

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**ОБОВ'ЯЗКОВІ ЗАДАЧІ
І ДОМАШНІ ЗАВДАННЯ**
з курсу

ТЕПЛО- І МАСООБМІН

для студентів фахів 7.050601-01 «Теплоенергетика»
та 7.050601-02 «Енергетичний менеджмент»

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 3 від 21.12.07.

Харків НТУ «ХПІ» 2008

Обов'язкові задачі і домашні завдання з курсу «Тепло- і масообмін» для студентів фахів 7.050601-01 «Теплоенергетика» і 7.050601-02 «Енергетичний менеджмент» денної форми навчання / уклад. Р.Г. Акмен. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 29 с.

Укладач Р.Г. Акмен

Рецензент О.О. Шевелев

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

1. СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ТІЛ ПРОСТИХ ФОРМ

Основною задачею розрахунку стаціонарної теплопровідності є визначення кількості теплоти (теплого потоку), що передається, та розрахунок розподілу температури в тілі. Для плоскої пластини щільність теплого потоку в процесі теплопровідності при постійних теплофізичних характеристиках тіла визначається як

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

де δ / λ – термічний опір теплопровідності пластини. Для пластини, що складається з n слоїв з різними коефіцієнтами теплопровідності, щільність теплого потоку визначається як

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

Для циліндричної поверхні, обмеженої діаметрами d_2/d_1 , погонна щільність теплого потоку при граничних умовах 1-го роду

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

а для стінки з n слоїв з різними коефіцієнтами теплопровідності

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

У процесі теплопередачі через плоску або циліндричну стінки (при граничних умовах 3-го роду) щільність теплого потоку визначається як

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

для плоскої стінки, де $1/\alpha$ – термічний опір тепловіддачі плоскої стінки, і погонна щільність для циліндричної стінки як

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

де $1/(\alpha\pi d)$ – термічний опір тепловіддачі циліндричної поверхні.

Якщо коефіцієнт теплопровідності матеріалу лінійно залежить від температури у вигляді $\lambda = \lambda_0 (1 + \beta t)$, то щільність теплого потоку визначається за тими ж співвідношенням, але при середньому коефіцієнті теплопровідності $\bar{\lambda}_i = \lambda_0 [1 + \beta(t_i + t_{i+1})/2]$. В цьому випадку розподіл температури по тілу визначається з співвідношення

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

де $F(\zeta)$ – функція координати. Для пластини $F(\zeta) = x/\delta$, для циліндра $F(\zeta) = \ln(r/R_1)/\ln(R_2/R_1)$, при цьому $R_1 \leq r \leq R_2$.

Задачі

1. Порівняти щільності теплового потоку крізь плоску стінку завтовшки 400 мм, що виконана: з червоної цегли ($\lambda_{ц}=0,7$ Вт/(м·К)), шлакоблоку ($\lambda_{ш} = 1,2$ Вт/(м·К)) або бетону ($\lambda_{б} = 2,2$ Вт/(м·К)) при температурах на границях $t_1= 400$ °С і $t_2 = 20$ °С. Як зміниться потік, якщо $\lambda_{ц} = 0,7(1+3\cdot 10^{-4}t)$, $\lambda_{ш}=1,2(1-3,8\cdot 10^{-4}t)$, $\lambda_{б} = 2,2(1+3,5\cdot 10^{-4}t)$.

2. Визначити витрати теплоти з 1 м^2 плоскої стінки дому, що виконана з шару бетону ($\lambda_{б} = 2,2$ Вт/(м·К)) завтовшки 250 мм і шару штукатурки ($\lambda_{шт}=0,4$ Вт/(м·К)) завтовшки 20 мм, якщо зсередини температура $t_{p1} = 20$ °С і коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_1 = 10$ Вт/(м²·К), а зовні температура $t_{p2} = -20$ °С і коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_2 = 15$ Вт/(м²·К).

3. Порівняти втрати теплоти з 1 м^2 стінки дому, отримані в попередній задачі, з втратами теплоти стінкою, що складається з шару червоної цегли ($\lambda_{к} = 0,7$ Вт/(м·К)), завтовшки 400 мм, шару дерева ($\lambda_{д} = 0,4$ Вт/(м·К)) завтовшки 150 мм і штукатурки ($\lambda_{шт} = 0,4$ Вт/(м·К)) завтовшки 40 мм при тих же температурах та інтенсивності теплообміну.

4. Трубопровід із зовнішнім діаметром 150 мм ізолюваний двома шарами ізоляції завтовшки кожен по 50 мм. Перший шар виконаний з шлаковати ($\lambda_{ш} = 0,08$ Вт/(м·К)), другий – з азбоцементу ($\lambda_{ац} = 0,25$ Вт/(м·К)). Визначити втрати теплоти з погонного метра трубопроводу, якщо температура трубопроводу $t_1=200$ °С, температура навколишнього повітря $t_{п} = 20$ °С, коефіцієнт тепловіддачі з поверхні ізоляції $\alpha = 10$ Вт/(м²·К). Як зміняться втрати теплоти, якщо шари ізоляції поміняти місцями, а інші величини залишити без змінення? Яка при цьому температура зовнішньої поверхні ізоляції?

5. По мідному дроту діаметром 5 мм тече струм 60 А. Визначити температуру дроту, якщо він знаходиться в повітрі $t_{п} = 20$ °С, а коефіцієнт тепловіддачі з поверхні дроту $\alpha = 10$ Вт/(м²·К). Питомий електричний опір міді $\rho = 0,05$ Ом·мм²/м. Як зміниться температура дроту, якщо його ізолювати шаром азбесту ($\lambda = 0,12$ Вт/(м·К)) завтовшки 10 мм, а інші величини залишити без змінення?

6. Визначити товщину ізоляції ($\lambda_{із} = 0,2$ Вт/(м·К)) трубопроводу діаметром 100 мм, з температурою поверхні $t_1 = 200$ °С, якщо при температурі навколишнього повітря $t_{п} = 20$ °С і коефіцієнті тепловіддачі з поверхні ізоляції $\alpha = 8$ Вт/(м²·К), теплові втрати не повинні перевищувати 150 Вт/м.

7. Обмурівка топкової камери виконана з шару шамоту $\lambda_{ш}=1,04 (1 + +1,452\cdot 10^{-4}\cdot t)$ Вт/(м·К) товщиною 240 мм, піношамоту $\lambda_{пш} = 0,105 (1 + 1,38\cdot 10^{-3}\cdot t)$ Вт/(м·К) товщиною 250 мм і шару мінеральної вати $\lambda_{в} = 0,093 (1 + 2,573\cdot 10^{-3}\cdot t)$ Вт/(м·К) товщиною 80 мм. З боку шамоту стінку обігрівають топкові гази $t_{г} = 1300$ °С, коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_{г} = 20$ Вт/(м²·К). Визначити втрати теплоти с 1 м^2 обмурівки, якщо с другого боку вона контактує з повітрям $t_{п} = 40$ °С, а коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря $\alpha_{п} = 8$ Вт/(м²·К). Знайти температуру поверхні шамоту і мінеральної вати.

1.1. Перенесення теплоти в стрижнях і ребрах

Перенесення теплоти в стрижнях (ребрах) визначається спільною дією теплопровідності з осі стрижня (ребра) і тепловіддачі із зовнішньої поверхні стрижня (ребра), що враховується характеристикою стрижня (ребра), яка для стрижня (ребра) постійного перерізу рівна $m = \sqrt{\alpha u / (\lambda f)}$, де u – периметр ребра (стрижня); f – площа поперечного перерізу. Для ребра при $L \gg \delta$ (довжина суттєво більше напівтовщини) $m = \sqrt{\alpha / (\lambda \delta)}$.

Розподіл температури і тепловий потік, що передається від стрижня (ребра) в середовище, залежать від умов на торцях стрижня. На одному торці стрижня (ребра) зазвичай відома температура (або перевищення температури ϑ_0). Тоді для стрижня нескінченної довжини

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

Для стрижня (ребра) кінцевої довжини без теплообміну на вільному торці

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

Для стрижня (ребра) кінцевої довжини з теплообміном на торці

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

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

де $N = \alpha_1 / (\lambda m)$, а α_1 – коефіцієнт тепловіддачі на торці стрижня (ребра).

