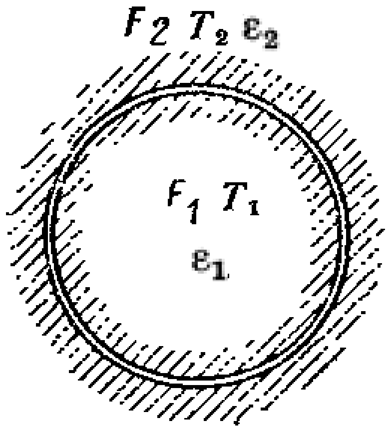


Рис. 7. Система тела с оболочкой при $F_1 = F_2$. F_1 и F_2 – поверхности тела и оболочки

3.8. Тепловая изоляция

Условия рационального выбора материала для тепловой изоляции трубопроводов. При наложении тепловой изоляции на трубопровод тепловые потери уменьшаются не пропорционально увеличению толщины изоляции, более того, при неправильном выборе материала изоляции тепловые потери возрастут. Это связано с тем, что у изолированного трубопровода внешняя поверхность увеличивается, и условия теплоотвода улучшаются. Анализ показывает, что материал изоляции выбран правильно, если $\lambda_{\text{из}}$ удовлетворяет неравенству:

$$\lambda_{\text{из}} < {}^{\alpha_2 d_2}\!/_{2},$$

где d_2 – наружный диаметр трубопровода, а α_2 — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности к окружающей среде.

3.9. Теплопередача через ребристую стенку

Рассмотрим плоскую стенку толщиной δ, коэффициент теплопроводности которой λ. Одна сторона этой стенки снабжена ребрами из того же материала (рис. 8). С гладкой стороны поверхность равна F_1, а с оребренной F_2, последняя составляется из поверхности ребер и поверхности самой стенки между ребрами. Температура горячей жидкости, омывающей гладкую сторону, $t_{\text{ж1}}$, а температура этой поверхности $t_{\text{с1}}$. Температура же холодной жидкости, омывающей оребренную сторону, $t_{\text{ж2}}$, а температура этой поверхности $t_{\text{с2}}$. Значения коэффициентов теплоотдачи соответственно α_1 и α_2, причем $\alpha_2 << \alpha_1$.

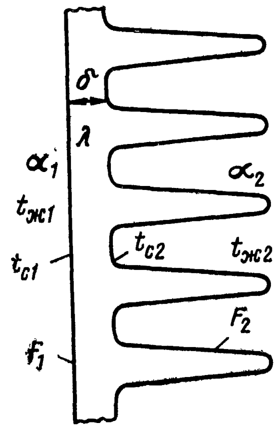


Рис. 8. Теплопередача через ребристую стенку

При установившемся тепловом состоянии системы количество переданной теплоты Q может быть выражено тремя уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \alpha_1 F_1 (t_{\text{ж1}} - t_{\text{с1}}); \\ Q &= \frac{\lambda}{\delta} F_1 (t_{\text{с1}} - t_{\text{с2}}); \\ Q &= \alpha_2 F_2 (t_{\text{с2}} - t_{\text{ж2}}). \end{aligned}\right\}$$

Определяя отсюда частные температурные напоры, получаем:

$$\left.\begin{aligned} t_{ж1} - t_{с1} &= Q\frac{1}{\alpha_1 F_1}; \\ t_{с1} - t_{с2} &= Q\frac{\delta}{\lambda}\frac{1}{F_1}; \\ t_{с2} - t_{ж2} &= Q\frac{1}{\alpha_2 F_2}. \end{aligned}\right\} \qquad (а)$$

Складывая уравнения системы (а), получаем полный температурный напор:

$$t_{ж1} - t_{ж2} = Q\left(\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}\right). \qquad (б)$$

Из уравнения (б) определяется значение Q:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}(t_{ж1} - t_{ж2}) = k_p(t_{ж1} - t_{ж2}),$$

