

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»

**ОБЯЗАТЕЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ
И ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЯ**
по курсу

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН

для специальностей 7.090500 «Теплоэнергетика»
и 7.000008 «Энергетический менеджмент»
дневной формы обучения

Утверждено
редакционно-издательским
советом университета
Протокол № 3 от 21.12.07

Харьков НТУ «ХПИ» 2007

Обязательные задачи и домашние задания по курсу «Тепло- и массообмен» для студентов специальностей 7.090510 «Теплоэнергетика» и 7.000008 «Энергетический менеджмент» дневной формы обучения / Сост. Р.Г. Акмен. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 28 с. Рус. яз.

Составитель Р.Г. Акмен

Рецензент А.А. Шевелев, проф. кафедры теплотехники
НТУ «ХПИ»

Кафедра теплотехники

1. СТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ТЕЛ ПРОСТЫХ ФОРМ

Основной задачей расчета стационарной теплопроводности является определение передаваемого количества теплоты (теплового потока) и расчет распределения температуры в теле. Для плоской пластины плотность теплового потока в процессе теплопроводности при постоянных теплофизических характеристиках тела определяется как:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\delta / \lambda}, \quad (1.1)$$

где δ / λ – термическое сопротивление теплопроводности пластины. Для пластины, состоящей из n слоев с различными коэффициентами теплопроводности, плотность теплового потока определяется как:

$$q = (t_1 - t_{n+1}) / \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i. \quad (1.2)$$

Для цилиндрической поверхности, ограниченной диаметрами d_2/d_1 , погонная плотность теплового потока при граничных условиях 1-го рода

$$q_l = \frac{t_1 - t_2}{\ln(d_2/d_1)/(2\pi\lambda)}, \quad (1.3)$$

а для стенки из n слоев с различными коэффициентами теплопроводности

$$q_l = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n [\ln(d_{i+1}/d_i)/(2\pi\lambda_i)]}. \quad (1.4)$$

В процессе теплопередачи через плоскую или цилиндрическую стенки (при граничных условиях 3-го рода) плотность теплового потока определяется как:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \quad (1.5)$$

для плоской стенки, где $1/\alpha$ – термическое сопротивление теплоотдачи плоской стенки, и погонная плотность для цилиндрической стенки как:

$$q_l = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{1/(\alpha_1 \pi d_1) + \ln(d_2/d_1)/(2\pi\lambda) + 1/(\alpha_2 \pi d_2)}, \quad (1.6)$$

где $1/(\alpha \pi d)$ – термическое сопротивление теплоотдачи цилиндрической поверхности.

Если коэффициент теплопроводности материала линейно зависит от температуры в виде $\lambda = \lambda_0 (1 + \beta t)$, то плотность теплового потока определяется по тем же соотношениям, но при среднем коэффициенте теплопроводности $\bar{\lambda}_i = \lambda_0 [1 + \beta(t_i + t_{i+1})/2]$. В этом случае распределение температуры по телу определяется из

$$t = \frac{1}{\beta} \left\{ \sqrt{(1 + \beta t_1)^2 - [(1 + \beta t_1)^2 - (1 + \beta t_2)^2] \cdot F(\zeta)} - 1 \right\}, \quad (1.7)$$

где $F(\zeta)$ – функция координаты. Для пластины $F(\zeta) = x/\delta$, для цилиндра $F(\zeta) = \ln(r/R_1)/\ln(R_2/R_1)$, при этом $R_1 \leq r \leq R_2$.

Задачи.

1. Сопоставить плотности теплового потока через плоскую стенку толщиной 400мм, выполненную из красного кирпича ($\lambda_k = 0,7$ Вт/(м·К)), шлакоблока ($\lambda_{ш} = 1,2$ Вт/(м·К)) или бетона ($\lambda_b = 2,2$ Вт/(м·К)) при температурах на границах $t_1 = 400$ °С и $t_2 = 20$ °С. Как изменится поток, если $\lambda_k = 0,7(1 + 3 \cdot 10^{-4}t)$, $\lambda_{ш} = 1,2(1 - 3,8 \cdot 10^{-4}t)$, $\lambda_b = 2,2(1 + 3,5 \cdot 10^{-4}t)$.

2. Найти потери тепла с 1 м^2 плоской стенки дома, выполненной из слоя бетона ($\lambda_b = 2,2$ Вт/(м·К)) толщиной 250мм и слоя штукатурки ($\lambda_{шт} = 0,4$ Вт/(м·К)) толщиной 20мм, если изнутри температура $t_{ж1} = 20$ °С и коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 10$ Вт/(м²·К), а снаружи температура $t_{ж2} = -20$ °С и коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 15$ Вт/(м²·К).

3. Сопоставить потери тепла с 1 м^2 стенки дома, полученные в предыдущей задаче, с потерями тепла стенкой состоящей из слоя красного кирпича ($\lambda_k = 0,7$ Вт/(м·К)), толщиной 400мм, слоя дерева ($\lambda_d = 0,4$ Вт/(м·К)) толщиной 150мм и штукатурки ($\lambda_{шт} = 0,4$ Вт/(м·К)) толщиной 40мм при тех же температурах и интенсивностях теплообмена.

4. Трубопровод с внешним диаметром 150мм изолирован двумя слоями изоляции толщиной каждый по 50мм. Первый слой выполнен из шлаковаты ($\lambda_{ш} = 0,08$ Вт/(м·К)), второй из асбоцемента ($\lambda_{ас} = 0,25$ Вт/(м·К)). Определить потери теплоты с погонного метра трубопровода, если температура трубопровода $t_1 = 200$ °С, температура окружающего воздуха $t_b = 20$ °С, коэффициент теплоотдачи с поверхности изоляции $\alpha = 10$ Вт/(м²·К). Как изменятся потери теплоты, если слои изоляции поменять местами, а остальные величины оставить без изменения? Какова при этом температура наружной поверхности изоляции?

5. По медному проводу диаметром 5мм течет ток 60 А. Определить температуру провода, если он находится в воздухе $t_b = 20$ °С, а коэффициент теплоотдачи с поверхности провода $\alpha = 10$ Вт/(м²·К). Удельное электрическое сопротивление меди $\rho = 0,05$ Ом·мм²/м. Как изменится температура провода, если его изолировать слоем асбеста ($\lambda = 0,12$ Вт/(м·К)) толщиной 10мм, а прочие величины оставить без изменения?

6. Определить толщину изоляции ($\lambda_{из} = 0,2$ Вт/(м·К)) трубопровода диаметром 100мм, с температурой поверхности $t_1 = 200$ °С, если при температуре окружающего воздуха $t_b = 20$ °С и коэффициенте теплоотдачи с поверхности изоляции $\alpha = 8$ Вт/(м²·К), тепловые потери не должны превышать 150 Вт/м.

7. Обмуровка топочной камеры выполнена из слоя шамота $\lambda_{ш} = 1,04 (1 + 1,452 \cdot 10^{-4} \cdot t)$ Вт/(м·К) толщиной 240мм, пеношамота $\lambda_{пш} = 0,105 (1 + 1,38 \cdot 10^{-3} \cdot t)$ Вт/(м·К) толщиной 250мм и слоя минеральной ваты $\lambda_b = 0,093 (1 + 2,573 \cdot 10^{-3} \cdot t)$

Вт/(м·К) толщиной 80 мм. Со стороны шамота стенка омывается топочными газами $t_{\text{г}} = 1300^{\circ}\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_{\text{г}} = 20$ Вт/(м²·К). Определить потери теплоты с 1м² обмуровки, если с другой стороны она омывается воздухом $t_{\text{в}} = 40^{\circ}\text{C}$, а коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху $\alpha_{\text{в}} = 8$ Вт/(м²·К). Найти температуру поверхности шамота и минеральной ваты.

1.1. Перенос теплоты в стержнях и ребрах

Перенос теплоты в стержнях (ребрах) определяется совместным действием теплопроводности по оси стержня (ребра) и теплоотдачи с внешней поверхности стержня (ребра), что учитывается характеристикой стержня (ребра), которая для стержня (ребра) постоянного сечения равна $m = \sqrt{\alpha u / (\lambda f)}$, где u – периметр ребра (стержня); f – площадь поперечного сечения. Для ребра при $L \gg \delta$ (длина существенно больше полутолщины) $m = \sqrt{\alpha / (\lambda \delta)}$.

Распределение температуры и тепловой поток, передаваемый от стержня (ребра) в среду, зависят от условий на торцах стержня. На одном торце стержня (ребра) обычно известна температура (или превышение температуры ϑ_0). Тогда для стержня бесконечной длины

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 e^{-mx} \quad (1.8), \quad Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f}. \quad (1.9)$$

Для стержня конечной длины без теплообмена на свободном торце

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \text{ch}[m(h-x)] / \text{ch}(mh) \quad (1.10), \quad Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{th}(mh). \quad (1.11)$$

Для стержня (ребра) конечной длины с теплообменом на торце

$$\vartheta(x) = \vartheta_0 \frac{\text{ch}[m(h-x)] + N \text{sh}[m(h-x)]}{\text{ch}(mh) + N \text{sh}(mh)}, \quad (1.12)$$

$$Q = \vartheta_0 \sqrt{\alpha u \lambda f} \frac{\text{th}(mh) + N}{1 + N \text{th}(mh)}, \quad (1.13)$$

где $N = \alpha_1 / (\lambda m)$, а α_1 – коэффициент теплоотдачи на торце стержня (ребра).