Для стрижня з різними температурами на торцях ϑ_1 и ϑ_2

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

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

Тепловий потік при теплопередачі через поверхню, обребрену з боку теплоносія з меншою інтенсивністю тепловіддачі

$$Q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{1/\alpha_1 + 1/(\alpha_2 \phi \eta)} F_1, \quad (1.16)$$

де F_1 – необребрена поверхня, $\phi = F_2/F_1$ – коефіцієнт обребрення, $\eta = (\bar{t} - t_{p2}) / (t_0 - t_{p2})$ – ефективність ребра. Для прямого ребра постійного поперечного перерізу ефективність може бути знайдена з (1.11) або з (1.13)

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

Тепловий потік з погонного метра прямого ребра постійного перерізу з (1.11)

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

а оптимальні розміри ребра тієї ж маси

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

Для прямого ребра трикутного профілю ефективність визначається як

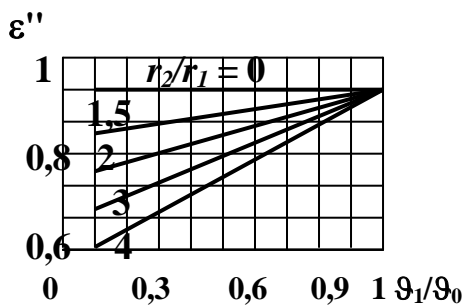
$$\eta = \frac{I_1(2mh)}{mh I_0(2mh)}, \quad (1.20)$$

а тепловий потік з погонного метра цього ребра

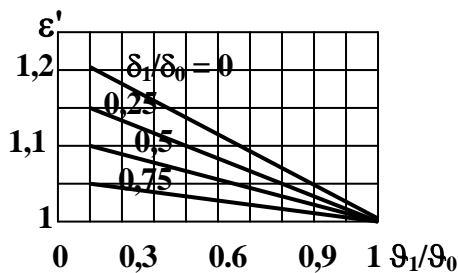
$$q_l = 2 \vartheta_0 \sqrt{\alpha \lambda \delta} \frac{I_1(2mh)}{I_0(2mh)}. \quad (1.21)$$

Оптимальні розміри трикутного ребра тієї ж маси

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



а)



б)

Рисунок 1.1 – Поправочні коефіцієнти для розрахунку ребер

Для ребер довільного профілю ефективність можна визначити за допомогою номограм, наведених нижче, виходячи з виразу для ефективності прямого ребра постійного перерізу (1.17) і поправочних коефіцієнтів (рис.1.1): ε'' – поправка на вплив циліндричності несучої поверхні та ε' – поправка на змінність профілю. Ці поправки визначаються залежно від відношення перевищення температури вільного торця ребра ϑ_1 , знайденої по (1.10), до перевищення температури основи ребра ϑ_0 .

Ефективність ребра довільного профілю визначається як

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

Припустимо, наприклад, що ефективність прямого ребра постійного

профілю $\eta_{\text{п.р.}} = 0,8$, відношення перевищення температур $\vartheta_1/\vartheta_0 = 0,7$, відношення зовнішнього радіуса ребра до радіуса несучої поверхні $r_2/r_1 = 2$, відношення напівтовщини ребра у вершини і у основи $\delta_1/\delta_0 = 0,5$. По рис. 1.1 а) $\varepsilon'' = 0,92$; б) $\varepsilon' = 1,05$. Ефективність циліндричного ребра трапецеїдальної форми при заданих умовах $\eta = 0,8 \cdot 0,92 \cdot 1,05 = 0,773$.

Задачі

8. Для вимірювання температури потоку газу використається термопара в сталевій ($\lambda = 45$ Вт/(м·К)) гільзі $d = 20$ мм довжиною $h = 150$ мм з товщиною стінки $\delta = 2,5$ мм. Термопара показує температуру вільного торця гільзи $t_T = 200$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки гільзи $\alpha = 35$ Вт/(м²·К). Температура трубопроводу (у основі гільзи) $t_0 = 120$ °С. Визначити температуру газу. Що треба зробити для зменшення похибки вимірювання?

Рішення. Гільза термопари являє собою стрижень кінцевої довжини з теплообміном на торці, характеристика якого ($u = \pi d$ і $f = \pi d \delta$) дорівнює $m = \sqrt{\alpha/(\lambda \delta)} = \sqrt{35/(45 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3})} = 17,64 \text{ м}^{-1}$.

Враховуючи, що інтенсивність теплообміну торця та бічної поверхні однакова, знайдемо $N = \alpha/(\lambda m) = 35/(45 \cdot 17,64) = 0,044$.

Позначивши $\vartheta_T = t_r - t_t$, та використовуючи (1.12), отримаємо

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

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

Вирішивши отримане рівняння відносно температури газу, отримаємо $t_r = 216 \text{ }^\circ\text{C}$. Похибка вимірювання становить $16 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для зменшення помилки виміру слід: зменшити товщину стінки гільзи до 1,5 мм; використовувати матеріал з меншим коефіцієнтом теплопровідності (сталь з $\lambda = 19 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$); якщо є можливість – подовжити гільзу до 250 мм. За новими даними знайти показання термопари при набутому значенні температури газу.

9. Відрізок сталеві труби ($\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) діаметром 40 мм з товщиною стінки 2,5 мм обтікається повітрям $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі від труби до повітря $\alpha = 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Визначити тепловий потік, що передається від труби в повітря, якщо її довжина 250 мм, а температура торців труби однакова $t_0 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

10. Визначити тепловий потік, що передається від повітря $t_{\text{п}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ до сталевого стрижня ($\lambda = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) діаметром 20 мм, довжиною 150 мм, якщо коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стержня $\alpha = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температура вільного торця стержня $t_r = 160 \text{ }^\circ\text{C}$.

11. Знайти тепловий потік, що передається з погонного метра прямого ребра постійного перетину, якщо розміри ребра: $h = 50 \text{ мм}$, $2\delta = 5 \text{ мм}$; $\alpha = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\lambda = 40 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; температура у основі ребра $t_0 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, температура навколишнього повітря $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Оцінити вплив тепловіддачі с торця ребра.

12. Пряме ребро трикутного профілю заввишки 80 мм, товщиною у основі 6 мм, довжиною 600 мм виготовлено з сталі $\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Знайти тепловий потік, що передається ребром, якщо температура вершини ребра $t_{\text{в}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, температура навколишнього повітря $20 \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від ребра до повітря $\alpha = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Який тепловий потік передає в повітря пряме ребро постійного перерізу, що має ту ж масу, при тих же умовах?

13. Трубопровід з діаметрами 110/100 мм оребрений по зовнішньому діаметру кільцевими ребрами діаметром 210 мм трапецеїдального перетину $\delta_2/\delta_1=2/4 \text{ мм}$. Шаг ребер 25 мм. Знайти потік теплоти з погонного метра труби, якщо в трубі тече вода $t_{\text{в}}= 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\alpha_1 = 1500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), а зовні труба знаходиться в повітрі $t_{\text{п}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\alpha_2=25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$). Термічним опором стінки труби нехтувати. Теплопровідність матеріалу ребра $\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коментар до рішення. Використайте (1.16), при $F_1 = \pi d_1$, і коефіцієнті оребрення $\varphi = [(D^2 - d_2^2)/2 + d_2(s - 2\delta_1) + 2D\delta_2]/(d_1s)$, де D , d_2 , d_1 – відповідно зовнішній діаметр ребер, зовнішній і внутрішній діаметри труби; s – шаг ребер. Тепловий потік знаходиться по (1.16), якщо визначена ефективність ребра η , яку слід знайти за допомогою номограм, які наведені вище, та співвідношення (1.22).

14. Визначити тепловий потік з погонного метра прямого ребра постійного перерізу заввишки 10 мм, товщиною 1 мм, що виконано з латуні ($\lambda=65$ Вт/(м·К)), якщо температура у основі ребра $t_0 = 80$ °С, температура навколишнього середовища $t_c = 20$ °С, а коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 40$ Вт/(м² ·К). Знайти оптимальні розміри ребра та тепловий потік, що передається ребром оптимальних розмірів. Теплообміном з торця ребра нехтувати.

15. Вирішити ту ж задачу для трикутного ребра тих же розмірів і умов.

2. КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН В ОДНОФАЗНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

2.1. Теплообмін при зовнішньому обтіканні тіл

При зовнішньому обтіканні плоскої поверхні потоком рідини без спеціальної турбулізації потоку, що набігає, можна вважати, що ламінарна течія в пограничному шарі зберігається до $Re_{p,x} = (1\div 5) \cdot 10^5$. Локальну інтенсивність теплообміну при ламінарній течії у плоскій поверхні можна визначити з рівняння

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

де ε – поправка на розподіл температури вздовж поверхні, ε_t – поправка на неізотермічність пограничного шару. Для крапельної рідини $\varepsilon_t = (Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$, для газів при нагріванні $\varepsilon_t = (T_r/T_{ст})^{0,2}$, при охолодженні $\varepsilon_t = 1$. Змінення товщини пограничного шару по довжині поверхні визначається як

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

Середні по довжині поверхні коефіцієнти тепловіддачі можна визначити так: при $t_c = \text{const}$ $\bar{\alpha} = 2 \alpha_h$; при $q = \text{const}$ $\bar{\alpha} = 1,5 \alpha_h$, де α_h – коефіцієнт тепловіддачі на кінці поверхні.

При турбулентній течії в пограничному шарі локальний коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням

$$Nu_{p,x} = 0,0296 Re_{p,x}^{0,8} Pr_p^{0,43} \varepsilon_t, \quad (2.3)$$

де ε_t – поправка на неізотермічність, що визначена вище. Середній по довжині коефіцієнт тепловіддачі за умови, що турбулентна течія в пограничному шарі розвинута з початку поверхні, знаходиться як $\bar{\alpha} = 1,25 \alpha_h$.