а также значение коэффициента теплопередачи k_p:

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}.$$

Если расчет вести на единицу гладкой поверхности, получим:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = k_1(t_{ж1} - t_{ж2})$$

и

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\frac{F_1}{F_2}}.$$

Если же расчет вести на единицу оребренной поверхности, то расчетное уравнение принимает вид:

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = k_2(t_{ж1} - t_{ж2})$$

и

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Таким образом, если ребристая поверхность задана и значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 известны, то расчет теплопередачи через такую стенку трудностей не представляет. При этом необходимо следить лишь за тем, по какой поверхности ведется расчет, ибо в зависимости от этого численные значения коэффициента теплопередачи будут различны. Отношение площадей оребренной поверхности F_2 и гладкой F_1 называется коэффициентом оребрения.

3.10. Основные положения теплового расчета теплообменных аппаратов

Теплообменным аппаратом называют всякое устройство, в котором одна жидкость – горячий теплоноситель – передает теплоту другой жидкости – холодному теплоносителю. В качестве теплоносителей в тепловых аппаратах используются разнообразные капельные и газообразные жидкости в самом широком диапазоне давлений и температур.

При проектировании новых аппаратов целью теплового расчета является определение поверхности теплообмена, а если последняя известна, то целью расчета является определение конечных температур рабочих жидкостей. Основными расчетными уравнениями теплообмена при стационарном режиме являются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса.

Уравнение теплопередачи:

$$Q = kF(t_1 - t_2),$$

где Q – тепловой поток, Вт; k – средний коэффициент теплопередачи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$, F – поверхность теплообмена в аппарате, м^2; t_1 и t_2 – соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей;

Уравнение теплового баланса при условии отсутствия тепловых потерь и фазовых переходов:

$$Q = m_1\Delta t_1 = m_2\Delta t_2,$$

или

$$Q = m_1 c_{p1}\left(t_1' - t_1''\right) = m_2 c_{p2}\left(t_2'' - t_2'\right),$$

где m_1 и m_2 – массовые расходы теплоносителей, *кг/с*; c_{p1} и c_{p2} – удельные 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.

4. Задания для контрольной работы

4.1. Термодинамика

Задача 1

Смесь газов с начальными параметрами p_1 и T_1 расширяется до конечного объема $V_2 = \alpha \cdot V_1$. Расширение может осуществляться по изотерме, адиабате и политропе с показателем "n". Определить газовую постоянную смеси R, её массу m и молярную массу μ, начальный объем V_1, конечные параметры (V_2, p_2, T_2), работу расширения L, теплоту процесса Q, изменение внутренней энергии ΔU и энтропии ΔS. Дать сводную таблицу результатов (T_2, p_2, ΔU, ΔS, Q, L) и проанализировать её. Исходные данные, необходимые для решения задачи, выбрать из таблицы 4.1. Значения молярной массы μ и газовой постоянной R выбираются из таблицы 4.2. Значение массовой теплоемкость газов при постоянном давлении c_{pm} выбирается из таблицы 4.3.

Таблица 4.1

Исходные данные к задаче 1

№ варианта	Состав газовой смеси	Показатель политропы n	Степень расширения α	Начальные параметры	
				p_1, *МПа*	T_1, *К*
1,11,21,31	2 *кг* O_2 + 8 *кг* N_2	1,25	20	5,0	2000
2,12,22,32	5 *кг* CO + 5 *кг* CO_2	1,15	18	4,0	2100
3,13,23,33	3 *кг* CO_2 + 7 *кг* O_2	1,30	16	7,0	2200
4,14,24,34	6 *кг* N_2 + 4 *кг* CO_2	1,28	14	6,0	1400
5,15,25,35	5 *кг* H_2O + 5 *кг* CO	1,20	12	8,0	1600
6,16,26,36	3 *кг* O_2 + 7 *кг* N_2	1,10	10	10,0	1800
7,17,27,37	2,5 *кг* N_2 +7,5 *кг* H_2	1,22	11	5,6	1900
8,18,28,38	3 *кг* CO_2 + 7 *кг* CO	1,40	13	9,0	1700
9,19,29,39	4 *кг* CO_2 + 6 *кг* O_2	1,27	15	4,8	1500
10,20,30,40	6 *кг* H_2 + 4 *кг* N_2	1,21	17	7,2	1700