Для стержня (ребра) с различными температурами на торцах ϑ_1 и ϑ_2

$$\vartheta(x) = \frac{\vartheta_1 \text{sh}[m(h-x)] + \vartheta_2 \text{sh}(mx)}{\text{sh}(mh)}, \quad (1.14)$$

$$Q = (\vartheta_1 + \vartheta_2) \sqrt{\alpha u \lambda f} \frac{\text{ch}(mh) - 1}{\text{sh}(mh)}. \quad (1.15)$$

Тепловой поток при теплопередаче через поверхность, оребренную со стороны теплоносителя с меньшей интенсивностью теплоотдачи

$$Q = \frac{t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2}}{1/\alpha_1 + 1/(\alpha_2 \phi \eta)} F_1, \quad (1.16)$$

где F_1 – неоребренная поверхность, $\phi = F_2/F_1$ – коэффициент оребрения, $\eta = (\bar{t} - t_{\text{ж}2}) / (t_0 - t_{\text{ж}2})$ – эффективность ребра. Для прямого ребра

постоянного поперечного сечения эффективность может быть найдена из (1.11) или из (1.13)

$$\eta = \frac{\text{th}(mh)}{mh} \quad (1.17), \quad \eta = \frac{\text{th}(mh) + N}{mh[1 + N \text{th}(mh)]}. \quad (1.18)$$

Тепловой поток с погонного метра прямого ребра постоянного сечения из (1.11)

$$q_l = 2\vartheta_0 \sqrt{\alpha \lambda \delta} \text{th}(mh), \quad (1.19)$$

а оптимальные размеры ребра той же массы

$$\delta_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{F^2}{4k_{\text{опт}}^2} \frac{\alpha}{\lambda}}, \quad h_{\text{опт}} = F/(2\delta_{\text{опт}}), \quad \text{где } k_{\text{опт}} = 1,4192.$$

Для прямого ребра треугольного профиля эффективность определяется как:

$$\eta = \frac{I_1(2mh)}{mhI_0(2mh)}, \quad (1.20)$$

а тепловой поток с погонного метра этого ребра

$$q_l = 2\vartheta_0 \sqrt{\alpha \lambda \delta} \frac{I_1(2mh)}{I_0(2mh)}. \quad (1.21)$$

Оптимальные размеры треугольного ребра той же массы

$$\delta_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{4F^2}{k_{\text{опт}}^2} \frac{\alpha}{\lambda}}, \quad h_{\text{опт}} = F/\delta_{\text{опт}}, \quad \text{где } k_{\text{опт}} = 2,6188.$$

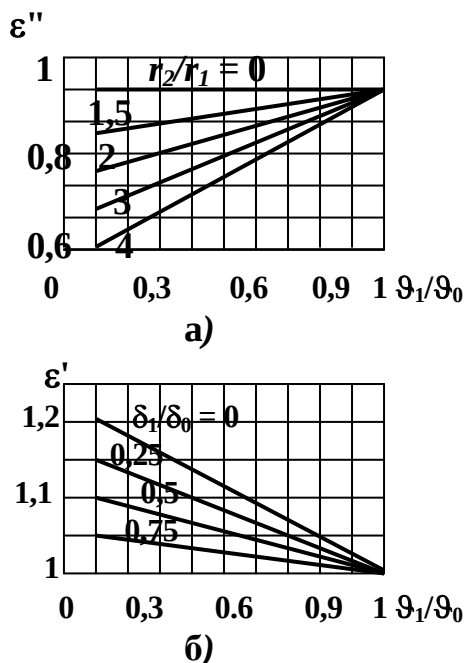


Рисунок 1.1 –
Поправочные коэффициенты
для расчета ребер

Для ребер произвольного профиля эффективность можно определить с помощью номограмм, приведенных ниже, исходя из выражения для эффективности прямого ребра постоянного сечения (1.17) и поправочных коэффициентов (рис.1.1) ε'' – поправка на влияние цилиндричности несущей поверхности и ε' – поправка на переменность профиля. Эти поправки определяются в зависимости от отношения превышения температуры свободного торца ребра ϑ_1 , найденной по (1.10), к превышению температуры основания ребра ϑ_0 .

Эффективность ребра произвольного профиля определится как

$$\eta = \eta_{\text{п.р.}} \varepsilon' \varepsilon'' \quad (1.22)$$

Пусть, например, эффективность прямого ребра постоянного профиля

$\eta_{\text{п.р.}} = 0,8$, отношение превышения температуры $\vartheta_1/\vartheta_0 = 0,7$, отношение внешнего

радиуса ребра к радиусу несущей поверхности $r_2/r_1=2$. отношение полутолщины ребра у вершины и у основания $\delta_1/\delta_0 = 0,5$. По рис. 1.1 а) $\varepsilon''=0,92$; б) $\varepsilon' = 1,05$. Эффективность цилиндрического ребра трапецеидальной формы при заданных условиях $\eta = 0,8 \cdot 0,92 \cdot 1,05 = 0,773$.

Задачи.

8. Для измерения температуры потока газа используется термопара в стальной ($\lambda = 45 \text{ Вт/(м·К)}$) гильзе $d = 20 \text{ мм}$ длиной $h = 150 \text{ мм}$ с толщиной стенки $\delta = 2,5 \text{ мм}$. Термопара показывает температуру свободного торца гильзы $t_r = 200^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке гильзы $\alpha = 35 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Температура трубопровода (у основания гильзы) $t_0 = 120^\circ\text{C}$. Определить температуру газа. Что нужно сделать для уменьшения ошибки измерения?

Решение. Гильза термопары представляет собою стержень конечной длины с теплообменом на торце, характеристика которого ($u = \pi d$ и $f = \pi d \delta$) равна $m = \sqrt{\alpha/(\lambda \delta)} = \sqrt{35/(45 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3})} = 17,64 \text{ м}^{-1}$

Считая, что интенсивность теплообмена торца и боковой поверхности одинакова, найдем $N = \alpha/(\lambda m) = 35/(45 \cdot 17,64) = 0,044$.

Обозначив $\vartheta_r = t_r - t_0$, и используя (1.12), получим

$$\vartheta_r = \vartheta_0 \frac{1}{\text{ch}(mh) + N \text{sh}(mh)}, \text{ откуда}$$

$$t_r - 200 = (t_0 - 120) \frac{1}{\text{ch}(17,64 \cdot 0,15) + 0,044 \cdot \text{sh}(17,64 \cdot 0,15)}.$$

Решив полученное уравнение относительно температуры газа, получим $t_r = 216^\circ\text{C}$. Ошибка измерения составляет 16°C .

Для уменьшения ошибки измерения следует: уменьшить толщину стенки гильзы до $1,5 \text{ мм}$; использовать материал с меньшим коэффициентом теплопроводности (сталь с $\lambda = 19 \text{ Вт/(м·К)}$); если имеется возможность – удлинить гильзу до 250 мм . По новым данным найти показание термопары при полученном значении температуры газа.

9. Отрезок стальной трубы ($\lambda = 40 \text{ Вт/(м·К)}$) диаметром 40 мм с толщиной стенки $2,5 \text{ мм}$ обтекается воздухом $t_b = 20^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху $\alpha = 25 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Определить тепловой поток, передаваемый от трубы в воздух, если ее длина 250 мм , а температура торцов трубы одинакова $t_0 = 150^\circ\text{C}$.

10. Определить тепловой поток, передаваемый от воздуха $t_b = 200^\circ\text{C}$ к стальному стержню ($\lambda = 45 \text{ Вт/(м·К)}$) диаметром 20 мм , длиной 150 мм , если коэффициент теплоотдачи от воздуха к стержню $\alpha = 35 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, а температура свободного торца стержня $t_r = 160^\circ\text{C}$.

11. Найти тепловой поток, передаваемый с погонного метра прямого ребра постоянного сечения, если размеры ребра: $h = 50 \text{ мм}$, $2\delta = 5 \text{ мм}$; $\alpha = 45 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\lambda = 40 \text{ Вт/(м·К)}$; температура у основания ребра $t_0 = 120^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$. Оценить влияние теплоотдачи с торца ребра.

12. Прямое ребро треугольного профиля высотой 80мм, толщиной у основания 6мм, длиной 600мм выполнено из стали $\lambda = 35 \text{ Вт/(м·К)}$. Найти тепловой поток, передаваемый ребром, если температура вершины ребра $t_b = 40^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха 20°C , коэффициент теплоотдачи от ребра к воздуху $\alpha = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Какой тепловой поток передает в воздух прямое ребро постоянного сечения, имеющее ту же массу, при тех же условиях?

13. Трубопровод с диаметрами 110/100мм оребрен по наружному диаметру кольцевыми ребрами диаметром 210мм трапецеидального сечения $\delta_2/\delta_1=2/4\text{мм}$. Шаг ребер 25мм. Найти поток теплоты с погонного метра трубы, если в трубе течет вода $t_b = 150^\circ\text{C}$ ($\alpha_1 = 1500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$), а снаружи труба находится в воздухе $t_{\text{воз}}=20^\circ\text{C}$ ($\alpha_2=25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$). Термическим сопротивлением стенки трубы пренебречь. Теплопроводность материала ребра $\lambda = 35 \text{ Вт/(м·К)}$.

Комментарий к решению. Используйте (1.16), при $F_1 = \pi d_1$, и коэффициенте оребрения $\phi = [(D^2 - d_2^2)/2 + d_2(s - 2\delta_1) + 2D\delta_2]/(d_1s)$, где D , d_2 , d_1 – соответственно внешний диаметр ребер, внешний и внутренний диаметры трубы; s – шаг ребер. Искомый тепловой поток находится по (1.16), если определена эффективность ребра η , которую следует определить с помощью приведенных выше номограмм и соотношения (1.22).

14. Определить тепловой поток с погонного метра прямого ребра постоянного сечения высотой 10мм, толщиной 1мм, выполненного из латуни ($\lambda=65 \text{ Вт/(м·К)}$), если температура у основания ребра $t_0 = 80^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $t_c = 20^\circ\text{C}$, а коэффициент теплоотдачи $\alpha = 40 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Найти оптимальные размеры ребра и тепловой поток, передаваемый ребром оптимальных размеров. Теплообменом с торца ребра пренебречь.

15. Решить эту же задачу для треугольного ребра тех же размеров и условий.

2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ

2.1. Теплообмен при внешнем обтекании тел

При внешнем обтекании плоской поверхности потоком жидкости без специальной турбулизации набегающего потока можно считать, что ламинарное течение в пограничном слое сохраняется до $Re_{ж,x} = (1 \div 5) \cdot 10^5$. Локальную интенсивность теплообмена при ламинарном течении у плоской поверхности можно определить из уравнения

$$Nu_{ж,x} = 0,33 \varepsilon Re_{ж,x}^{0,5} Pr_{ж}^{1/3} \varepsilon_t, \quad (2.1)$$

где ε – поправка на распределение температуры по поверхности, ε_t – поправка на неизотермичность пограничного слоя. Для капельных жидкостей $\varepsilon_t = (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$, для газов при нагревании $\varepsilon_t = (T_{г}/T_{ст})^{0,2}$, при охлаждении $\varepsilon_t = 1$. Изменение толщины пограничного слоя по длине поверхности определяется как:

$$\delta/x = 4,64/\sqrt{Re_x}. \quad (2.2)$$

Средние по длине поверхности коэффициенты теплоотдачи определяются как: при $t_c = \text{const}$ $\bar{\alpha} = 2 \alpha_h$; при $q = \text{const}$ $\bar{\alpha} = 1,5 \alpha_h$, где α_h – коэффициент теплоотдачи на конце поверхности.