Товщина турбулентного пограничного шару і ламінарного підшару:

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

При поперечному обтіканні одиничного циліндра середній по периметру коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням

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

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти рівняння (2.5)

Коеф.	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 газів $\varepsilon_t = (T_r / T_{ст})^{m/4}$, для крапельної рідини $\varepsilon_t = (\mu_p / \mu_{ст})^k$, де, в свою чергу, $k = 0,25$ для нагрівання і $k = 0,2$ – для охолодження рідини. Постійні C, m, n визначаються залежно від критерію Рейнольдса з табл. 2.1.

Для коридорного пучка труб інтенсивність теплообміну 1-го, 2-го рядів нижче, ніж третього і останніх: $\alpha_1 = 0,6 \alpha_3$, $\alpha_2 = 0,9 \alpha_3$, що пояснюється додатковою турбулізацією потоку по пучку. Для шахового: $\alpha_1 = 0,6 \alpha_3$, $\alpha_2 = 0,7 \alpha_3$. Середній по пучку коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням

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

де постійні C, n та коефіцієнти ε_s і ε_m знаходяться з табл.2.2, а швидкість потоку визначається в самому вузькому перерізі пучка труб, m – число рядів труб за ходом теплоносія. Поправка на неізотермічність для крапельної рідини $\varepsilon_t = (\text{Pr}_p / \text{Pr}_{ст})^{0,25}$, для газового середовища $\varepsilon_t = 1$.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти рівняння (2.6).

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

Задачі

1. По стрічці з ніхрому перерізом 20 x 1 мм і довжиною 0,8 м тече струм 85 А. Стрічка обдувається потоком повітря $t_{п} = 20$ °С, швидкість повітря 10 м/с. Знайти максимальну температуру стрічки, якщо питомий електричний опір ніхрому $\rho = 0,4$ Ом·мм²/м. Теплопровідністю вздовж стрічки нехтувати.

2. Вирішити попередню задачу при умові, що вздовж стрічки тече вода с тією ж температурою та швидкістю 0,5 м/с.

3. Знайти тепловий потік, що передається з прямого ребра постійного перерізу, якщо розміри ребра: довжина $L = 0,6$ м, $h = 50$ мм, $2\delta = 5$ мм; $\lambda = 40$ Вт/(м·К); температура у основі $t_0 = 120$ °С, температура повітря, що тече вздовж ребра зі швидкістю 4 м/с, $t_{п} = 20$ °С.

4. Відрізок сталеві труби ($\lambda = 40$ Вт/(м·К)) діаметром 40 мм з товщиною стінки 2,5 мм обтікається поперечним потоком повітря $t_{п} = 20$ °С з швидкістю 10 м/с. Визначити тепловий потік, що передається від труби в повітря, якщо її довжина 250 мм, а температура обох торців труби однакова і рівна $t_0 = 150$ °С.

5. Сталевий стрижень ($\lambda = 35$ Вт/(м·К)) діаметром 15 мм, довжиною 150 мм обтікається поперечним потоком трансформаторного масла $t_{м} = 80$ °С зі

швидкістю 0,2 м/с. Знайти тепловий потік від масла до стрижня, якщо температура у основі стрижня $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Вважати, що інтенсивність теплообміну торця і бічної поверхні однакова.

Коментар до задачі. Поправку на неізотермічність у рівнянні (2.6) внести за значенням середньої температури стрижня.

6. Відрізок сталеві труби ($\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$) діаметром 35 мм з товщиною стінки 2,5 мм обтікається повітрям $t_{\text{п}} = 20^\circ\text{C}$ зі швидкістю 8 м/с. Визначити тепловий потік, що передається від труби в повітря, якщо її довжина 250 мм, температура одного торця труби $t_1 = 150^\circ\text{C}$, а другого – $t_2 = 200^\circ\text{C}$.

7. Визначити тепловий потік, що передається коридорним пучком труб діаметрами 55/45 мм, довжиною 1,2 м, шаг по фронту і в глибину пучка 115 мм. По фронту пучка розташовано 10 труб, в глибину пучка – 15 труб. У середині труб тече вода $t_{\text{вод}} = 20^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні труб $\alpha_1 = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Зовні трубний пучок омивається гарячим повітрям $t_{\text{п}} = 150^\circ\text{C}$, швидкість потоку повітря перед пучком труб 10 м/с.

2.2. Теплообмін при течії в трубах і каналах

Характер течії рідини в трубах і каналах залежить від співвідношення сил інерції потоку и сил тертя. При $Re < 2300$ характер течії є ламінарним, при $Re > 10^4$ – турбулентною. При $2300 < Re < 10^4$ характер течії рідини називають перехідним, і на розподіл швидкості по перерізу потоку впливає багато факторів, які досить тяжко враховувати.

Ламінарна течія достатньо добре вивчене тільки в циліндричних трубах. На теплообмін при ламінарній течії рідини в трубах чинять вплив вторинні течії, що викликані різницею температур рідини та стінки. Залежно від інтенсивності цих течій розрізняють **в'язкісний** режим теплообміну, коли впливом вторинних течій на теплообмін можна нехтувати, и **в'язкісно-гравітаційний** режим теплообміну, коли вторинні течії суттєво впливають на інтенсивність теплообміну. Умовною границею цих двох режимів теплообміну вважають $Ra_{m,d} = 8 \cdot 10^5$.

Середнє значення коефіцієнта теплообміну при **в'язкісному** режимі для достатньо довгих труб визначається з рівняння

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

де поправка на довжину ділянки гідродинамічної стабілізації потоку ε_l визначається з рівняння

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

Якщо $L/(Re_m d) > 0,1$, то $\varepsilon_l = 1$. Слід відмітити, що цей режим теплообміну вивчено тільки при течії крапельної рідини в круглій трубі.

При в'язкісно-гравітаційному режимі теплообміну середній за довжиною трубки коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням Михєєва (для крапельної рідини)

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

де поправка ε_l залежить від L/d , а при $L/d > 40$ $\varepsilon_l = 1$.

При турбулентній течії рідини середній за довжиною каналу коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням Михеєва

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

де ε_t – поправка на неізотермічність пограничного шару для крапельної рідини приймається, як і при зовнішньому обтіканні тіл; для газів $\varepsilon_t = (T_r / T_{ст})^{0,5}$ при охолодженні газу і $\varepsilon_t = 1$ при нагріванні. Поправка на довжину початкової ділянки гідродинамічної стабілізації потоку $\varepsilon_l = f(Re, L/d)$ і знаходиться із табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Поправка ε_l при турбулентній течії.

Re·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

За даними Б.С. Петухова та В.В. Кирилова при $Re > 10^5$ більш точні значення коефіцієнта тепловіддачі для крапельної рідини ($Pr > 1$) можна отримати за рівнянням

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

де $n = 0,11$ при нагріванні та $n = 0,25$ – при охолодженні рідини; коефіцієнт тертя c_f слід визначати по рівнянню Филоненко

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

Для розрахунку теплообміну при турбулентній течії в каналі довільної конфігурації необхідно використовувати **еквівалентний** (гідравлічний) діаметр

$$d_{екв} = 4F/U, \quad (2.14)$$

де F – переріз каналу; U – «змочений» периметр (периметр теплообміну).

Задачі

1. Вода зі швидкістю 0,1 м/с тече по трубці діаметром 4 мм і довжиною 600 мм. Температура стінки трубки 60 °С. Визначити температуру води на виході з трубки, якщо на вході температура води 10 °С.

Рішення. Прийемо в якості визначальної відому температуру води на вході. Тоді критерій Рейнольдса $Re = wd/\nu = 0,1 \cdot 0,004 / (1,306 \cdot 10^{-6}) = 306$, що менше 2300 і характер течії ламінарний. Середня температура пограничного шару $t_m = (t_b + t_{ст}) / 2 = (10 + 60) / 2 = 35$ °С. Для визначення режиму теплообміну знайдемо критерій Релея:

$Ra_{m,d} = \beta g \vartheta_0 d^3 Pr / \nu^2 = 2,51 \cdot 10^{-4} \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 0,004^3 \cdot 4,86 / (0,712 \cdot 10^{-6})^2 = 7,55 \cdot 10^4$, що менше ніж $8 \cdot 10^5$. Режим теплообміну – в'язкісний.

Використаємо (2.8), при

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

Знайдемо поправку в (2.8) на вплив ділянки стабілізації потоку, для чого визначимо:

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

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

Середній коефіцієнт тепловіддачі

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

З теплового балансу

$\alpha (t_{ст} - \bar{t}_B) \pi d L = G_B c_{pB} (t_{B2} - t_{B1})$, де $\bar{t}_B = (t_{B1} + t_{B2})/2$, знаходимо шукану температуру води на виході. Витрата води визначається з рівняння безперервності

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

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

Середня температура води в трубці $\bar{t}_B = (42,6 + 10)/2 = 26,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

У зв'язку з тим, що отримана середня температура води приймається як визначальна, а вона суттєво відрізняється від початкової температури, необхідно провести перерахунок задачі по визначальній температурі $26,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2. По трубці діаметром 30 мм, довжиною 2 м тече трансформаторне масло зі швидкістю 0,2 м/с. Температура масла на вході в трубку $80 \text{ } ^\circ\text{C}$. Визначити температуру масла на виході з трубки, якщо температура стінки трубки постійна по довжині і дорівнює $20 \text{ } ^\circ\text{C}$.