Таблица 4.2

Физические постоянные некоторых газов

Газ	Химическая формула	Молярная масса μ, кг/кмоль	Газовая постоянная R, Дж/(кг·К)
Кислород	O_2	32,00	259,8
Азот	N_2	28,02	296,8
Водород	H_2	2,016	4124,3
Окись углерода	CO	28,01	296,8
Двуокись углерода (углекислый газ)	CO_2	44,01	188,9
Водяной пар	H_2O	18,016	461
Метан	CH_4	16,032	518,8

Таблица 4.3

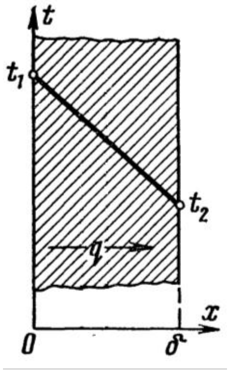
Массовая теплоемкость газов при постоянном давлении c_{pm}

T, K	c_{pm}, кДж/ (кг·K)						
	O_2	N_2	H_2	CO	CO_2	H_2O	CH_4
0	0,9148	1,0392	14,195	1,0396	0,8148	1,8594	2,190
100	0,9232	1,0404	14,353	1,0417	0,8658	1,8728	2,471
200	0,9353	1,0434	14,421	1,0463	0,9102	1,8937	2,800
300	0,9500	1,0488	14,446	1,0538	0,9487	1,9192	3,206
400	0,9651	1,0567	14,477	1,0634	0,9826	1,9477	3,650
500	0,9793	1,0660	14,509	1,0748	1,0128	1,9778	4,104
600	0,9927	1,0760	14,542	1,0861	1,0396	2,0092	4,545
700	1,0048	1,0869	14,587	1,0978	1,0639	2,0419	4,991
800	1,0157	1,0974	14,641	1,1091	1,0852	2,0754	—
900	1,0258	1,1078	14,706	1,1200	1,1045	2,1097	—
1000	1,0350	1,1179	14,776	1,1304	1,1225	2,1436	—
1100	1,0434	1,1271	14,853	1,1401	1,1384	2,1771	—
1200	1,0509	1,1359	14,934	1,1493	1,1530	2,2106	—
1300	1,0580	1,1447	15,023	1,1577	1,1660	2,2429	—
1400	1,0647	1,1526	15,113	1,1656	1,1782	2,2743	—
1500	1,0714	1,1602	15,202	1,1731	1,1895	2,3048	—
1600	1,0773	1,1673	15,294	1,1798	1,1995	2,3346	—
1700	1,0831	1,1736	15,383	1,1865	1,2091	2,3630	—
1800	1,0886	1,1798	15,472	1,1924	1,2179	2,3907	—
1900	1,0940	1,1857	15,561	1,1983	1,2259	2,4166	—
2000	1,0990	1,1911	15,649	1,2033	1,2334	2,4422	—
2100	1,1041	1,1966	15,736	1,2083	1,2405	2,4664	—
2200	1,1087	1,2012	15,819	1,2129	1,2468	2,4895	—
2300	1,1137	1,2058	15,902	1,2175	1,2531	2,5121	—
2400	1,1183	1,2104	15,983	1,2217	1,2586	2,5334	—
2500	1,1229	1,2142	16,064	1,2259	1,2636	2,5544	—

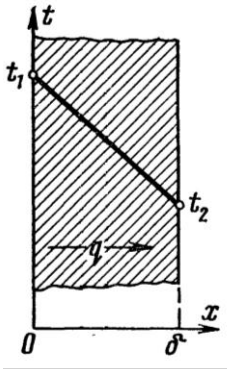
4.2. Теплопередача

Задача 2

Определите значение коэффициента теплопроводности λ материала плоской стенки толщиной δ = 50 мм, изображенной на рисунке, если на поверхностях стенки поддерживаются температуры t_1 = 100 °C и t_2 = 90 °C, плотность теплового потока q = 220 Вт/м^2.