При турбулентном течении в пограничном слое локальный коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению

$$\text{Nu}_{ж,x} = 0,0296 \text{Re}_{ж,x}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} \varepsilon_t, \quad (2.3)$$

где ε_t – поправка на неизотермичность, определенная выше. Средний по длине коэффициент теплоотдачи при условии, что турбулентное течение в пограничном слое развивается с начала поверхности, находится как $\bar{\alpha} = 1,25 \alpha_h$.

Толщина турбулентного пограничного слоя и ламинарного подслоя:

$$\delta_T / x = 0,367 / \text{Re}_x^{0,2}, \quad \delta_L / \delta_T = 194 / \text{Re}_x^{0,7}. \quad (2.4)$$

При поперечном обтекании единичного цилиндра средний по периметру коэффициент теплоотдачи находится из уравнения

$$\text{Nu}_{ж,d} = C \cdot \text{Re}_{ж,d}^n \text{Pr}_{ж}^m \varepsilon_t, \quad (2.5)$$

Таблица 2.1 – Коэффициенты уравнения (2.5)

Коэф.	Re			
	< 40	40÷10 ³	10 ³ ÷2·10 ⁵	> 2·10 ⁵
<i>C</i>	0,76	0,52	0,26	0,023
<i>n</i>	0,4	0,5	0,6	0,8
<i>m</i>	0,37	0,37	0,37	0,4

для газов $\varepsilon_t = (T_\Gamma / T_{\text{ст}})^{m/4}$, для жидкостей $\varepsilon_t = (\mu_{ж}/\mu_{\text{ст}})^k$, где, в свою очередь, $k = 0,25$ для нагрева и $k = 0,2$ для охлаждения жидкости. Постоянные C, m, n определяются в зависимости от критерия Рейнольдса из

табл. 2.1.

Для коридорного пучка интенсивность теплообмена 1-го, 2-го рядов труб ниже, чем третьего и остальных: $\alpha_1=0,6 \alpha_3$, $\alpha_2 = 0,9 \alpha_3$, что объясняется возмущением потока по пучку. Для шахматного: $\alpha_1=0,6\alpha_3$, $\alpha_2 = 0,7 \alpha_3$. Средний по пучку коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению

$$\text{Nu}_{ж,d} = C \text{Re}_{ж,d}^n \text{Pr}_{ж}^{0,33} \varepsilon_t \varepsilon_s \varepsilon_m, \quad (2.6)$$

где постоянные C, n и коэффициенты ε_s и ε_m находятся из табл.2.2, а скорость потока определяется с самым узким сечением пучка труб, m – число рядов труб по ходу теплоносителя. Поправка на неизотермичность для капельной жидкости $\varepsilon_t = (\text{Pr}_{ж}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}$, для газовых сред $\varepsilon_t = 1$.

Таблица 2.2 – Коэффициенты уравнения (2.6).

Тип пучка	<i>C</i>	<i>n</i>	ε_m	ε_s
шахматный	0,41	0,6	1–0,7/ <i>m</i>	$S_1/S_2 < 2 \quad (S_1/S_2)^{1/6}$
				$S_1/S_2 > 2 \quad 1,12$
коридорный	0,26	0,65	1–0,5/ <i>m</i>	$(S_2/d)^{-0,15}$

Задачи.

1. По ленте из нихрома сечением 20×1 мм и длиной 0,8 м течет ток 85 А. Лента обдувается потоком воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, скорость воздуха 10 м/с. Найти максимальную температуру ленты, если удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho = 0,4 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$. Теплопроводностью вдоль ленты пренебречь.

2. Решить предыдущую задачу при условии, что вдоль ленты течет вода с той же температурой и скоростью 0,5 м/с.

3. Найти тепловой поток, передаваемый с прямого ребра постоянного сечения, если размеры ребра: длина $L=0,6$ м, $h=50$ мм, $2\delta = 5$ мм; $\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; температура у основания $t_0 = 120^\circ\text{C}$, температура воздуха, текущего вдоль ребра со скоростью 4 м/с, $t_b=20^\circ\text{C}$.

4. Отрезок стальной трубы ($\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$) диаметром 40 мм с толщиной стенки 2,5 мм обтекается поперечным потоком воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$ со скоростью 10 м/с. Определить тепловой поток, передаваемый от трубы в воздух, если ее длина 250 мм, а температура обоих торцов трубы одинакова и равна $t_0 = 150^\circ\text{C}$.

5. Стальной стержень ($\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$) диаметром 15 мм, длиной 150 мм обтекается поперечным потоком трансформаторного масла $t_m = 80^\circ\text{C}$ со скоростью 0,2 м/с. Найти тепловой поток от масла к стержню, если температура у основания стержня $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Считать, что интенсивность теплообмена торца и боковой поверхности одинакова.

Комментарий к задаче. Поправку на неизотермичность в уравнение (2.6) внести по средней температуре стержня.

6. Отрезок стальной трубы ($\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$) диаметром 35 мм с толщиной стенки 2,5 мм обтекается воздухом $t_b = 20^\circ\text{C}$ со скоростью 8 м/с. Определить тепловой поток, передаваемый от трубы в воздух, если ее длина 250 мм, температура одного торца трубы $t_1 = 150^\circ\text{C}$, а другого – $t_2 = 200^\circ\text{C}$.

7. Определить тепловой поток, передаваемый коридорным пучком труб диаметрами 55/45 мм, длиной 1,2 м, шаг по фронту и в глубину пучка 75 мм. По фронту пучка расположено 10 труб, в глубину пучка – 15 труб. Внутри труб течет вода $t_{\text{вод}} = 20^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности труб $\alpha_1 = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Снаружи трубный пучок омывается горячим воздухом $t_{\text{воз}} = 150^\circ\text{C}$, скорость набегающего потока воздуха 10 м/с.

2.2. Теплообмен при течении в трубах и каналах

Характер течения жидкости в трубах и каналах зависит от соотношения сил инерции потока и сил трения. При $Re < 2300$ характер течения ламинарный, при $Re > 10^4$ – турбулентный. При $2300 < Re < 10^4$ течение жидкости называют переходным, и на распределение скорости по сечению потока оказывают влияние многие факторы, плохо поддающиеся учету.

Ламинарное течение достаточно хорошо изучено только в цилиндрических трубах. На теплообмен при ламинарном течении жидкости в трубах оказывают влияние вторичные течения, вызванные разностью температуры жидкости и стенки. В зависимости от интенсивности этих течений различают **вязкостный** режим теплообмена, когда влиянием вторичных течений на теплообмен можно

пренебречь, и **вязкостно-гравитационный** режим теплообмена, когда вторичные течения существенно влияют на интенсивность теплообмена. Условной границей этих двух режимов теплообмена принято считать $Ra_{m,d} = 8 \cdot 10^5$.

Среднее значение коэффициента теплообмена при вязкостном режиме находится из уравнения

$$Nu_{m,d} = 1,55 \left(Pe_{m,d} \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \varepsilon_l, \quad (2.8)$$

где поправка на длину участка гидродинамической стабилизации потока ε_l находится из уравнения

$$\varepsilon_l = 0,6 \left(\frac{1}{Re_m} \frac{L}{d} \right)^{-1/7} \left(1 + 2,5 \frac{1}{Re_m} \frac{L}{d} \right). \quad (2.9)$$

Если $L/(Re_m d) > 0,1$, то $\varepsilon_l = 1$. Следует отметить, что данный режим теплообмена изучен только при течении капельных жидкостей в круглой трубе.

При вязкостно-гравитационном режиме теплообмена средний по длине трубки коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению Михеева (для капельных жидкостей)

$$Nu_{ж,d} = 0,15 Pe_{ж,d}^{0,33} Ra_{ж,d}^{0,1} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_l, \quad (2.10)$$

где поправка ε_l зависит от L/d , а при $L/d > 40$ $\varepsilon_l = 1$.

При турбулентном течении жидкости средний по длине канала коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению Михеева

$$Nu_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \varepsilon_t \varepsilon_l, \quad (2.11)$$

где ε_t – поправка на неизотермичность пограничного слоя для капельных жидкостей принимается, как и при внешнем обтекании тел; для газов $\varepsilon_t = (T_r / T_{ст})^{0,5}$ при охлаждении газа и $\varepsilon_l = 1$ при нагревании. Поправка на длину начального участка гидродинамической стабилизации потока $\varepsilon_l = f(Re, L/d)$ и находится по табл. 2.3.

Таблица 2.3 – Поправка ε_l при турбулентном течении.

$Re \cdot 10^{-4}$	L/d						
	1	2	5	10	20	40	50
1	1,65	1,5	1,34	1,23	1,13	1,03	1
5	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,02	1
10	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,02	1
100	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,01	1

По данным Б.С. Петухова и В.В. Кириллова при $Re > 10^5$ более точные значения коэффициента теплоотдачи для капельных жидкостей ($Pr > 1$) получаются по уравнению

$$Nu_{ж,d} = \frac{(c_f / 8) Re_{ж,d} Pr_{ж}}{4,5 \sqrt{c_f} (Pr_{ж}^{2/3} - 1) + 1,07} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{ст}} \right)^n, \quad (2.12)$$

где $n = 0,11$ при нагревании и $n = 0,25$ при охлаждении; коэффициент трения c_f рекомендуется определять по уравнению Филоненко

$$c_f = 1/[1,82 \cdot \lg(Re_{ж,d}) - 1,64]^2. \quad (2.13)$$

Для расчета теплообмена при турбулентном течении в канале произвольной конфигурации необходимо использовать эквивалентный (гидравлический) диаметр

$$d_{эkv} = 4F/U, \quad (2.14)$$

где F – сечение канала; U – «смоченный» периметр (периметр теплообмена).

Задачи.

1. Вода со скоростью 0,1 м/с течет по трубке диаметром 4мм и длиной 600мм. Температура стенки трубки 60°C. Определить температуру воды на выходе из трубки, если на входе температура воды 10°C.