3. По трубці діаметром 65/60 мм тече повітря з середньою температурою $150 \text{ } ^\circ\text{C}$, швидкість повітря 15 м/с. Визначити необхідну товщину ізоляції ($\lambda_{із.} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), щоб теплові витрати не перевищували 100 Вт/м при температурі поверхні ізоляції $40 \text{ } ^\circ\text{C}$.

4. По каналу перерізом $2 \times 1 \text{ м}$ течуть продукти згорання палива при температурі $250 \text{ } ^\circ\text{C}$ зі швидкістю 10 м/с. Визначити теплові витрати з погонного метра каналу, якщо температура його внутрішньої поверхні $120 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2.3 Теплообмін при природній конвекції

Найбільш поширена в практиці природна конвекція, що викликається різницею густини гарячої та холодної рідини в гравітаційному полі. При природній конвекції в необмеженому об'ємі для області $10^3 \leq Ra \leq 10^9$ середні коефіцієнти тепловіддачі можна визначити за рівнянням

$$Nu_p = C Ra_p^{0,25} \varepsilon_t, \quad (2.15)$$

де v як визначальний розмір прийнято: для вертикальної пластини – її висота h , для горизонтального циліндра – його діаметр d . Визначальна температура – температура рідини віддалено від поверхні. Коефіцієнт у рівнянні приймається: для пластини – $C = 0,74$; для горизонтального циліндра – $C = 0,5$. Поправка на

неізотермічність пограничного шару ε_t приймається такою ж, як і при турбулентній течії рідини в трубах і каналах.

Для вертикальних пластин при $Ra > 6 \cdot 10^{10}$ має місце турбулентна течія в пограничному шарі, і середній коефіцієнт тепловіддачі співпадає з локальним, котрий знаходиться за рівнянням

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

В області $10^{-3} < Ra < 10^3$ середні коефіцієнти тепловіддачі визначаються з рівняння

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

де як визначальний розмір прийнято: для вертикальної пластини – її висота h , для горизонтального циліндра – діаметр d . Визначальна температура – середня температура пограничного шару рідини.

Задачі

1. По мідному дроту ($\rho = 0,05 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$) діаметром 8 мм тече струм 90 А. Визначити температуру дроту, якщо він знаходиться в спокійному повітрі $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Як зміниться температура дроту, якщо його покрити ізоляцією з $\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ товщиною 10 мм. Рахувати, що коефіцієнт тепловіддачі залишиться без зміни. Який в дійсності буде коефіцієнт тепловіддачі?

2. Вертикальна стінка висотою 0,5 м має температуру $120 \text{ }^\circ\text{C}$ і вкрита шаром ізоляції $\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ товщиною 200 мм. Визначити середні витрати теплоти з одиниці поверхні стінки, якщо вона знаходиться в спокійному повітрі при $t_{\text{п}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. По горизонтальній трубці з діаметрами 75/70 мм тече вода при середній температурі $t_{\text{в}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, зі швидкістю 0,4 м/с. Зовні труба ізольована азбоцементом $\lambda_{\text{із}} = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, товщина ізоляції 200 мм. Знайти витрати теплоти с погонного метра труби, якщо вона знаходиться в спокійному повітрі $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Термічним опором стінки труби зневажати.

4. Сталевий стрижень $\lambda = 30 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ діаметром 20 мм довжиною 120 мм має температуру у основі $120 \text{ }^\circ\text{C}$ і розташований горизонтально в спокійному повітрі $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Знайти середній тепловий потік, що передається стрижнем в повітря.

5. Вирішити попередню задачу за умови, що стрижень розташований вертикально, а основа стрижня знаходиться внизу.

6. У горизонтальній трубці діаметрами 65/60 мм тече повітря з середньою температурою $150 \text{ }^\circ\text{C}$, швидкість повітря 15 м/с. Визначити необхідну товщину ізоляції ($\lambda_{\text{із}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), щоб теплові витрати не перевищували $100 \text{ Вт}/\text{м}$ при температурі поверхні ізоляції $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Яка при цьому температура навколишнього спокійного повітря?

3. ТЕПЛОБМІН ВИПРОМІНЮВАННЯМ

3.1. Закони випромінювання чорного тіла

Залежність спектральної інтенсивності випромінювання чорного тіла від довжини хвилі та температури визначається законом Планка:

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

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

Частковий випадок закону Планка, закон Релея – Джинса, визначає $J_{0\lambda}$ при високих температурах і великих довжинах хвилі, коли $C_2 \ll \lambda T$:

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

А закон Вина при $C_2 \gg \lambda T$, коли $J_{0\lambda} = C_1 / (\lambda^5 e^{C_2/\lambda T})$. При цьому довжина хвилі максимуму спектральної інтенсивності випромінювання

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

Щільність власного випромінювання чорного тіла визначає закон Стефана–Больцмана, за яким

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

де $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна випромінювання чорного тіла. Інтегральним ступенем чорноти тіла зветься відношення променистій здібності тіла до променистій здібності чорного тіла при однаковій температурі, звідки:

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

Ефективним променистим потоком зветься сума власного та віддзеркалюваного випромінювання

$$E_{\text{еф}} = E + E_{\text{вдз}} \quad (3.6)$$

Результуючим променистим потоком зветься різниця між падаючим та ефективним променистими потоками. Якщо результуючий потік направлено від тіла, він вважається позитивним.

У системі двох нескінчених паралельних пластин результуючий променистий потік визначається як

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

де A_1, A_2 – поглинальні здібності пластин відповідно.

Задачі

1. На тіло, що має температуру 127°C і поглинальну здібність $A = 0,7$, падає променистий потік щільністю $2000 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Визначити останні променисті потоки.

2. Вважаючи поверхню Сонця чорною з температурою 5770 К , визначити довжину хвилі максимуму спектральної інтенсивності випромінювання та щільність інтегрального променистого потоку, що падає на Землю (відстань Землі від Сонця прийняти $150 \cdot 10^6 \text{ км}$, радіус Сонця – $6,96 \cdot 10^5 \text{ км}$, діаметр Землі – 12730 км).

3. Поверхня сталеві болванки має температуру 727°C , ступень чорноти $\varepsilon = 0,7$. Визначити щільність власного випромінювання, довжину хвилі максимуму

спектральної інтенсивності випромінювання, якщо поверхня болванки можна вважати сірою.

4. Обмурівка топкової камери парового котла виконана з шамоту, а зовнішня обшивка – зі сталевого листа. Відстань між обмурівкою и обшивкою мала. Знайти витрати теплоти випромінюванням з одиниці поверхні обмурівки, якщо її температура 120 °С, ступень чорноти 0,8, а температура обшивки 50 °С, ступень її чорноти 0,6.

5. Знайти всі променисті потоки для обмурівки та обшивки за умови попередньої задачі.

Примітка до задач 4 і 5. Поверхні обмурівки і обшивки можна вважати нескінченними плоскими пластинами.

6. У системі двох нескінченних паралельних пластин одна має температуру 127 °С і поглинальну здібність $A_1 = 0,8$. Друга має поглинальну здібність $A_2 = 0,6$. Визначити температуру другої пластини, якщо щільність ефективного потоку першої пластини 1700 Вт/м².

7. У системі двох нескінченних паралельних пластин з поглинальними здібностями $A_1 = 0,6$, $A_2 = 0,8$ відомі щільності ефективних потоків $E_{\text{эф.1}} = 1800$, $E_{\text{эф.2}} = 900$ Вт/м². Визначити температури пластин і щільність результуючого випромінювання.

8. У системі двох нескінченних паралельних пластин з поглинальними здібностями $A_1 = 0,7$, $A_2 = 0,6$ відомі щільність результуючого випромінювання 600 Вт/м² та ефективного потоку з першої пластини 1400 Вт/м². Визначити температури пластин та всі останні променисті потоки.

Якщо між нескінченними паралельними пластинами встановлено n екранів з різними поглинальними здібностями щільність результуючого випромінювання

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

9. Вирішити задачу 4 за умови, що між обмурівкою та обшивкою встановлено 2 екрана з алюмінієвої фольги з поглинальною здібністю $A_{\text{ек.1}} = A_{\text{ек.2}} = 0,2$. Визначити температури екранів. Яка повинна бути ступінь чорноти одного екрана, щоб щільність результуючого випромінювання була така ж, як у випадку двох екранів?

3.2. Променистий теплообмін тіл, що довільно розташовані у просторі

Середнім кутовим коефіцієнтом опромінювання зветься частка інтегрального променистого потоку тіла, яка падає на друге тіло.