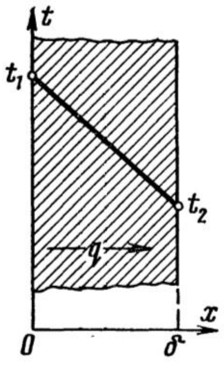


Задача 3



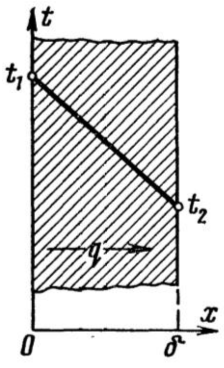
Вычислить плотность теплового потока q в случае стационарного режима теплопередачи через плоскую однородную стенку толщиной δ = 250 мм, изображенной на рисунке, если на поверхностях стенки поддерживаются температуры t_1 = 20 °C и t_2 = -30 °C. Коэффициента теплопроводности материала стенки λ = 0,6 Вт/(м·К).

Задача 4



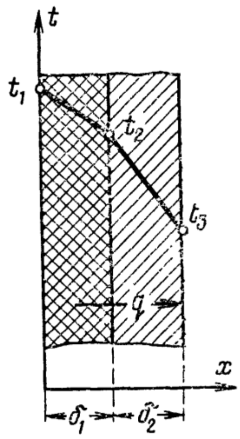
Определите потерю теплоты Q, Вт, через стенку из кирпича длиной l = 5 м, высотой h = 3 м и толщиной δ = 250 мм, изображенной на рисунке, если на поверхностях стенки поддерживаются температуры t_1 = 20 °C и t_2 = -30 °C. Коэффициента теплопроводности кирпича λ = 0,6 Вт/(м·К).

Задача 5



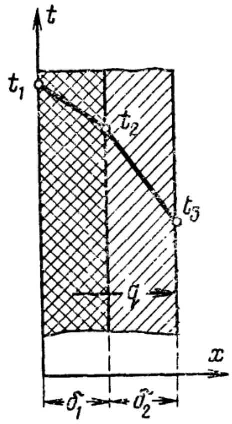
Определите температурный напор Δt на поверхностях стенки толщиной δ = 50 мм и численное значение градиента температуры $|\mathrm{grad}t|$ в стенке, изображенной на рисунке, если она выполнена из латуни λ = 0,7 Вт/(м·К). Плотность теплового потока через плоскую стенку q = 70 Вт/м^2.

Задача 6



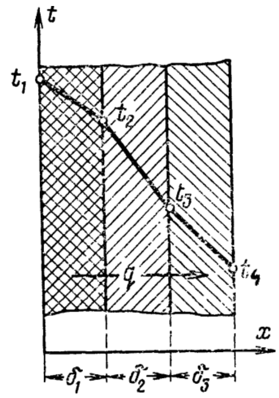
Определить плотность теплового потока q, проходящего через стенку котла, изображенной на рисунке, если толщина ее δ_1 = 50 мм, коэффициент теплопроводности материала λ_1 = 35 Вт/(м·К) и с внутренней стороны стенка покрыта слоем котельной накипи толщиной δ_2 = 3 мм с коэффициент теплопроводности λ_2 = 1,0 Вт/(м·К). Температура наружной поверхности t_1 = 150 °C, а внутренней t_3 = 100 °C.