Решение. Примем в качестве определяющей температуры известную температуру воды на входе. Тогда критерий Рейнольдса $Re = wd/\nu = 0,1 \cdot 0,004 / (1,306 \cdot 10^{-6}) = 306$, что меньше 2300 и течение ламинарное. Средняя температура пограничного слоя $t_m = (t_b + t_{ст})/2$, $t_m = (10 + 60)/2 = 35$ °C. Для определения режима теплообмена найдем критерий Релея

$Ra_{m,d} = \beta g \vartheta_0 d^3 Pr/\nu^2 = 2,51 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 0,004^3 \cdot 4,86 / (0,712 \cdot 10^{-6})^2 = 7,55 \cdot 10^4$, что меньше $8 \cdot 10^5$. Режим теплообмена – вязкостный.

Воспользуемся (2.8), при

$$Re_{m,d} = wdPr_m/\nu_m = 0,1 \cdot 0,004 \cdot 4,86 / (0,712 \cdot 10^{-6}) = 2730.$$

Найдем поправку к (2.8) на влияние участка стабилизации потока, для чего вычислим

$$L/(Re_m d) = 600/(562 \cdot 4) = 0,27. \text{ Следовательно, } \varepsilon_1 = 1.$$

$$\text{Тогда } Nu_{m,d} = 1,55(2730 \cdot 4/600)^{1/3} (724/470)^{0,14} = 4,33.$$

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 4,33 \cdot 0,626 / 0,004 = 678 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Из теплового баланса

$\alpha(t_{ст} - \bar{t}_b)\pi dL = G_B c_{pB}(t_{B2} - t_{B1})$, где $\bar{t}_b = (t_{B1} + t_{B2})/2$, находится искомая температура воды на выходе. Расход воды определяется из уравнения непрерывности

$$G = \rho w f = 1000 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot 0,004^2 / 4 = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

$$\text{Тогда } t_{B2} = \frac{(2G_B c_{pB} - \alpha \pi d L) t_{B1} + 2 \alpha \pi d L t_{ст}}{2G_B c_{pB} + \alpha \pi d L} = 42,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\text{Средняя температура воды в трубке } \bar{t}_b = (42,6 + 10)/2 = 26,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В связи с тем, что полученная средняя температура воды принимается как определяющая, а она существенно отличается от начальной температуры,

необходимо провести пересчет задачи по определяющей температуре 26,3°C.

2. По трубке диаметром 30мм, длиной 2м течет трансформаторное масло со скоростью 0,2м/с. Температура масла на входе в трубку – 80°C. Определить температуру масла на выходе из трубки, если температура стенки трубки постоянна по длине и равна 20°C.

3. По трубке диаметром 65/60мм течет воздух со средней температурой 150°C, скорость воздуха 15м/с. Определить необходимую толщину изоляции ($\lambda_{из.} = 0,2$ Вт/(м·К)), чтобы тепловые потери не превышали 100 Вт/м при температуре поверхности изоляции 40°C.

4. В отводящем борове печи сечением 2х1м текут продукты сгорания при температуре 250°C со скоростью 10 м/с. Определить тепловые потери с погонного метра борова, если температура его внутренней поверхности 120°C.

2.3 Теплообмен при естественной конвекции

Наиболее распространена в практике естественная конвекция, вызываемая разностью плотностей горячей и холодной жидкости в гравитационном поле. При естественной конвекции в неограниченном объеме для области $10^3 \leq Ra \leq 10^9$ средние коэффициенты теплоотдачи можно определить по уравнению

$$Nu_{ж} = C Ra_{ж}^{0,25} \epsilon_t, \quad (2.15)$$

где в качестве определяющего размера принято: для вертикальной пластины – ее высота h , для горизонтального цилиндра – его диаметр d . Определяющая температура – температура жидкости вдали от поверхности. Коэффициент в уравнении принимается: для пластины – $C=0,72$; для горизонтального цилиндра – $C = 0,5$. Поправка на неизотермичность пограничного слоя ϵ_t принимается такой же, как и при турбулентном течении жидкости в трубах и каналах.

Для вертикальных пластин при $Ra > 6 \cdot 10^{10}$ имеет место турбулентное течение в пограничном слое, и средний коэффициент теплоотдачи совпадает с локальным коэффициентом, который находится по уравнению

$$Nu_{ж,h} = 0,15 Ra_{ж,h}^{1/3} \epsilon_t. \quad (2.16)$$

В области $10^{-3} < Ra < 10^3$ средние коэффициенты теплоотдачи определяются из уравнения

$$Nu_m = 1,18 Ra_m^{1/8}, \quad (2.17)$$

где в качестве определяющего размера принято: для вертикальной пластины – ее высота h , для горизонтального цилиндра – диаметр d . Определяющая температура – средняя температура пограничного слоя жидкости.

Задачи.

1. По медному проводу ($\rho = 0,05$ Ом·мм²/м) диаметром 8мм течет ток 90 А. Определить температуру провода, если он находится в спокойном воздухе $t_{в} = 20^\circ\text{C}$. Как изменится температура провода, если его покрыть изоляцией с $\lambda_{из.} = 0,2$ Вт/(м·К) толщиной 10мм. Считать, что коэффициент теплоотдачи останется без изменения.

2. Вертикальная стенка высотой 0,5м имеет температуру 120°C и покрыта слоем изоляции $\lambda_{\text{из.}} = 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$ толщиной 200мм. Определить средние потери теплоты с единицы поверхности стенки, если она находится в спокойном воздухе при $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$.

3. По горизонтальной трубе диаметрами 75/70 мм течет вода при средней температуре $t_{\text{в}} = 150^\circ\text{C}$, со скоростью 0,4 м/с. Снаружи труба изолирована асбоцементом $\lambda_{\text{из.}} = 0,3 \text{ Вт/(м·К)}$, толщина изоляции 200мм. Найти потери теплоты с погонного метра трубы, если она находится в спокойном воздухе $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$. Термическим сопротивлением стенки трубы пренебречь.

4. Стальной стержень $\lambda = 30 \text{ Вт/(м·К)}$ диаметром 20мм длиной 120мм имеет температуру у основания 120°C и расположен горизонтально в спокойном воздухе $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$. Найти средний тепловой поток, рассеянный стержнем в воздух.

5. Решить предыдущую задачу при условии, что стержень расположен вертикально, а основание стержня находится внизу.

6. В горизонтальной трубке диаметром 65/60 мм течет воздух со средней температурой 150°C, скорость воздуха 15 м/с. Определить необходимую толщину изоляции ($\lambda_{\text{из.}} = 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$), чтобы тепловые потери не превышали 100 Вт/м при температуре поверхности изоляции 40°C. Какова при этом температура наружного спокойного воздуха?

3. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

3.1. Законы излучения черного тела

Зависимость спектральной интенсивности излучения черного тела от длины волны и температуры определяется законом Планка

$$J_{0\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 [e^{C_2/(\lambda T)} - 1]}, \quad (3.1)$$

где постоянные Планка $C_1 = 0,374 \cdot 10^{-15} (\text{Вт} \cdot \text{м}^2)$, $C_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} (\text{м} \cdot \text{К})$.

Частный случай закона Планка, закон Релея–Джинса, определяет $J_{0\lambda}$ при высоких температурах и больших длинах волн, когда $C_2 \ll \lambda T$.

$$J_{0\lambda} = C_1 T / (C_2 \lambda^4). \quad (3.2)$$

И закон Вина при $C_2 \gg \lambda T$, когда $J_{0\lambda} = C_1 / (\lambda^5 e^{C_2/\lambda T})$. При этом длина волны максимума спектральной интенсивности излучения

$$\lambda_{\text{max}} \cdot T = 2898 \quad \mu\text{K} \cdot \text{K}. \quad (3.3)$$

Плотность собственного излучения черного тела определяет закон Стефана–Больцмана, по которому

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (3.4)$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная излучения черного тела. Интегральной степенью черноты тела называют отношение излучательной способности тела к излучательной способности черного при одинаковой температуре, откуда:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 (T/100)^4. \quad (3.5)$$

Эффективным лучистым потоком называют сумму собственного и отраженного излучения

$$E_{\text{эф.}} = E + E_{\text{отр.}} \quad (3.6)$$

Результирующим лучистым потоком называют разность между падающим и эффективным лучистым потоком. Если результирующий поток направлен от тела, он считается положительным.

В системе двух бесконечных плоскопараллельных пластин результирующий лучистый поток находится как

$$q_{1-2} = \frac{C_0[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]}{1/A_1 + 1/A_2 - 1}, \quad (3.7)$$

где A_1, A_2 – поглощательные способности пластин соответственно.

Задачи.

1. На тело, имеющее температуру 127°C и поглощательную способность $A = 0,7$, падает лучистый поток плотностью 1000 Вт/м^2 . Определить остальные лучистые потоки.

2. Считая поверхность Солнца черной и имеющей температуру 5770K , определить длину волны максимума спектральной интенсивности излучения и плотность падающего на Землю интегрального лучистого потока (расстояние Земли от Солнца принять $150 \cdot 10^6 \text{ км}$, радиус Солнца – $6,96 \cdot 10^5 \text{ км}$, диаметр Земли – 12730 км).

3. Поверхность стальной болванки имеет температуру 727°C и степень черноты $\varepsilon = 0,7$. Определить плотность собственного излучения, длину волны максимума спектральной интенсивности излучения, если поверхность болванки можно считать серой.

4. Обмуровка топочной камеры парового котла выполнена из шамота, а внешняя обшивка из стального листа. Расстояние между обмуровкой и обшивкой мало. Найти потери теплоты излучением с единицы поверхности обмуровки, если ее температура 120°C , степень черноты $0,8$, а температура обшивки 50°C , степень ее черноты $0,6$.

5. Найти все лучистые потоки для обмуровки и обшивки по условиям предыдущей задачи.

Примечание к задачам 4 и 5. Поверхности обмуровки и обшивки можно считать бесконечными плоскими пластинами.

6. В системе двух бесконечных параллельных пластин одна имеет температуру 127°C и поглощательную способность $A_1 = 0,8$. Вторая имеет поглощательную способность $A_2 = 0,6$. Определить температуру второй пластины, если плотность эффективного потока первой пластины 1700 Вт/м^2 .

7. В системе двух бесконечных параллельных пластин с поглощательными способностями $A_1 = 0,6$, $A_2 = 0,8$ известны плотности эффективных потоков $E_{\text{эфф.1}} = 1800$, $E_{\text{эфф.2}} = 900 \text{ Вт/м}^2$. Определить температуры пластин и плотность результирующего излучения.

8. В системе двух бесконечных параллельных пластин с поглощательными способностями $A_1 = 0,7$, $A_2 = 0,6$ известны плотность результирующего излучения 600 Вт/м^2 и эффективный поток с первой пластины 1400 Вт/м^2 . Определить температуры пластин и остальные лучистые потоки.