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

У плоскій замкненій системі з 3 тіл середній кутовий коефіцієнт опромінювання визначається як

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

де F_i – поверхні тіл, що складають систему.

У такій же системі з 4 тіл середній кутовий коефіцієнт опромінювання для протилежних тіл визначається як

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

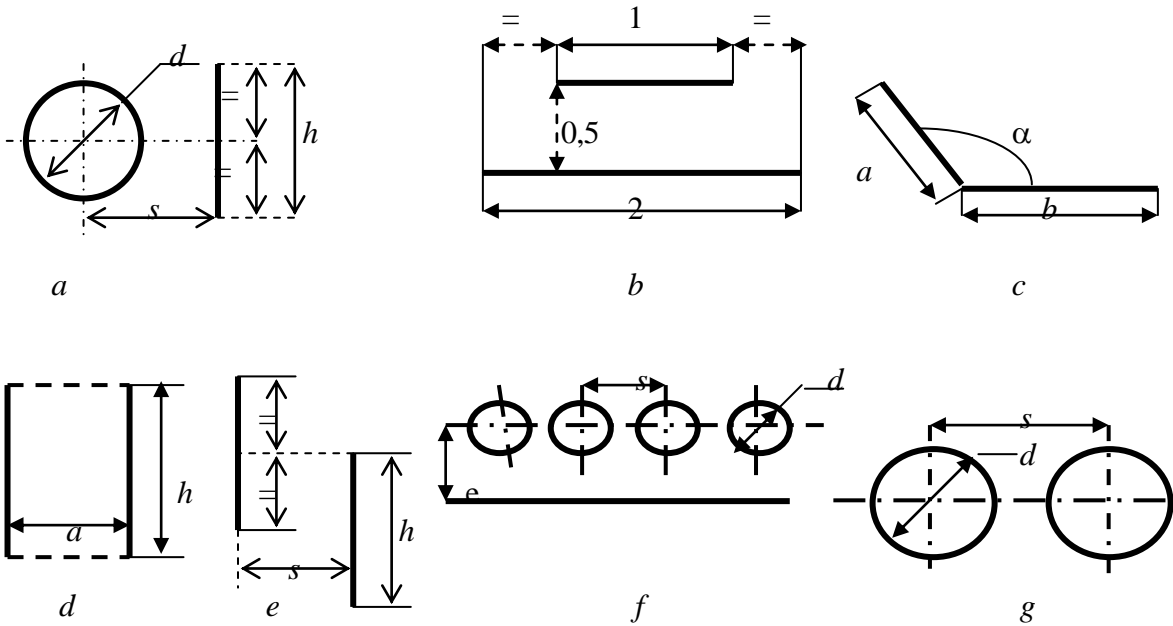
де F_5, F_6 – умовні діагональні поверхні.

Результуючий тепловий потік двох сірих тіл, що довільно розташовані у просторі, дорівнює:

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

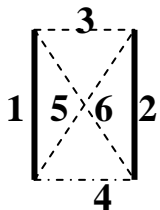
Задачі

10. Знайти середні кутові коефіцієнти опромінювання в наведених системах тіл.



Коментар до задачі. Розглянемо, наприклад, схему d . Замкнемо систему умовними поверхнями 3 і 4. Проведемо діагональні умовні поверхні 5 і 6. Отримуємо, що поверхні складають: $F_1 = F_2 = h$; $F_3 = F_4 = a$; замикаючі діагоналі

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



Використавши (3.11), отримуємо шуканий коефіцієнт опромінювання.

Для схеми f слід розглянути систему з ряду труб та дотичної до них площини. Враховуючи, що задана площина та дотична є дві нескінченні паралельні площини, кутовий коефіцієнт опромінювання для цих площин $\bar{\varphi} = 1$.

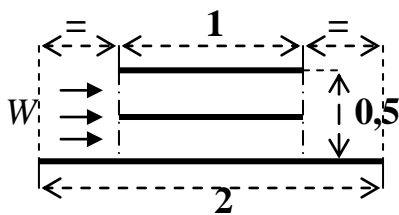
11. Дві плоскі паралельні шини висотою кожна 150 мм розташовані на відстані 60 мм одна від одної по схемі d . Температура однієї шини 77 °С. Вважаючи, що поглинальні здібності шин однакові $A_1 = A_2 = 0,6$, визначити температуру другої шини, якщо вони знаходяться в приміщенні з температурою середовища 20 °С. Конвективним переносом теплоти зневажати.

12. Для попередньої задачі визначити температуру екрана, розташованого посеред пластин, якщо його поглинальна здібність $A_{\text{ек}} = 0,4$.

13. Плоска і циліндрична шини розташовані за схемою *a* (задача 10). Діаметр циліндричної шини 100 мм, висота плоскої 100 мм, відстань між шинами 120 мм. Визначити температуру циліндричної шини, якщо температура плоскої 80 °С, а температура повітря в приміщенні 20 °С. Поглинальні здібності тіл прийняти $A_1 = A_2 = 0,7$. Нехтувати конвективним перенесенням теплоти неможна.

14. Дві плоскі шини товщиною кожна 2 мм розташовані за схемою *e* (задача 10). Висота шин 100 мм, відстань між шинами 50 мм. Шини розташовані в приміщенні з температурою повітря 20 °С. Температура однієї шини 27 °С, її поглинальна здібність 0,6. Визначити струм, що проходить по другій шині, якщо її поглинальна здібність 0,8, а питомий електричний опір $\rho = 0,2 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$.

15. Дві плоскі пластини з екраном посередині розташовані по наведеній схемі. Температура першої пластини 127 °С, ступень її чорноти 0,8; температура другої – 27 °С, ступень її чорноти 0,6. Ступень чорноти екрана – 0,4. Екран обдувається потоком повітря зі швидкістю 4 м/с, температура повітря $t_{\text{п}}=20^\circ\text{C}$. Визначити середню температуру екрана. Випромінюванням екрана зневажати неможна.



неможна.

16. Визначити втрати теплоти з погонного метра трубопроводу діаметром 100 мм, вкритого ізоляцією товщиною 50 мм ($\lambda = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$). Температура трубопроводу 150 °С. Температура повітря в приміщенні 20 °С. Ступень чорноти поверхні ізоляції 0,8.

3.3. Променистий теплообмін між газом і оболонкою

Випромінювання газів відрізняється від випромінювання твердих тіл тим, що: 1) випромінюють та поглинають енергію тільки 3-х і більш атомні гази; 2) спектр випромінювання газів носить селективний характер, тобто гази випромінюють (та поглинають) енергію тільки в певному діапазоні довжини хвилі; 3) із-за малої густини газів випромінювання та поглинання енергії відбувається по всьому об'єму газу. Практичний інтерес для теплотехніки має випромінювання та поглинання енергії продуктами згорання органічного палива, тобто CO_2 , H_2O і менше SO_2 . Поглинальну здібність суміші трьохатомних газів можна визначити з закону Бугера–Беера у вигляді

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

де \bar{k} – середній коефіцієнт поглинання суміші газів; p – сумарний парціальний тиск трьохатомних газів; s – ефективна довжина шляху промінню в поглинаючому середовищі. За даними Ключникова коефіцієнт поглинання

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

де середня довжина шляху проміння $s = 3,6V / F$, V – випромінюючий газовий об'єм; F – поверхня, що приймає випромінювання.

Для практичних розрахунків випромінювання і поглинання енергії трьохатомними газами найчастіше використовують номограми ступеня чорноти газів, що наведені у додатку (рис.Д.1 – Д.3). При цьому випромінювання газів приводиться до випромінювання чорного тіла. Це дозволяє в розрахунках використовувати закони випромінювання чорного тіла. Щільність результуючого випромінювання між газом и обмежуючій його твердою поверхнею визначається

$$q_{\text{рез}} = \varepsilon_{\text{эф.ст}} C_0 [\varepsilon_{\text{г}} (T_{\text{г}}/100)^4 - A_{\text{г}} (T_{\text{ст}}/100)^4], \quad (3.15)$$

де $\varepsilon_{\text{эф.ст}} = (\varepsilon_{\text{ст}}+1)/2$ – ефективна ступень чорноти поверхні; $\varepsilon_{\text{г}}$ і $A_{\text{г}}$ – відповідно ступень чорноти і поглинальна здібність газового середовища, що визначаються

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

де $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ і $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – ступені чорноти вуглекислого газу і водяної пари, що визначаються за номограмами (рис. Д.1, Д.2) залежно від температури і ps для кожного газу; β – поправка на відхилення поглинання H_2O від закону Бугера–Беера, що залежить від ps і парціального тиску водяної пари (рис. Д.3); $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{CO}_2} \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – поправка на перехрестя смуг поглинання вуглекислого газу і водяної пари.

$$A_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} (T_{\text{ст}}) \cdot (T_{\text{г}}/T_{\text{ст}})^{0,65} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{ст}}) \cdot (T_{\text{г}}/T_{\text{ст}})^{0,45} - \Delta A, \quad (3.17)$$

де $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ і $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ те ж, що і вище, але визначені за температурою оболонки; ΔA – поправка на перехрестя смуг поглинання, що визначається так як і $\Delta\varepsilon$.