Задача 7



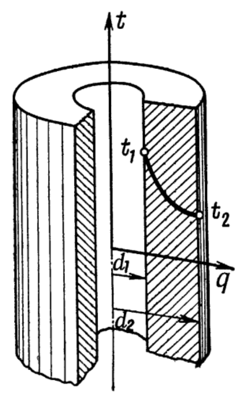
Определить температуру поверхности железного листа (под накипью) t_2, если толщина стенки котла δ_1 = 50 мм, коэффициент теплопроводности материала λ_1 = 35 Вт/(м·К) и с внутренней стороны стенка покрыта слоем котельной накипи толщиной δ_2 = 3 мм с коэффициент теплопроводности λ_2 = 1,0 Вт/(м·К). Температура наружной поверхности t_1 = 150 °С, а внутренней t_3 = 100 °С.

Задача 8



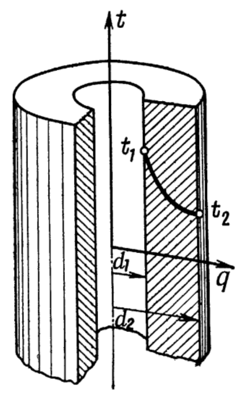
Вычислите полное термическое сопротивление трехслойной стенки, изображенной на рисунке, если при стационарном режиме теплопроводности: δ_1 = 200 мм, λ_1 = 0,87 Вт/(м·К); δ_2 = 210 мм, λ_2 = 0,5 Вт/(м·К); δ_3 = 240 мм, λ_3 = 0,9 Вт/(м·К).

Задача 9



Змеевики пароперегревателя выполнены из труб жароупорной стали диаметрами d_1/d_2 = 12/36 мм с коэффициентом теплопроводности λ = 25 Вт/(м·К). Температура внешней поверхности трубы, изображённой на рисунке, t_2 = 450 °С и внутренней поверхности t_1 = 350 °С. Вычислите тепловой поток q_l через стенку на единицу длины трубы.

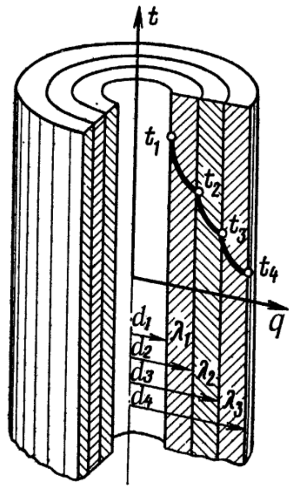
Задача 10



Определите значение коэффициента теплопроводности λ материала однородной цилиндрической трубы диаметрами d_1/d_2 = 12/36 мм, изображенной на рисунке, если на поверхностях трубы поддерживаются температуры t_1 = 100 °С и t_2 = 90 °С, плотность теплового потока через стенку на единицу длины трубы q_l = 200 Вт/м.

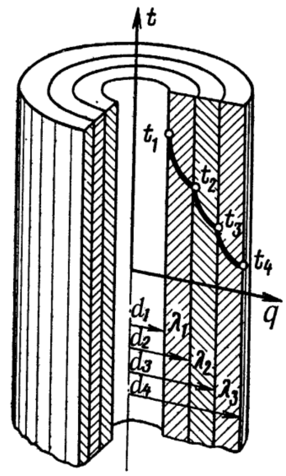
Задача 11

Стальная труба, отношение диаметров которой $d_1/d_2 = 200/220$ мм и теплопроводность $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К), покрыта двухслойной изоляцией (см. рисунок). Толщина первого слоя $\delta_2 = 50$ мм с $\lambda_2 = 0{,}2$ Вт/(м·К) и второго $\delta_3 = 80$ мм с $\lambda_3 = 0{,}1$ Вт/(м·К). Температура внутренней поверхности трубы $t_1 = 327$ °С и наружной поверхности изоляции $t_4 = 47$ °С. Определите потери теплоты q_l через изоляцию с 1 м длины трубопровода и температуры $t_2,\ t_3$ на границах соприкосновения отдельных слоев.