При установке между бесконечными пластинами n экранов с различными поглощательными способностями плотность результирующего излучения будет

$$q_{1-2} = \frac{C_0[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]}{1/A_1 + 1/A_2 + 2\sum_{i=1}^n 1/A_{\text{эк},i} - (n+1)} \quad (3.8)$$

9. Решить задачу 4 при условии, что между обмуровкой и обшивкой установлены 2 экрана из алюминиевой фольги с поглощательной способностью $A_{\text{эк},1} = A_{\text{эк},2} = 0,2$. Определить температуры экранов. Какова должна быть степень черноты одного экрана, чтобы плотность результирующего излучения была такая же, как в случае двух экранов?

3.2. Лучистый теплообмен тел, произвольно расположенных в пространстве

Средним угловым коэффициентом облучения называют долю интегрального лучистого потока тела, который падает на второе тело.

$$\bar{\Phi}_{1-2} = Q_{1-2}^{\text{пад.}} / Q_1. \quad (3.9)$$

В плоской замкнутой системе из 3 тел средний угловой коэффициент облучения определяется как:

$$\bar{\Phi}_{1-2} = (F_1 + F_2 - F_3) / 2F_1, \quad (3.10)$$

где F_i – поверхности тел, составляющих систему.

В такой же системе из 4 тел средний угловой коэффициент облучения для противоположащих тел определяется как

$$\bar{\Phi}_{1-2} = (F_5 + F_6 - F_3 - F_4) / 2F_1, \quad (3.11)$$

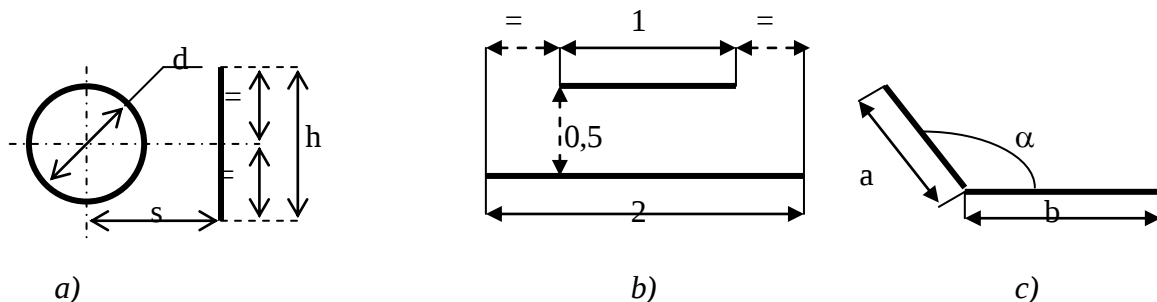
где F_5, F_6 – условные замыкающие диагональные поверхности.

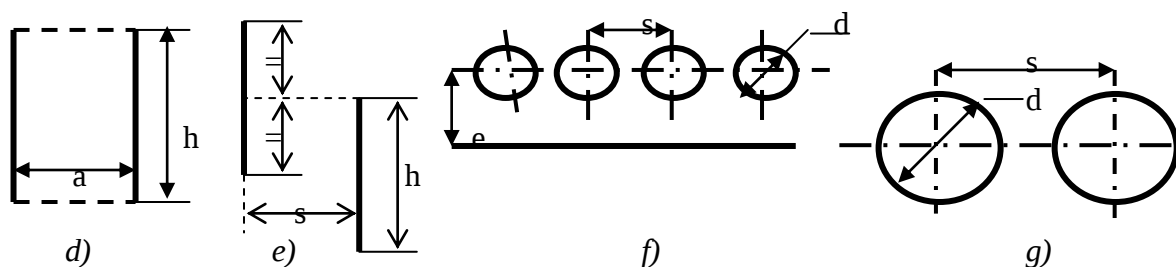
Результирующий тепловой поток двух серых произвольно расположенных тел равен

$$Q_{1-2} = \frac{C_0[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \bar{\Phi}_{1-2} F_1}{1 + (1/A_1 - 1) \bar{\Phi}_{1-2} + (1/A_2 - 1) \bar{\Phi}_{2-1}}. \quad (3.12)$$

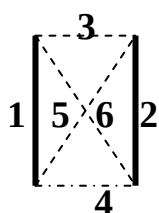
Задачи.

10. Найти средние угловые коэффициенты облучения в приведенных системах тел.





Комментарий к задачам. Рассмотрим, например, схему *d*. Замкнем систему условными поверхностями 3 и 4. Проведем диагональные условные поверхности 5 и 6. Получим, что поверхности составляют: $F_1 = F_2 = h$; $F_3 = F_4 = a$; замыкающие диагонали



$$F_5 = F_6 = \sqrt{h^2 + a^2}.$$

Используя (3.11), получим искомый коэффициент облучения.

Для схемы *f* следует рассмотреть систему из ряда труб и касательной к ним плоскости. Учитывая, что заданная плоскость и касательная представляют собою две бесконечные параллельные плоскости, угловой коэффициент облучения для этих плоскостей $\bar{\phi} = 1$.

11. Две плоские параллельные шины высотой каждая 150мм расположены на расстоянии 60мм друг от друга по схеме *d*. Температура одной шины 77°C. Считая, что поглощательные способности шин одинаковы $A_1 = A_2 = 0,6$, определить температуру второй шины, если они находятся в помещении с температурой среды 20°C. Конвективным переносом теплоты пренебречь.

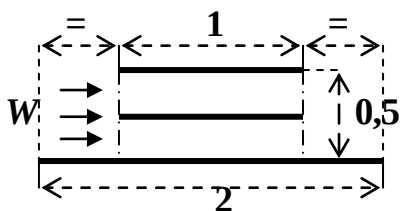
12. Для предыдущей задачи определить температуру экрана, расположенного посередине между пластинами, если его поглощательная способность $A_{эк} = 0,4$.

13. Плоская и цилиндрическая шины расположены по схеме *a* (задача 10). Диаметр цилиндрической шины 100мм, высота плоской 100мм, расстояние между шинами $S = 120$ мм. Определить температуру цилиндрической шины, если температура плоской 80°C, а температура воздуха в помещении 20°C. Поглощательные способности тел принять $A_1 = A_2 = 0,7$. Пренебрегать конвективным переносом теплоты нельзя.

14. Две плоские шины толщиной каждая 2мм расположены по схеме *e* (задача 10). Высота шин 100мм, расстояние между шинами 50мм. Шины расположены в помещении с температурой воздуха 20°C. Температура одной шины 27 °C, ее поглощательная способность 0,6. Определить ток, идущий по второй шине, если ее поглощательная способность 0,8, а удельное электрическое сопротивление $\rho = 0,2 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$.

15. Две плоские пластины с экраном посередине, расположены по приведенной схеме. Температура первой пластины 127°C, степень черноты 0,8; температура второй – 27°C, степень черноты 0,6. Степень черноты экрана – 0,4.

Экран обдувается потоком воздуха со скоростью 4 м/с, температура воздуха $t_b=20^\circ\text{C}$. Определить среднюю температуру экрана. Излучением экрана пренебрегать нельзя.



16. Определить потери теплоты с погонного метра трубопровода диаметром 100 мм, покрытого изоляцией толщиной 50 мм ($\lambda = 0,3 \text{ Вт/(м·К)}$). Температура трубопровода 150°C . Температура воздуха в помещении 20°C . Степень черноты поверхности изоляции 0,8.

3.3. Лучистый теплообмен между газом и оболочкой

Излучение газов отличается от излучения твердых тел тем, что: 1. излучают и поглощают энергию только 3-х и более атомные газы; 2. спектр излучения газов носит селективный характер, т.е. газы излучают (и поглощают) энергию только в определенном диапазоне длин волн; 3. вследствие малой плотности газов излучение и поглощение энергии происходит по всему объему газа. Практический интерес для теплотехники представляет излучение и поглощение энергии продуктами сгорания органического топлива, т.е. CO_2 , H_2O и в меньшей степени SO_2 . Поглощательную способность смеси трехатомных газов можно определить из закона Бугера–Беера в виде

$$A_r = 1 - e^{-\bar{k} p s}, \quad (3.13)$$

где $\bar{k}$ – средний коэффициент поглощения смеси газов; p – суммарное парциальное давление трехатомных газов; s – эффективная длина пути луча в поглощающей среде. По данным Ключникова коэффициент поглощения

$$\bar{k} = \frac{0,78 + 1,6 p_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_{\text{сум}} s}} \left(1 - 0,38 \frac{T}{1000} \right), \quad (3.14)$$

где средняя длина пути луча $s = 3,6V / F$, где V – излучающий газовый объем; F – лучевоспринимающая поверхность.

Для практических расчетов излучения и поглощения энергии трехатомными газами чаще всего используются номограммы степени черноты газов, приведенные в приложении (рис.П.1 – П.3). При этом излучение газов приводится к излучению черного тела. Это позволяет в расчетах использовать законы излучения черного тела. Плотность результирующего излучения между газом и окружающей его твердой поверхностью определяется как

$$q_{\text{рез.}} = \varepsilon_{\text{эфф.ст.}} C_0 \left[\varepsilon_r (T_r/100)^4 - A_r (T_{\text{ст}}/100)^4 \right], \quad (3.15)$$

где $\varepsilon_{\text{эфф.ст.}} = (\varepsilon_{\text{ст}} + 1)/2$ – эффективная степень черноты поверхности; ε_r и A_r – соответственно степень черноты и поглощательная способность газовой среды, определяемые как

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \varepsilon, \quad (3.16)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – степени черноты углекислого газа и водяного пара,

определяемые по номограммам (рис. П.1, П.2) в зависимости от ps для каждого газа и его температуры; β – поправка на отклонение поглощения H_2O от закона Бугера–Беера, зависящая от ps и парциального давления водяного пара (рис. П.3); $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{CO_2} \varepsilon_{H_2O}$ – поправка на перекрытие полос поглощения углекислого газа и водяного пара.

$$A_T = \varepsilon_{CO_2}(T_{ст}) \cdot (T_T/T_{ст})^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O}(T_{ст}) \cdot (T_T/T_{ст})^{0,45} - \Delta A, \quad (3.17)$$

где ε_{CO_2} и ε_{H_2O} то же, что и выше, но определяемые по температуре оболочки; ΔA – поправка на перекрытие полос поглощения, определяемая так же, как и $\Delta\varepsilon$.