Задачі

17. Коридорний пучок труб діаметром 45 мм, розташованих с шагом по фронту і в глибину пучка 110 мм, омивається потоком топкових газів з температурою 600 °С. Швидкість газу 6м/с. Парціальні тиски $p_{\text{CO}_2} = 0,12$ бар; $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,14$ бар. Визначити середній тепловий потік, що передається погонному метру труб, якщо по ходу газу розташовано 10 труб, а температура поверхні труб 200 °С.

18. По футерованому газоходу з діаметром 500 мм течуть топкові гази з середньою температурою 700 °С. Швидкість газів 5 м/с. Парціальні тиски $p_{\text{CO}_2} = 0,1$ бар, $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,13$ бар. Визначити витрати теплоти з погонного метра газоходу, якщо температура футеровки 400 °С, а її ступень чорноти $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$.

19. Як зміняться витрати теплоти, якщо газохід прямокутного перетину з розмірами 0,5 x 1 м, а інші умови залишаються без змінення?

20. Як вплине на витрати теплоти зменшення в 2 рази парціального тиску CO_2 ?

4. ТЕПЛООБМІН ПРИ ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЮВАННЯХ

При фазових перетворюваннях (конденсації пари, кипіння рідини) на твердих поверхнях, що найчастіше зустрічається в практиці, завжди має місце

перенос теплоти фазового перетворювання. Тому ці процеси пов'язані з теплообміном.

1. Теплообмін при конденсації чистої пари

Розрахунок середньої інтенсивності теплообміну при плівковій конденсації чистої пари на вертикальній поверхні для ламінарної течії плівки конденсату і без урахування температурного скоку фазового перетворювання може бути проведений за рівнянням

$$\text{Re}_{h,h} = 3,8 Z_{h,h}^{0,78} \varepsilon_t, \quad (4.1)$$

$$\text{де } Z = \text{Ga}^{1/3} \frac{\lambda \Delta t}{r \rho' \nu}, \quad \text{Ga} = \frac{g h^3}{\nu^2}, \quad \text{Re} = \alpha \Delta t h \frac{4}{r \rho' \nu} = \alpha \Delta t h B.$$

У свою чергу комплекс Z (критерій Григуля) може бути представлений у вигляді $Z = \Delta t h \left[\left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \frac{\lambda}{r \rho' \nu} \right] = \Delta t h A$. Величини A і B , що стоять в Z і Re

відповідно, залежать тільки від теплофізичних властивостей теплоносія, і, отже, від температури насичення. Для води, як найбільш розповсюдженого теплоносія, таблиці цих комплексів наведені в додатку (табл.Д.4).

Ламінарна течія плівки конденсату на вертикальній поверхні має місце при $Z \leq 2300$. При цьому $\text{Re} \leq 1600$. Для достатньо високих поверхней в нижній їх частині може відбуватися перехід ламінарної течії плівки конденсату в турбулентну течію. При цьому на верхній частині поверхні течія плівки конденсату залишається ламінарною. Розрахунок середнього коефіцієнта тепловіддачі в цьому випадку слід проводити за рівнянням

$$\text{Re}_{h,h} = \left[253 + 0,069 \text{Pr}_h^{0,5} (\text{Pr}_h / \text{Pr}_{ст.})^{0,25} (Z - 2300) \right]^{4/3}. \quad (4.2)$$

При конденсації пари на горизонтальній трубці розрахунок середнього коефіцієнта тепловіддачі слід проводити за рівнянням

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

де в якості визначального розміру прийнятий шлях руху плівки конденсату по поверхні трубки, що дорівнює πR , а R – зовнішній радіус трубки.

У рівняннях (4.1, 4.3) поправка на неізотермічність плівки конденсату може бути визначена по Михеєву $\varepsilon_t = (\text{Pr}_p / \text{Pr}_{ст.})^{0,25}$.

Примусова течія пари впливає на інтенсивність теплообміну при $\rho'' w^2 > 1$. У цьому випадку середній коефіцієнт тепловіддачі для горизонтальній трубки знаходиться з рівняння

$$\text{Nu}_{h,d} = 0,72 D \text{Re}_\Pi^{0,16} \text{Re}_*^{-0,125} \text{Ga}_h^{0,045} (\mu_h / \mu_{ст.})^{0,08}, \quad (4.4)$$

$$\text{де } \text{Nu} = \alpha d / \lambda, \quad \text{Re}_\Pi = w_\Pi d / \nu'', \quad \text{Re}_* = \lambda \Delta t / (r \rho' \nu'), \quad \text{Ga} = g d^3 / \nu'^2.$$

При конденсації водяної пари коефіцієнт $D = 42$.

При крапельній конденсації на поверхнях, що не змочуються рідиною, середній коефіцієнт тепловіддачі визначається по

$$\text{при } 8 \cdot 10^{-4} \leq \text{Re}_k < 3,3 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Nu} = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{Re}_k^{-0,84} \text{Pr}_k^{1,16} \text{Pr}_H^{1/3}, \quad (4.5)$$

$$\text{при } 3,3 \cdot 10^{-3} \leq \text{Re}_k < 1,8 \cdot 10^{-2}$$

$$\text{Nu} = 5 \cdot 10^{-6} \text{Re}_k^{-1,57} \text{Pr}_k^{1,16} \text{Pr}_H^{1/3}, \quad (4.6)$$

$$\text{де } \text{Nu} = \frac{\alpha R_{\text{кр}}}{\lambda_p}, \text{Re}_k = \frac{w_k R_{\text{кр}}}{\nu'} = \frac{\lambda_p (t_H - t_{\text{ст}})}{r \rho' \nu'}, \text{Pr}_k = \frac{2\theta \sigma^2 T_H}{r \rho'^2 \nu'^2}, R_{\text{кр}} = \frac{2\sigma T_H}{r \rho' (T_H - T_{\text{ст}})},$$

$$\theta = \frac{1}{\sigma} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t} \right)_p.$$

Задачі

1. На вертикальній трубці діаметром 30 мм, висотою 1 м конденсується водяна пара при тиску 1 бар. Визначити кількість конденсату, що утворився на трубці за 1 с, якщо температура поверхні трубки 90 °С.

2. Як вплине на інтенсивність теплообміну і кількість утвореного конденсату за умовами задачі 1 зниження тиску пари до 0,5 бара, якщо температурний натиск залишити без змінення?

3. Як вплине на інтенсивність теплообміну і кількість утвореного конденсату за умовами задачі 1 зниження температури стінки трубки до 85 °С? Підвищення температури стінки трубки до 95 °С?

4. Як вплине на інтенсивність теплообміну і кількість утвореного конденсату за умовами задачі 1 збільшення висоти трубки до 2 м, а до 6 м?

5. Як зміниться кількість конденсату, якщо трубку розташувати горизонтально, а умови відповідають задачі 1?

6. Як зміниться кількість конденсату за умов попередньої задачі, якщо пара рухається зверху вниз зі швидкістю 5 м/с?

7. Як зміниться кількість конденсату, якщо трубку вкрити гідрофобним шаром, а інші умови залишити без зміни для нерухомої пари щодо задачі 5?

4.2. Теплообмін при кипінні однокомпонентної рідини

При бульбашковому кипінні рідини на твердій поверхні в необмеженому об'ємі і завданні в якості вхідного даного щільності теплового потоку на поверхні кипіння інтенсивність теплообміну визначається за рівнянням

$$\text{Nu}_* = C \text{Re}_*^n \text{Pr}_p^{1/3}, \quad (4.7)$$

де при $\text{Re}_* < 0,01$ $C = 0,0625$, $n = 0,5$;

при $\text{Re}_* \geq 0,01$ $C = 0,125$, $n = 0,65$.

У свою чергу $\text{Nu}_* = \alpha l_* / \lambda$, $\text{Re}_* = w_{\text{кип}} l_* / \nu' = q l_* / (r \rho'' \nu')$, а визначальний

$$\text{розмір } l_* = \frac{c_p \rho' \sigma T_H}{(r \rho'')^2} = \frac{R_k c_p \Delta t \rho'}{2 r \rho''}.$$

Якщо задано температурний натиск $\Delta t = (t_{\text{ст}} - t_H)$, то рівняння (4.7) з урахуванням значення показника ступеня при критерії Рейнольдса перетвориться:

$$\text{при } \frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' \nu'} \text{Pr}_p^{1/3} \leq 1,6 \quad \text{Nu}_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda}{r \rho'' \nu'} \Delta t \text{Pr}_p^{2/3}, \quad (4.8a)$$

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

Комплекси l_* , $l_*/(r \rho'' \nu')$, $\lambda / (r \rho'' \nu')$ залежать тільки від температури насичення і для води наведені у додатку (табл.Д.5).