Задача 12

Стальная труба, отношение диаметров которой $d_1/d_2 = 200/220$ мм и теплопроводность $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К), покрыта двухслойной изоляцией (см. рисунок). Толщина первого слоя $\delta_2 = 50$ мм с $\lambda_2 = 0{,}2$ Вт/(м·К) и второго $\delta_3 = 80$ мм с $\lambda_3 = 0{,}1$ Вт/(м·К). Плотность теплового потока через стенку на единицу длины трубы $q_l = 230$ Вт/м. Определите полный температурный напор $t_1 - t_4$.



Задача 13

Определите плотность теплового потока q_c при конвективном теплообмене, если коэффициент теплоотдачи $\alpha = 150$ Вт/(м^2·К), температура поверхности тела $t_с = 100$ °С, а температура окружающей жидкости $t_ж = 70$ °С.

Задача 14

Определите коэффициент теплоотдачи α при конвективном теплообмене, если плотность теплового потока $q_c = 9080$ Вт/м^2, температура поверхности пластины $t_с = 140$ °С, а температура окружающей жидкости $t_ж = 120$ °С.

Задача 15

Определите коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м^2·К) тонкой пластины длиной $l = 300$ м с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 2{,}6$ Вт/(м·К) и числом Нусселета Nu = 1500.

Задача 16

Определите число Нуссельта Nu тонкой пластины длиной $l = 600$ м с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 2{,}6$ Вт/(м·К) и коэффициентом теплоотдачи $\alpha = 13$ кВт/(м^2·К).

Задача 17

Определите длину пластины l, м, если число Нуссельта Nu = 1500, коэффициент теплопроводности $\lambda = 2{,}6$ Вт/(м·К), коэффициент теплоотдачи $\alpha = 13$ кВт/(м^2·К).

Задача 18

Определите поверхностную плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела E_0, если его температура $T = 1000$ К.

Задача 19

Определите коэффициент излучения серого тела c, Вт/(м^2·К^4), если поток собственного излучения $E = 8000$ Вт/(м^2·К^4), $T = 100$ К.

Задача 20

Определите интегральную степень черноты серого тела ε, если поток собственного излучения тела $E = 3000$ Вт/(м^2·К^4), $T = 100$ К.

Задача 21

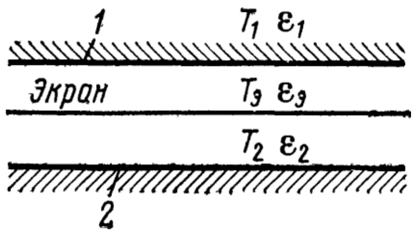
Определите интегральную степень черноты второго тела ε_2, если $E_1 = E_2$; $\varepsilon_1 = 0{,}5$; $T_1 = 2000$ К; $T_2 = 4000$ К.

Задача 22

Вычислите значение плотности потока излучения q_{12}, Вт/м^2, между двумя безграничными плоскопараллельными поверхностями, разделенные прозрачной средой. Температура первой поверхности $t_1 = 227$ ^{0}С, а температура второй поверхности $t_2 = 150$ ^{0}С. Степень черноты $\varepsilon_1 = 0{,}7$ и $\varepsilon_2 = 0{,}4$.

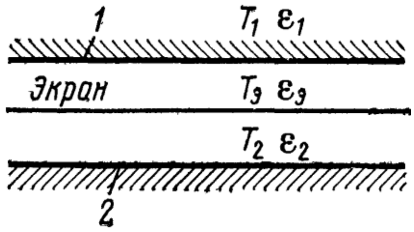
Задача 23

Вычислите значение плотности потока излучения $q_{эк1}$, Вт/м^2, между двумя безграничными плоскопараллельными поверхностями, разделенные прозрачной средой, если между ними установлен экран (см. рисунок). Температура первой поверхности $t_1 = 227\ ^0$С, а температура второй поверхности $t_2 = 150\ ^0$С. Степень черноты $\varepsilon_1 = 0{,}7$, $\varepsilon_2 = 0{,}4$, $\varepsilon_{эк} = 0{,}4$.