Задачи.

17. Коридорный пучок труб диаметром 65мм, расположенных с шагом по фронту и в глубину пучка 90мм, омывается потоком топочных газов с температурой 450°C. Скорость газа 6м/с. Парциальные давления $p_{CO_2} = 0,12$ бар; $p_{H_2O} = 0,14$ бар. Определить средний тепловой поток, передаваемый погонному метру труб, если по ходу газа расположено 10 труб, а температура поверхности труб 200°C.

18. По футерованному газоходу с диаметром 500мм текут топочные газы со средней температурой 700°C. Скорость газов 5 м/с. Парциальные давления $p_{CO_2} = 0,1$ бар, $p_{H_2O} = 0,13$ бар. Определить потери теплоты с погонного метра газохода, если температура футеровки 400°C, а ее степень черноты $\varepsilon_{ст.} = 0,8$.

19. Как изменятся потери теплоты, если газоход прямоугольного сечения с размерами 0,5х1м, а остальные условия остаются без изменения?

20. Как повлияет на потери тепла уменьшение в 2 раза парциального давления CO_2 ?

4. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

При фазовых превращениях (конденсации пара, кипении жидкости) на твердых поверхностях, что наиболее часто встречается в практике, всегда имеет место перенос тепла фазового превращения. Поэтому эти процессы неразрывно связаны с теплообменом.

1. Теплообмен при конденсации чистого пара

Расчет средней интенсивности теплообмена при пленочной конденсации чистого пара на вертикальной поверхности для ламинарного течения пленки конденсата и без учета температурного скачка фазового перехода может быть проведен по уравнению

$$Re_{н,h} = 3,8 Z_{н,h}^{0,78} \varepsilon_t, \quad (4.1)$$

где $Z = Ga^{1/3} \frac{\lambda \Delta t}{r \rho' \nu}$, $Ga = \frac{g h^3}{\nu^2}$, $Re = \alpha \Delta t h \frac{4}{r \rho' \nu} = \alpha \Delta t h B$. В свою очередь комплекс Z может быть представлен в виде

$$Z = \Delta t h \left[\left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda}{r \rho' \nu} \right] = \Delta t h A. \text{ Величины } A \text{ и } B, \text{ стоящие в } Z \text{ и } Re$$

соответственно, зависят только от теплофизических свойств теплоносителя, и, следовательно, от температуры насыщения. Для воды, как наиболее распространенного теплоносителя, таблицы этих комплексов приведены в приложении (таб. П.4).

Ламинарное течение пленки конденсата на вертикальной поверхности имеет место при $Z \leq 2300$. При этом $Re \leq 1600$. Для достаточно высоких поверхностей в нижней их части может происходить переход ламинарного течения пленки конденсата в турбулентное течение. При этом расчет среднего коэффициента теплоотдачи следует проводить по уравнению

$$Re_{н,h} = \left[253 + 0,069 Pr_{н}^{0,5} (Pr_{н}/Pr_{ст.})^{0,25} (Z - 2300) \right]^{4/3}. \quad (4.2)$$

При конденсации пара на горизонтальной трубке расчет среднего коэффициента теплоотдачи производится по уравнению

$$Re = 3,25 Z^{0,75} \varepsilon_t, \quad (4.3)$$

где в качестве определяющего размера принят путь движения пленки конденсата по поверхности трубки равный πr , а r – внешний радиус трубки.

В уравнениях (4.1, 4.3) поправка на неизотермичность пленки конденсата может быть определена по Михееву $\varepsilon_t = (Pr_{ж}/Pr_{ст.})^{0,25}$.

Вынужденное движение пара оказывает влияние на интенсивность теплообмена при $\rho'' w^2 > 1$. В этом случае средний коэффициент теплоотдачи для горизонтальной трубки находится по

$$Nu_{н,d} = 0,72 D Re_{п}^{0,16} Re_*^{-0,125} Ga_{н}^{0,045} (\mu_{н}/\mu_{ст.})^{0,08}, \quad (4.4)$$

где $Nu = \alpha d/\lambda$, $Re_{п} = w_{п} d/\nu''$, $Re_* = \lambda \Delta t/(r \rho' \nu')$, $Ga = g d^3/\nu'^2$.

При конденсации водяного пара коэффициент $D = 42$.

При капельной конденсации водяного пара на гидрофобных поверхностях средний коэффициент теплоотдачи определяется по

$$\begin{aligned} &\text{при } 8 \cdot 10^{-4} \leq Re_k < 3,3 \cdot 10^{-3} \\ &Nu = 3,2 \cdot 10^{-4} Re_k^{-0,84} \Pi_k^{1,16} Pr_{н}^{1/3}, \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} &\text{при } 3,3 \cdot 10^{-3} \leq Re_k < 1,8 \cdot 10^{-2} \\ &Nu = 5 \cdot 10^{-6} Re_k^{-1,57} \Pi_k^{1,16} Pr_{н}^{1/3}, \end{aligned} \quad (4.6)$$

где $Nu = \frac{\alpha R_{кр}}{\lambda_{ж}}$, $Re_k = \frac{w_k R_{кр}}{\nu'} = \frac{\lambda_{ж} (t_{н} - t_{ст.})}{r \rho' \nu'}$, $\Pi_k = \frac{2\theta \sigma^2 T_{н}}{r \rho'^2 \nu'^2}$, а

$$R_{кр} = \frac{2\sigma T_{н}}{r \rho' (T_{н} - T_{ст.})}, \quad \theta = \frac{1}{\sigma} \frac{\partial \sigma}{\partial t}.$$

Задачи.

1. На вертикальной трубке диаметром 30мм, высотой 1м конденсируется водяной пар при давлении 1 бар. Определить количество конденсата, образовавшегося на трубке за 1с, если температура поверхности трубки 90°C.

2. Как повлияет на интенсивность теплообмена и количество образовавшегося конденсата по условиям задачи 1 снижение давления пара до 0,5 бара, если температурный напор оставить без изменения?

3. Как повлияет на интенсивность теплообмена и количество образовавшегося конденсата по условиям задачи 1 снижение температуры стенки трубки до 85°C? Повышение температуры стенки трубки до 95°C?

4. Как повлияет на интенсивность теплообмена и количество образовавшегося конденсата по условиям задачи 1 увеличение высоты трубки до 2м, а до 6м?

5. Как изменится количество конденсата, если трубку расположить горизонтально, а условия соответствуют задаче 1?

6. Как изменится количество конденсата по предыдущей задаче, если пар движется сверху вниз со скоростью 3 м/с?

7. Как изменится количество конденсата, если трубку покрыть гидрофобным слоем, а прочие условия оставить без изменения для неподвижного пара по задаче 5?

4.2. Теплообмен при кипении однокомпонентной жидкости

При пузырьковом кипении жидкости на твердой поверхности в неограниченном объеме и задании в качестве исходного данного плотности теплового потока на поверхности интенсивность теплообмена определяется по уравнению

$$Nu_* = C Re_*^n Pr_{ж}^{1/3}, \quad (4.7)$$

где при $Re_* < 0,01$ $C = 0,0625$, $n = 0,5$;

при $Re_* \geq 0,01$ $C = 0,125$, $n = 0,65$.

В свою очередь $Nu_* = \alpha l_* / \lambda$, $Re_* = w_{кип} l_* / \nu' = q l_* / (r \rho'' \nu')$,

а определяющий размер $l_* = \frac{c_p \rho' \sigma T_n}{(r \rho'')^2} = \frac{R_k}{2} \frac{c_p \Delta t}{r} \frac{\rho'}{\rho''}$.

Если задан температурный напор $\Delta t = (t_{ст} - t_n)$, то уравнение (4.7) с учетом значения показателя степени при критерии Рейнольдса преобразуется:

$$\text{при } \frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' \vartheta} Pr_{ж}^{1/3} \leq 1,6 \quad Nu_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda}{r \rho'' \vartheta} \Delta t Pr_{ж}^{2/3}, \quad (4.8a)$$

$$\text{при } \frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' \vartheta} Pr_{ж}^{1/3} > 1,6 \quad Nu_* = 2,63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda}{r \rho'' \vartheta} \Delta t \right)^{1,86} Pr_{ж}^{0,952}. \quad (4.8б)$$

Комплексы l_* , $l_*/(r \rho'' \nu')$, $\lambda / (r \rho'' \nu')$ зависят только от температуры насыщения и для воды приведены в приложении (таб. П.5).

Переход от пузырькового режима кипения к пленочному режиму происходит при критической плотности теплового потока, которая определяется из уравнения

$$Re_{*кр} = 68 Ar_*^{4/9} Pr_{ж}^{-1/3}, \quad (4.9)$$

где $Ar_* = \frac{g l_*^3}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}$, $Re_{*кр} = \frac{q_{1кр} l_*}{r \rho'' \nu}$.

Задачи.

1. Определить необходимую поверхность нагрева парогенератора производительностью 2 т/час насыщенного пара при давлении 10 бар, если температура поверхности кипения 190 °С.

2. Найти максимальную паропроизводительность этой поверхности при заданном давлении. Какова при этом температура поверхности?

3. Найти паропроизводительность 3 м² поверхности кипения при давлении 1 бар, если плотность теплового потока на поверхности составляет 3·10⁵ Вт/м². Какова температура поверхности?

Теплообмен при кипении жидкости в трубах рассчитывается следующим образом. По закономерностям конвективного теплообмена при движении однофазного потока рассчитывается коэффициент теплоотдачи α_w . По закономерностям развитого кипения жидкости в неограниченном объеме рассчитывается коэффициент теплоотдачи α_q . Далее используется следующее допущение:

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha_q / \alpha_w < 0,5 \quad \alpha &= \alpha_w; \\ \text{при } 0,5 \leq \alpha_q / \alpha_w \leq 2 \quad \alpha &= \alpha_w \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q}; \\ \text{при } \alpha_q / \alpha_w > 2 \quad \alpha &= \alpha_q. \end{aligned} \quad (4.10)$$

4. В трубке диаметром 18 мм движется кипящая вода при давлении 8 бар со скоростью 1 м/с. Определить тепловой поток, передаваемый с погонного метра трубки к воде, и коэффициент теплоотдачи, если температура стенки трубки составляет: 173 °С, 175 °С, 180 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969
2. Краснощеков А.С., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1969
3. Шнейдер П. Инженерные проблемы теплопроводности. – М.: И-Л, 1960.
4. Методические указания к выполнению домашнего задания «Расчет и оптимизация ребристой поверхности». – Харьков:, ХПИ, 1990
5. Акмен Р.Г. Тепло- и массообмен. Текст лекций. – Харьков:, НТУ «ХПИ», 2004

Приложение.