Максимальна щільність теплового потоку при бульбашковому режимі кипіння (1-ша критична щільність теплового потоку) визначається з рівняння

$$\text{Re}_{*кр} = 68 \text{Ar}_*^{4/9} \text{Pr}_p^{-1/3}, \quad (4.9)$$

$$\text{де } \text{Ar}_* = \frac{g l_*^3}{\nu^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}, \quad \text{Re}_{*кр} = \frac{q_{1кр} l_*}{r \rho'' \nu}.$$

Задачі

1. Визначити необхідну поверхню нагріву парогенератора похідністю 2 т/г насиченої пари при тиску 10 бар, якщо температура поверхні кипіння 190 °С.

2. Знайти максимальну паровидатність цієї поверхні при заданому тиску. Яка при цьому температура поверхні?

3. Знайти паровидатність 3м² поверхні кипіння при тиску 1 бар, якщо щільність теплового потоку на поверхні становить 3·10⁵ Вт/м². Яка температура поверхні?

Теплообмін при кипінні рідини в трубах розраховується наступним чином. По закономірностям конвективного теплообміну при русі однофазного потоку розраховується коефіцієнт тепловіддачі α_w . По закономірностям розвинутого кипіння рідини в необмеженому об'ємі розраховується коефіцієнт тепловіддачі α_q . Далі використовується допущення:

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

4. У трубці діаметром 18 мм рухається кипляча вода при тиску 8 бар зі швидкістю 1 м/с. Визначити тепловий потік, що передається з погонного метра трубки до води і коефіцієнт тепловіддачі, якщо температура стінки трубки складає: 173°С, 175°С, 180°С.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

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»/ Акмен Р.Г., Подвальная Т.Б. – Х: ХПИ, 1990.
5. Акмен Р.Г. Тепло- и массообмен. Текст лекций. – Х.: НТУ «ХПИ», 2004.

Таблиця Д.1 – Залежність температури кипіння води від тиску

$p_{в}$, бар	$t_{н}$, °С	$p_{в}$, бар	$t_{н}$, °С
2	120,2	22	217,2
4	143,6	24	221,8
6	158,8	26	226,0
8	170,4	28	230,0
10	179,9	30	233,8
12	188,9	32	237,4
14	195,0	34	240,9
16	201,4	36	244,2
18	207,1	38	247,3
20	212,4	40	250,3

Таблиця Д.2 – Теплофізичні характеристики масла МК

t , °С	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	903,0	1,712	14,85	185,6	1514	8,64	15800
30	894,5	1,758	14,61	61,8	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	14,37	30,3	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	14,13	16,4	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	13,89	9,61	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	13,63	6,03	69,3	9,03	858
80	865,0	1,989	13,40	4,00	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	13,14	2,74	32,3	9,20	424

Таблиця Д.3 – Теплофізичні характеристики води

t , °С	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	r , кДж/кг	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
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

Таблиця Д.4 – Теплофізичні характеристики повітря

t , °C	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	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
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

Таблиця Д.5 – Теплофізичні 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

Таблиця Д.6 – Значення комплексів А і В при конденсації водної пари

t , °C	A, 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$, м/Вт	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	100	51,5	6,28	180	150	12,9
30	7,88	2,06	110	60,7	7,57	190	167	14,02
40	11,4	2,55	120	70,3	7,65	200	182	15,05
50	15,6	3,06	130	82	8,47	210	197	16,08
60	20,9	3,62	140	94,0	9,28	220	218	17,63
70	27,1	4,22	150	107	10,15	230	227	18,40
80	34,5	4,88	160	122	11,09	240	246	19,78
90	42,7	5,57	170	136	12,04	250	264	21,32

Таблиця Д.7 – Значення окремих комплексів для розрахунку теплообміну при кипінні води

t , °C	$l_* \cdot 10^6$, м	$l_*/(rp''v) \cdot 10^6$, м ² /Вт	$\lambda / (rp''v) \cdot 10^2$, 1/К	t , °C	$l_* \cdot 10^6$, м	$l_*/(rp''v) \cdot 10^6$, м ² /Вт	$\lambda / (rp''v) \cdot 10^2$, 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

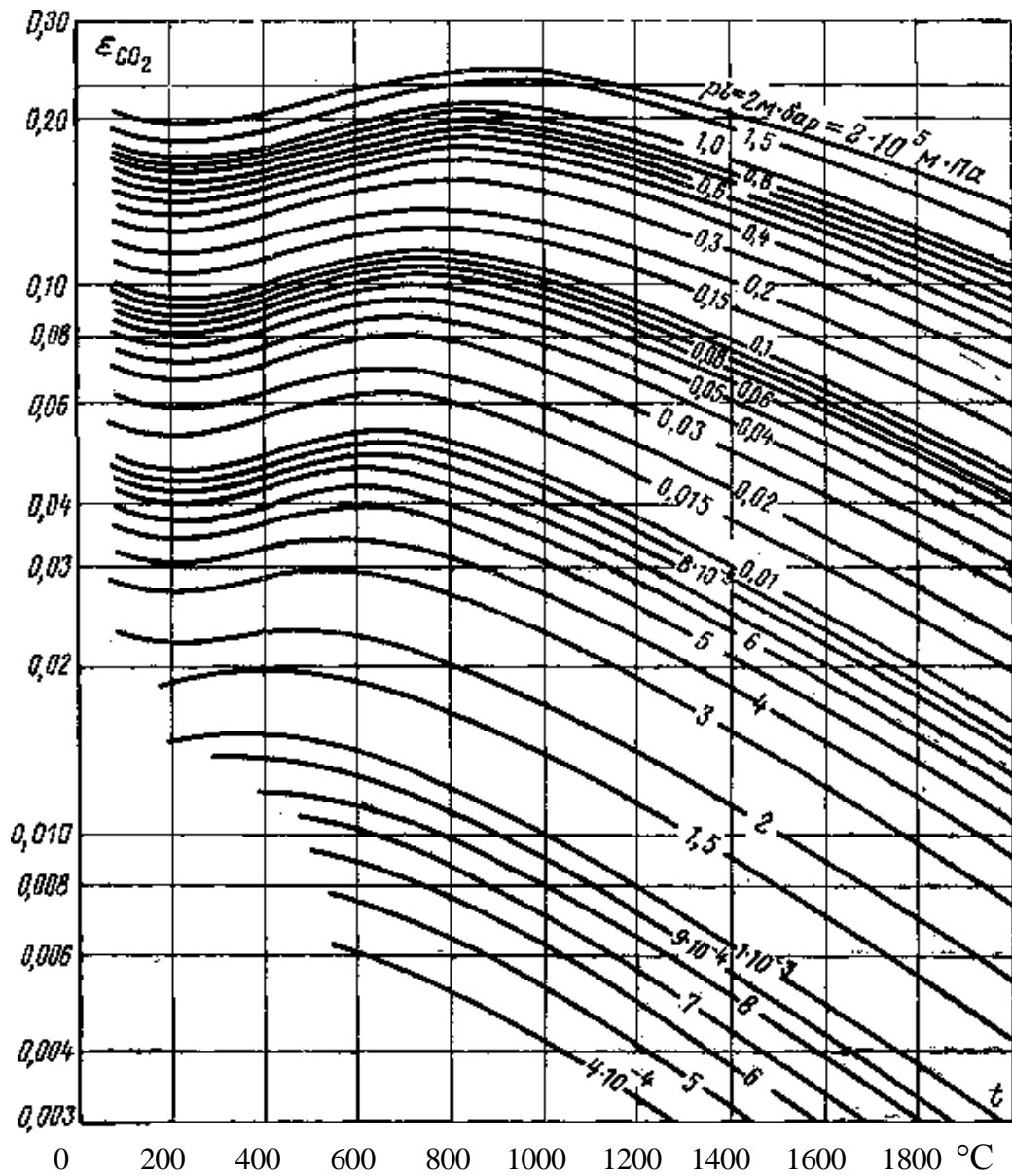


Рисунок Д.1 – Ступень чорноти вуглекислого газу (CO₂)