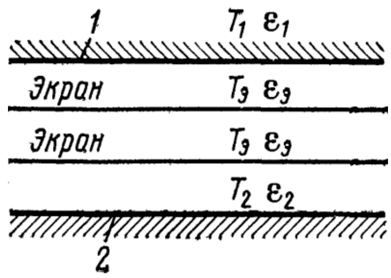
Задача 24

Между двумя поверхностями установлен стальной экран (см. рисунок). Определите температуру экрана $T_{эк}$, температура первой поверхности $T_1 = 600$ К, а температура второй поверхности $T_2 = 300$ К. Степень черноты ε_1=ε_2=$\varepsilon_э$.



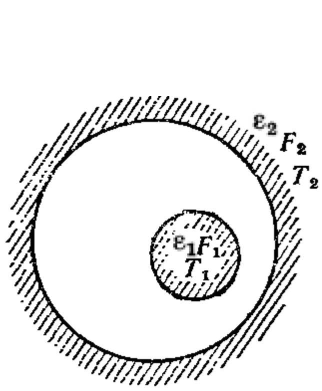
Задача 25

Вычислите значение плотности потока излучения $q_{эк2}$ Вт/м^2, между двумя безграничными плоскопараллельными поверхностями, разделенные прозрачной средой, если между ними установлен экран (см. рисунок). Температура первой поверхности $t_1 = 227\ ^0$С, а температура второй поверхности $t_2 = 150\ ^0$С. Степень черноты $\varepsilon_1 = 0{,}7$, $\varepsilon_2 = 0{,}4$, $\varepsilon_{эк1} = 0{,}4$, $\varepsilon_{эк2} = 0{,}3$.

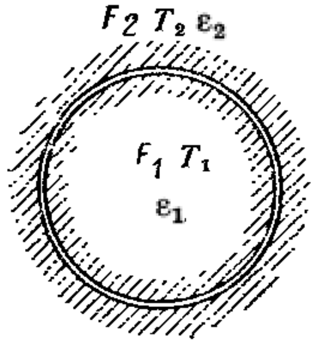


Задача 26

Вычислите результирующий тепловой поток Q_{12}, Вт, от первой поверхности на вторую, изображенный на рисунке, если $\varepsilon_1 = 1$, $\varepsilon_2 = 1$, $T_1 = 500$ К, $T_2 = 100$ К, $F_1 = 4$ м^2, $F_2 = 10$ м^2 .



Задача 27



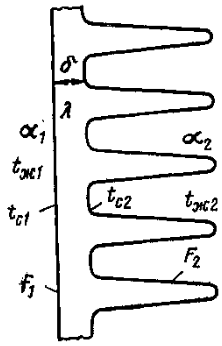
Вычислите результирующий тепловой поток Q_{12}, Вт, от первой поверхности на вторую, изображенный на рисунке, если $F_1 = F_2$, $\varepsilon_1 = 0{,}2$, $\varepsilon_2 = 0{,}55$, $T_1 = 300$К, $T_2 = 200$К.

Задача 28

Трубопровод с внешним диаметром $d_2 = 40$ мм необходимо покрыть тепловой изоляцией. Целесообразно ли использовать в качестве изоляции асбест, коэффициент теплопроводности которого $\lambda_{из} = 0{,}1$ Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции в окружающую среду $\alpha_2 = 12$ Вт/(м^2·К).

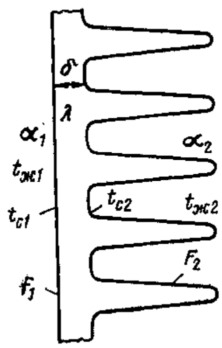
Задача 29

Определить плотность теплового потока q_1 через гладкую поверхность стенки, холодная сторона которой оребрена, изображенная на рисунке, коэффициент оребрения которой равен $F_2/F_1 = 12$. Толщина стенки $\delta = 12$ мм и коэффициент теплопроводности материала $\lambda = 63$ Вт/(м·К). Коэффициенты теплоотдачи соответственно $\alpha_1 = 250$ Вт/(м^2·К) и $\alpha_2 = 12$ Вт/(м^2·К) и температуры $T_{ж1} = 117$ К и $T_{ж2} = 17$ К.