Таблица П.1 – Теплофизические характеристики воды

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·K)	r , кДж/кг	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/K	Pr
10	999,7	4,191	2477	57,4	1306	1,306	0,7	9,52
20	998,2	4,183	2454	59,9	1004	1,006	1,82	7,02
30	995,7	4,174	2430	61,8	801,5	0,805	3,21	5,42
40	992,2	4,174	2406	63,5	653,3	0,659	3,87	4,31
50	988,1	4,174	2383	64,8	549,4	0,556	4,49	3,54
60	983,2	4,179	2358	65,9	469,9	0,478	5,11	2,98
70	977,8	4,187	2333	66,8	406,1	0,415	5,70	2,55
80	971,8	4,195	2308	67,4	355,1	0,365	6,32	2,21
90	965,3	4,208	2282	68,0	314,9	0,326	6,95	1,95
100	958,4	4,220	2257	68,3	282,5	0,295	7,52	1,75
120	943,1	4,250	2202	68,6	237,4	0,252	8,64	1,47
140	926,1	4,287	2145	68,5	201,1	0,217	9,72	1,26
160	907,4	4,346	2082	68,3	173,6	0,191	10,7	1,10
180	886,9	4,417	2015	67,2	153,0	0,173	11,9	1,03
200	863,0	4,505	1941	65,8	136,4	0,158	13,3	0,932

Таблица П.2 – Теплофизические характеристики воздуха

t , °C	C_p , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
10	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,005	2,59	18,1	15,06	0,703
30	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,005	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,009	3,05	21,1	21,09	0,692
90	1,009	3,13	21,5	22,10	0,690
100	1,009	3,21	21,9	23,13	0,688
120	1,009	3,34	22,8	25,45	0,686
140	1,013	3,49	23,7	27,8	0,684
160	1,017	3,64	24,5	30,09	0,682
180	1,022	3,78	25,3	32,49	0,681
200	1,026	3,93	26,0	34,85	0,680
300	1,047	4,60	29,7	48,33	0,674
350	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	1,068	5,21	33,0	63,09	0,678
600	1,114	6,22	39,1	96,9	0,700
800	1,156	7,18	44,3	134,8	0,706
1000	1,185	8,07	49,0	177,1	0,719

Таблица П.3 – Теплофизические характеристики трансформаторного масла

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
20	880,3	1,666	11,06	198,2	22,5	6,9	298
30	874,2	1,729	10,98	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	10,90	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	10,82	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	10,72	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	10,64	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	10,56	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	10,47	25,4	3,03	7,25	50,5

Таблица П.4 – Значения комплексов A и B при конденсации водяного пара

t , °C	A , 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$, м/Вт	t , °C	A , 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$, м/Вт
20	5,16	1,61	130	82	8,47
30	7,88	2,06	140	94,0	9,28
40	11,4	2,55	150	107	10,15
50	15,6	3,06	160	122	11,09
60	20,9	3,62	170	136	12,04
70	27,1	4,22	180	150	12,9
80	34,5	4,88	190	167	14,02
90	42,7	5,57	200	182	15,05
100	51,5	6,28	210	197	16,08
110	60,7	7,57	220	218	17,63
120	70,3	7,65	230	227	18,40

Таблица П.5 – Значения отдельных комплексов для расчета теплообмена при кипении воды

t , °C	$l \cdot 10^6$, м	$l/(r p'' \nu) \cdot 10^6$, м ² /Вт	$\lambda/(r p'' \nu) \cdot 10^2$, 1/К	t , °C	$l \cdot 10^6$, м	$l/(r p'' \nu) \cdot 10^6$, м ² /Вт	$\lambda/(r p'' \nu) \cdot 10^2$, 1/К
30	16 450	276 870	1 040	140	4,7	5,13	75
40	5 950	73 350	782	150	2,82	2,58	60,5
50	2 305	20 900	587	160	1,73	1,33	52,6
60	960	6 540	450	170	1,08	0,71	44,5
70	423	2 200	347	180	0,715	0,391	37,5
80	197	797	273	190	0,45	0,216	32,2
90	96	304	216	200	0,296	0,123	27,5
100	48,7	122	172	210	0,200	0,0718	23,5
110	25,9	51,8	138	220	0,136	0,0426	20,2
120	14,2	22,8	110	230	0,0938	0,0255	17,3
130	8,05	107	96	240	0,0646	0,0155	15,1

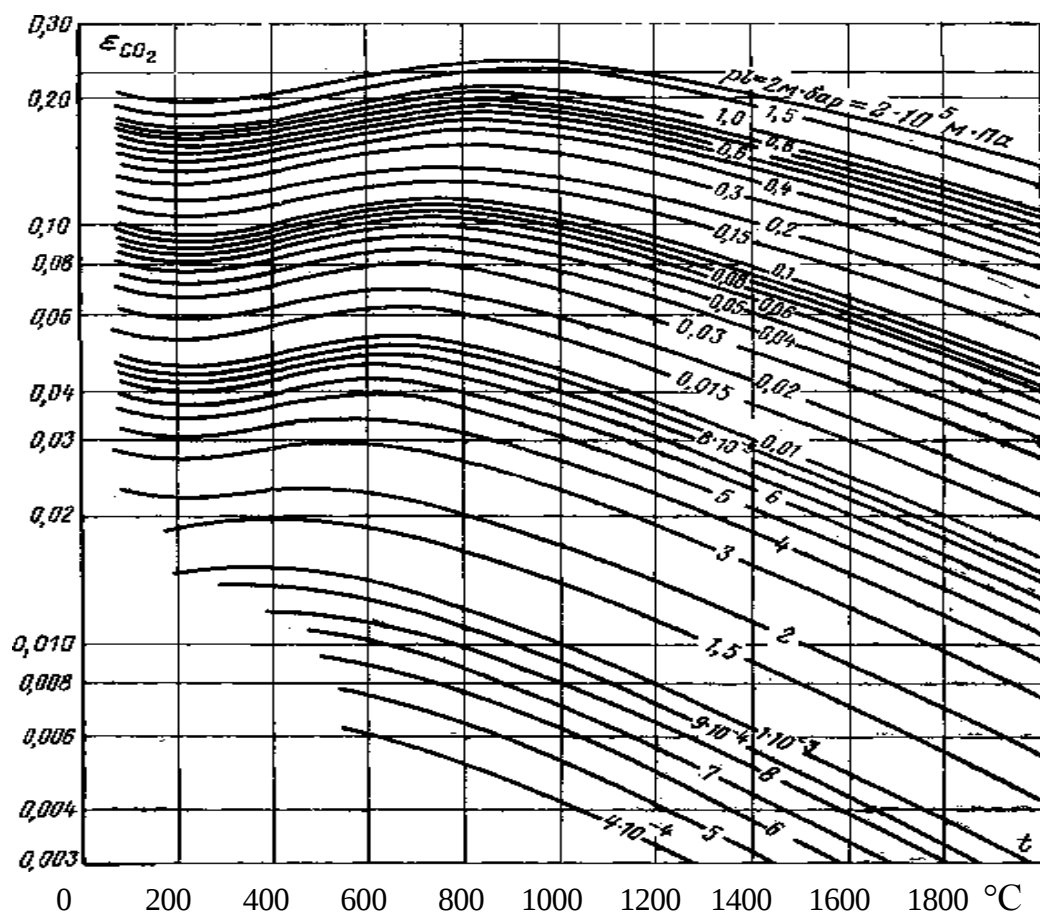


Рисунок П.1 – Степень черноты углекислого газа (CO_2)

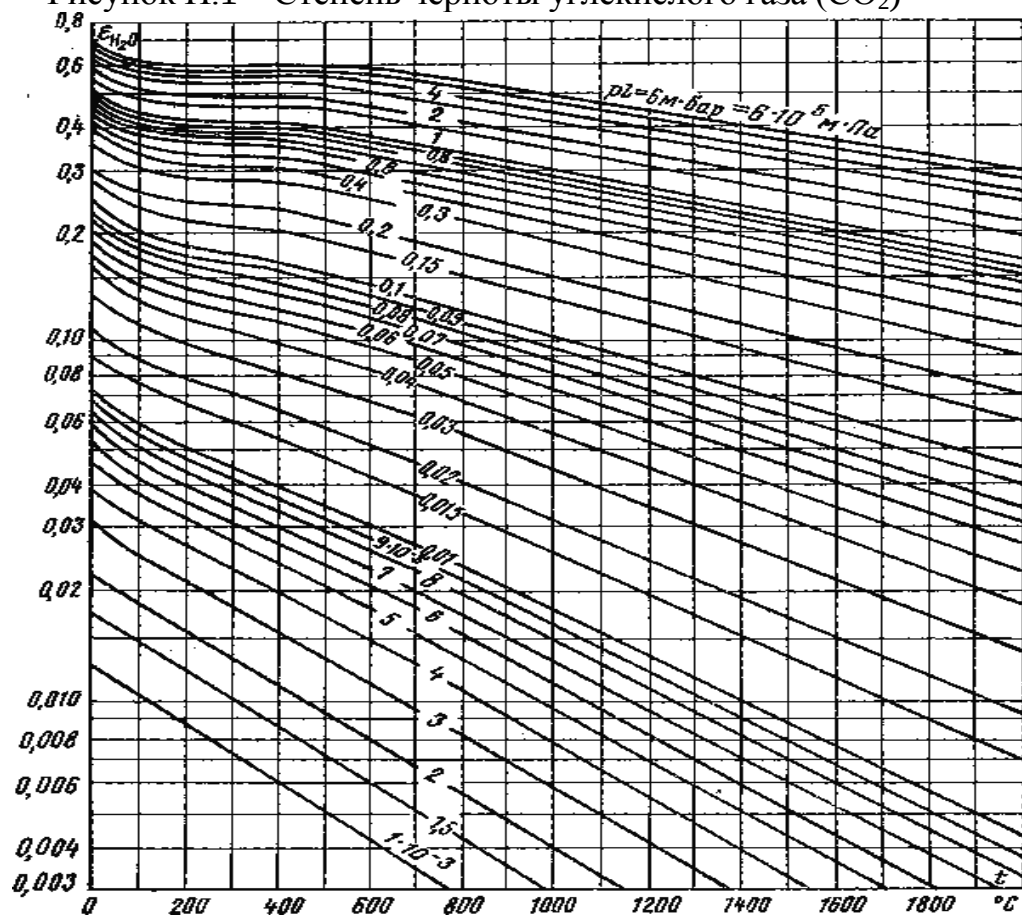


Рисунок П.2 – Степень черноты водяного пара (H_2O)

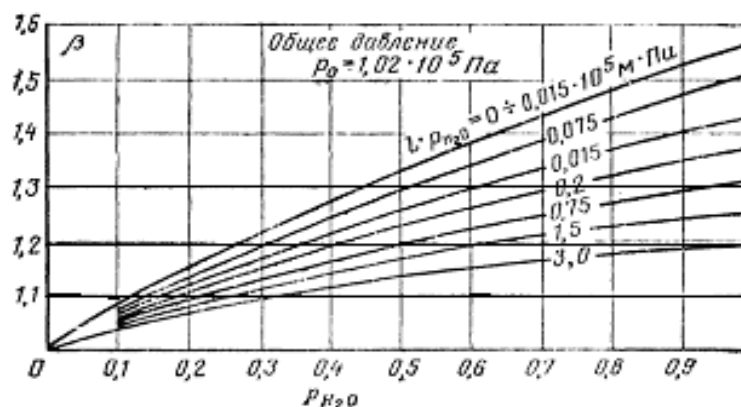


Рисунок П.3 – Поправочный коэффициент к степени черноты H_2O

ОБЯЗАТЕЛЬНОЕ ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ №1

Теплопроводность при переменном коэффициенте теплопроводности

Одна из поверхностей плоской стенки или внутренняя поверхность цилиндрической стенки диаметром $d_1 = 150 + 10 \cdot N$ (N – порядковый номер студента по академическому журналу группы) омывается горячим газом с температурой t_g , а вторая имеет заданную температуру t_{n+1} . Коэффициент теплоотдачи со стороны газа принять $\alpha = 20 + 2N$, где N – указано выше. Толщины слоев для плоской стенки (разности диаметров $d_{i+1} - d_i$ для цилиндрической стенки) взять из первой части табл. 1.1, а материал – из второй части этой же таблицы по строке, номер которой соответствует порядковому номеру студента в академическом журнале группы. В столбцах № 8,9 задана температура. В табл.1.2 приведена зависимость коэффициента теплопроводности от температуры для некоторых огнеупорных и теплоизоляционных материалов.

Тип стенки принять: группа 4 для нечетных номеров по списку – плоская стенка; для четных номеров – цилиндрическая (для группы 7 – наоборот).

Определить плотность теплового потока для плоской стенки или линейную плотность теплового потока для цилиндрической стенки для случая:

- а/ коэффициент теплопроводности не зависит от температуры;
- б/ коэффициент теплопроводности линейная функция температуры.

Для последнего слоя, построить распределение температуры по толщине для линейной и нелинейной задачи, приняв температуру на границах слоя по данным нелинейной задачи.

Таблица 1. 1 – Исходные данные для задания №1

№ вар.	Размеры, мм			Материал (табл.4.2)			t_g , °C	t_{n+1} , °C
	1	2	3	1	2	3		
1	200	100	200	1	6	12	1200	50
2	200	50	150	2	13	8	1300	40
3	100	200	200	3	8	11	1400	50
4	100	150	200	4	6	12	1400	50
5	200	50	200	3	7	6	1200	60

6	100	100	200	2	13	5	1400	55
7	150	50	200	1	8	10	1300	50
8	100	150	200	1	6	11	1300	45
9	200	100	150	2	7	12	1200	50
10	150	100	100	3	6	10	1300	55
11	200	200	150	4	7	8	1400	40
12	200	100	100	3	6	12	1300	50
13	150	100	50	2	7	11	1200	40
14	200	50	200	1	6	12	1400	60
15	150	100	50	2	8	10	1300	55

Таблица 1.2 – Зависимость λ от температуры для огнеупорных и изоляционных материалов

№	материал	$\lambda(t)$, Вт/(м·К)
1	шамот	$1,041 (1 + 1,452 \cdot 10^{-4} t)$
2	динас	$1,582 (1 + 2,429 \cdot 10^{-4} t)$
3	хромит	$1,280 (1 + 3,180 \cdot 10^{-4} t)$
4	форстерит	$3,510 (1 - 5,300 \cdot 10^{-5} t)$
5	диатомит – А	$0,105 (1 + 2,230 \cdot 10^{-3} t)$
6	пеношамот	$0,105 (1 + 1,380 \cdot 10^{-3} t)$
7	пенодинас	$0,465 (1 + 1,000 \cdot 10^{-3} t)$
8	шамот ультралегковес	$0,058 (1 + 3,000 \cdot 10^{-3} t)$
9	диатомит – Б	$0,159 (1 + 1,990 \cdot 10^{-3} t)$
10	минеральная вата	$0,093 (1 + 2,573 \cdot 10^{-3} t)$
11	пенодиатомит	$0,079 (1 + 4,040 \cdot 10^{-3} t)$
12	вермикулит	$0,081 (1 + 1,855 \cdot 10^{-3} t)$
13	кварцевая засыпка	$0,300 (1 + 2,500 \cdot 10^{-3} t)$

ПРИМЕЧАНИЕ При $N > 15$ номер варианта задания считать $N_b = N - 15$.

ОБЯЗАТЕЛЬНОЕ ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 2 РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ РЕБРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Выполняется согласно с методическими указаниями [4].

ОБЯЗАТЕЛЬНОЕ ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 3 ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ ПЛАСТИНЫ

Рассчитать и построить графики изменения по длине пластины толщины пограничного слоя и коэффициента теплоотдачи при течении воздуха и воды вдоль плоской пластины при условиях:

- а) температура поверхности постоянна;
- б) постоянна плотность теплового потока на поверхности.

В последнем случае пренебречь теплопроводностью вдоль пластины и построить график изменения температуры вдоль поверхности.

Критическое значение критерия Рейнольдса принять $Re_{кр1} = 3 \cdot 10^5$.

Таблица 3.1 – Исходные данные для задания №3

№ варианта	длина, м	скорость воздуха, м/с	скорость воды, м/с	т-ра среды, °C	на поверхности	
					т – ра, °C	поток, кВт/м ²
1	2	3	4	5	6	7
1	0,8	15	0,8	20	150	1 / 100
2	0,9	16	0,9	25	150	1.2/120
3	1,0	14	1,1	30	120	1.4/140
4	1,1	10	1,2	25	110	1,1/110
5	1,2	12	0,7	20	100	1,3/130
6	1,3	11	0,6	15	140	1,5/150
7	1,4	13	0,8	30	110	1,4/140
8	0,8	15	0,8	25	120	1,2/120
9	0,9	14	0,9	20	130	1,1/110
10	1,0	13	1,0	15	140	1/100
11	1,1	12	1,05	20	150	1,1/110
12	0,9	14	0,9	20	130	1,1/110
13	1,2	11	1,15	25	160	1,2/120
14	1,3	10	1,25	30	150	1,3/130
15	0,8	11	0,75	25	140	1,4/140
16	0,9	12	0,85	20	130	1,5/150
17	0,95	13	0,95	15	120	1,4/140
18	1,05	14	1,05	10	110	1,3/130
19	1,15	15	1,15	15	100	1,2/120
20	1,25	16	1,2	20	110	1,1/110
21	1,3	14	1,05	25	120	1/100
22	1,2	15	1,0	30	130	1,1/110
23	1,3	10	1,25	30	150	1,3/130
24	0,8	15	0,8	25	120	1,2/120
25	1,0	13	1,0	15	140	1/100

ПРИМЕЧАНИЯ

1. Плотность теплового потока числитель – для воздуха, знаменатель – для воды.
2. Для группы "7" принять скорость воздуха больше на 1 м/с, скорость воды меньше на 0,1 м/с.

ОБЯЗАТЕЛЬНОЕ ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 4

РАСЧЕТ ДЛИНЫ ТРУБКИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ МАСЛА

По стальной горизонтальной трубке диаметрами d_2 / d_1 течет трансформаторное масло со средней скоростью w . Температура масла на входе в трубку t_1 , на выходе – t_2 . Трубка находится в спокойной воде, температура которой t_b . Определить длину трубки, обеспечивающую заданное охлаждение масла.

Таблица 4.1 – Исходные данные для задания № 4

№ варианта	d_2 , мм	d_1 , мм	t_1 , °C	t_2 , °C	w , м/с	t_b , °C
1	22	21	65	60	0,5	10
2	36	34	75	70	0,6	12
3	40	38	80	76	0,7	12
4	32	30	70	66	0,8	15
5	28	27	80	75	1,0	10
6	25	24	77	72	0,2	11
7	45	41	65	60	1,5	15
8	32	30	62	58	1,8	13
9	40	36	68	62	2,0	10
10	34	30	80	76	1,2	18
11	50	46	63	58	0,7	16
12	30	28	45	41	0,5	15
13	34	32	50	46	1,7	12
14	25	24	58	52	2,0	15
15	42	38	68	64	0,9	18
16	45	41	83	78	1,0	10
17	34	32	68	63	1,2	12
18	25	24	63	57	0,4	10
19	50	46	78	69	0,6	15
20	45	41	55	50	1,5	10
21	22	21	55	50	0,6	17
22	34	32	60	55	1,9	18
23	26	23	55	50	1,7	16
24	28	26	40	35	0,6	15
25	42	38	73	68	1,3	10

ПРИМЕЧАНИЕ: Для группы «7» принять:

- 1) диаметры трубки больше на 2мм;
- 2) температуру масла на входе больше на 1°C;
- 3) скорость масла меньше на 0,1 м/с;
- 4) температуру воды больше на 2°C.

Навчальне видання

Методичні вказівки до “Обов'язкові задачі і домашні завдання з курсу «Тепло- та масообмін»” для студентів фаху 7.090510 “Теплоенергетика” та 7.000008 “Енергетичний менеджмент”

Російською мовою

Упорядник АКМЕН Роберт Генріхович

Відповідальний за випуск В. М. Кошельник

Роботу рекомендував до видання Ю. В. Шульгін

В авторській редакції.

План 2007 поз. 59

Підписано до друку _____ Формат 60×84 1/16 Папір офсетний. Друк – ризографія.
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,8 Облік.–вид. арк. 1,9. Тираж 100 прим. Зам.№ _____

Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000

Друкарня НТУ “ХПІ”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.