Задача 30

Определить плотность теплового потока q_2 через оребренную поверхности стенки, холодная сторона которой оребрена, изображенная на рисунке, коэффициент оребрения которой равен $F_2/F_1 = 13$. Толщина стенки $\delta = 10$ мм и коэффициент теплопроводности материала $\lambda = 40$ Вт/(м·К). Коэффициенты теплоотдачи соответственно $\alpha_1 = 200$ Вт/(м^2·К) и $\alpha_2 = 10$ Вт/(м^2·К) и температуры $T_{ж1} = 117$ К и $T_{ж2} = 17$ К.



Задача 31

Вычислите температуру горячего теплоносителя на выходе t_1'' из теплообменного аппарата, если количество теплоты Q = 120 кВт, расход нагреваемой жидкости m_1 = 0,8 кг/с, удельная теплоемкость жидкости c_{p1} = 4,19 кДж/(кг·К), t_1' = 150 К.

Задача 32

Вычислите температуру холодного теплоносителя при входе t_2' в теплообменный аппарат, если количество теплоты Q = 400 кВт, расход охлаждаемой жидкости m_2 = 2 кг/с, удельная теплоемкость жидкости c_{p2} = 2 кДж/(кг·К), t_2'' = 350 К.

5. Таблица выбора задач по вариантам

Вариант (по списку)	Номера заданий
1	1, 2, 11, 19, 24
2	1, 3, 12, 20, 26
3	1, 4, 13, 18, 21
4	1, 5, 11, 14, 20
5	1, 6, 9, 15, 22
6	1, 7, 13, 27, 31
7	1, 8, 15, 22, 30
8	1, 9, 14, 18, 32
9	1, 10, 16, 23, 28
10	1, 2, 12, 16, 25
11	1, 3, 13, 17, 27
12	1, 4, 14, 19, 32
13	1, 5, 15, 20, 29
14	1, 3, 10, 16, 24
15	1, 7, 16, 22, 26
16	1, 8, 12, 19, 25
17	1, 9, 13, 21, 29
18	1, 10, 11, 15, 23
19	1, 12, 15, 24, 32
20	1, 14, 17, 22, 31
21	1, 4, 16, 20, 22
22	1, 5, 10, 17, 23
23	1, 6, 14, 18, 26
24	1, 7, 12, 19, 27
25	1, 8, 11, 20, 25
26	1, 9, 18, 23, 29
27	1, 10, 17, 24, 32
28	1, 2, 13, 19, 30
29	1, 3, 8, 16, 26
30	1, 10, 12, 23, 27
31	1, 9, 14, 25, 24
32	1, 8, 16, 21, 31
33	1, 7, 12, 24, 29
34	1, 6, 17, 26, 28
35	1, 5, 18, 25, 30
36	1, 4, 11, 22, 24
37	1, 3, 12, 20, 27
38	1, 6, 10, 19, 31
39	1, 11, 14, 24, 28
40	1, 7, 17, 27, 31

Список литературы

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с.
2. Краснощеко Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. Учебное пособие для вузов. 4-е изд., перераб. – М.: «Энергия», 1980. – 288 с.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. 2-е изд., – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.
4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебное пособие для вузов. 3-е изд., испр. и доп. – М: «Высшая школа», 1980. – 469 с.
5. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. – М.: «Машиностроение», 1973. – 344 с.

Куклин Михаил Васильевич
Термодинамика и теплопередача
Методические указания и контрольные задания для студентов ЗФО.

Компьютерный набор и верстка авторов.

Подготовка к печати – М.В. Куклин