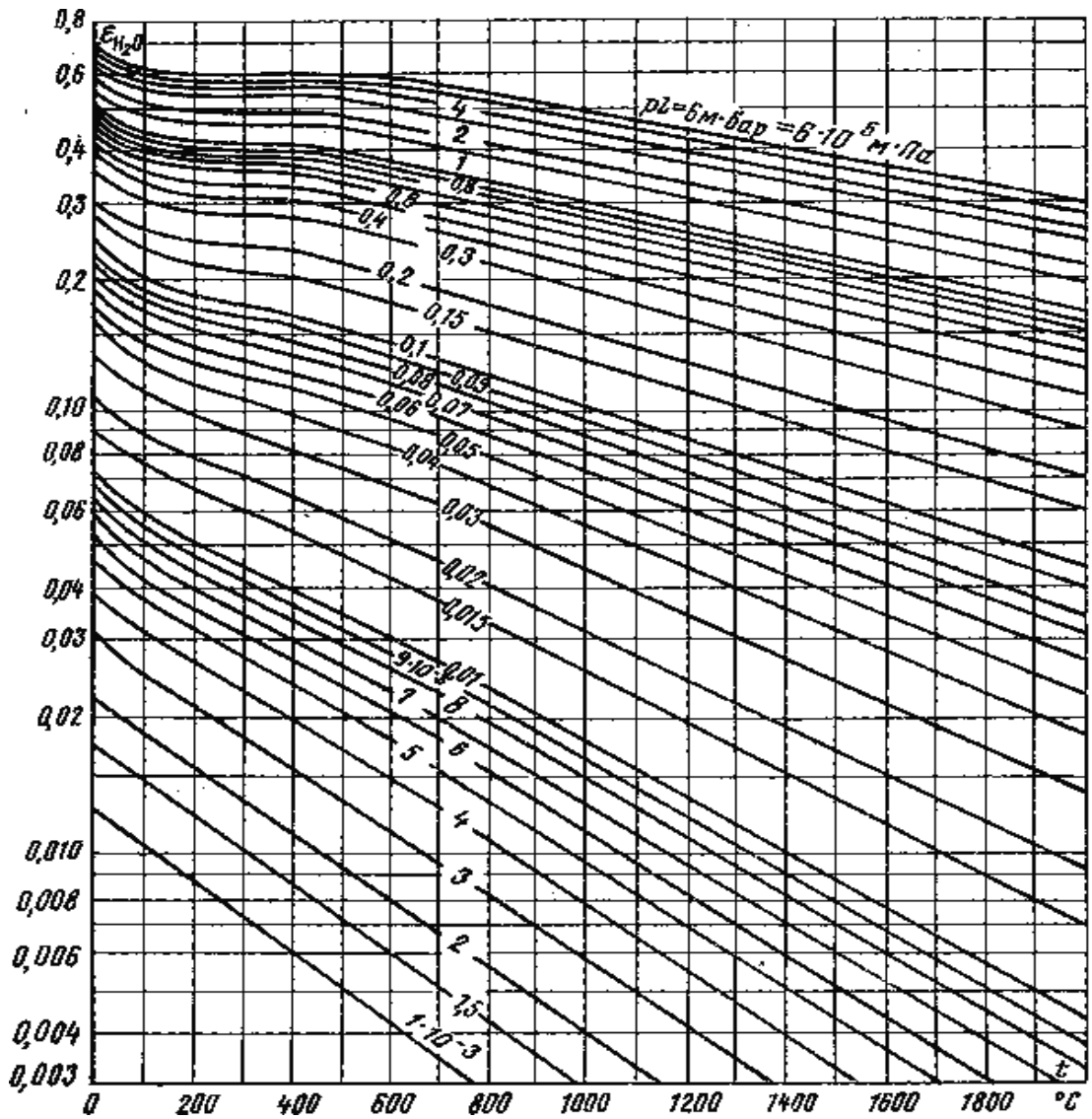


Рисунок Д.2 – Ступень чорноти водяної пари (H_2O)

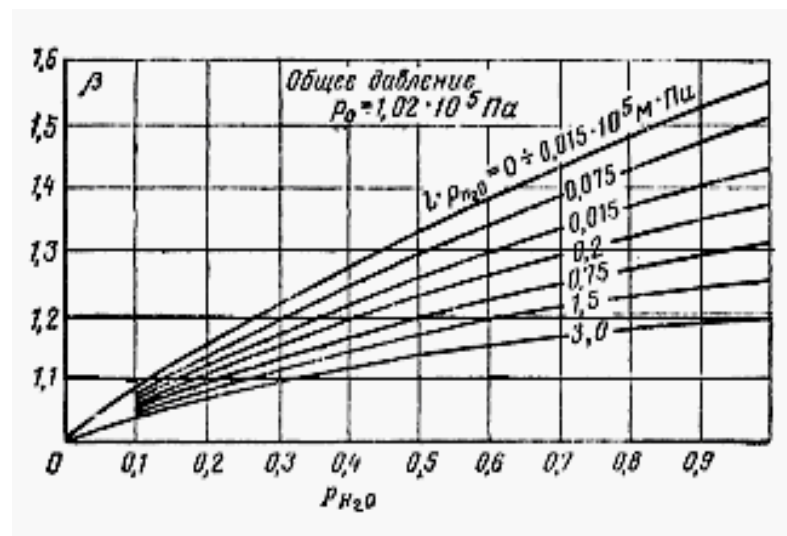


Рисунок Д.3 – Поправочний коефіцієнт до ступеню чорноти H_2O

ОБОВ'ЯЗКОВЕ ДОМАШНЄ ЗАВДАННЯ 1

Теплопровідність при змінному коефіцієнті теплопровідності

Одна з поверхней плоскої стінки або внутрішня поверхня циліндричної стінки діаметром $d_1 = 150 + 10 \cdot N$ (N – порядковий номер студента по академічному журналу групи) омивається гарячим газом з температурою t_{Γ} , а друга має задану температуру t_{n+1} . Коефіцієнт тепловіддачі з боку газу прийняти $\alpha = 20 + 2N$, де N – вказано вище. Товщини шарів для плоскої стінки (різниці діаметрів $d_{i+1} - d_i$ для циліндричної стінки) взяти з першої частки табл. 1.1, а матеріал – з другої частки цієї ж таблиці по рядку, номер якого відповідає порядковому номеру студента в академічному журналі групи. В стовбцях № 8,9 задана температура. В табл.1.2 приведена залежність коефіцієнта теплопровідності від температури для деяких вогнетривких і теплоізоляційних матеріалів.

Тип стінки прийняти: група 4 для непарних номерів по списку – плоска стінка; для парних номерів – циліндрична (для групи 7 – навпаки).

Визначити щільність теплового потоку для плоскої стінки або лінійну щільність теплового потоку для циліндричної стінки для випадків:

- коефіцієнт теплопровідності не залежить від температури;
- коефіцієнт теплопровідності лінійна функція температури.

Для останнього шару побудувати розподіл температури по товщині для лінійної та нелінійної задачі, прийняв температуру на границях шару по даним нелінійної задачі.

Таблиця 1. 1 – Вихідні дані для завдання 1

№ вар.	Розміри, мм			Матеріал (табл.1.2)			t_{Γ} , °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

Таблиця 1.2 – Залежність λ від температури для вогнетривких та ізоляційних матеріалів

№	Матеріал	$\lambda(t)$, 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	хроміт	$1,280 (1 + 3,180 \cdot 10^{-4} t)$
4	форстерит	$3,510 (1 - 5,300 \cdot 10^{-5} t)$
5	діатоміт – 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	діатоміт – Б	$0,159 (1 + 1,990 \cdot 10^{-3} t)$
10	мінеральна вата	$0,093 (1 + 2,573 \cdot 10^{-3} t)$
11	пенодіатоміт	$0,079 (1 + 4,040 \cdot 10^{-3} t)$
12	вермікуліт	$0,081 (1 + 1,855 \cdot 10^{-3} t)$
13	кварцева засипка	$0,300 (1 + 2,500 \cdot 10^{-3} t)$

ПРИМІТКА При $N > 15$ номер варіанта завдання вважати $N_{\text{в}} = N - 15$.

ОБОВ'ЯЗКОВЕ ДОМАШНЄ ЗАВДАННЯ 2

Розрахунок і оптимізація оребреної поверхні

Виконується згідно з методичними вказівками [4].

ОБОВ'ЯЗКОВЕ ДОМАШНЄ ЗАВДАННЯ 3

Теплообмін при подовжньому обтіканні пластини

Розрахувати і побудувати графіки змінення по довжині пластини товщини пограничного шару та коефіцієнта тепловіддачі при течії повітря та води вздовж плоскої пластини при умовах:

- температура поверхні постійна;
- постійна щільність теплового потоку на поверхні.

В останньому випадку нехтувати теплопровідністю вздовж пластини й побудувати графік змінення температури вздовж поверхні.

Критичне значення критерію Рейнольдса прийняти $Re_{\text{кр1}} = 3 \cdot 10^5$.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для завдання 3

№ варіанта	довжина, м	швидкість повітря, м/с	швидкість води, м/с	т-ра серед., °С	на поверхні	
					т – ра, °С	потік, кВт/м ²
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
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

ПРИМІТКА 1. Щільність теплового потоку: чисельник – для повітря, знаменник – для води.

2. Для групи "7" прийняти швидкість повітря більше на 1 м/с, швидкість води менше на 0,1 м/с.

ОБОВ'ЯЗКОВЕ ДОМАШНЄ ЗАВДАННЯ 4

Розрахунок довжини трубки при охолодженні масла

По сталевій горизонтальній трубці діаметрами d_2/d_1 тече трансформаторне масло зі середньою швидкістю w . Температура масла на вході в трубку t_1 , на виході – t_2 . Трубка знаходиться в спокійній воді, температура якої t_w . Визначити довжину трубки, що забезпечує задане охолодження масла.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для завдання 4

№ варіанту	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	63	2,0	10
10	34	30	80	75	1,2	18
11	50	46	63	58	0,7	16
12	30	28	45	40	0,5	15
13	34	32	55	50	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	25
25	42	38	73	68	1,3	10

ПРИМІТКА: Для групи «7» прийняти:

- 1) діаметри трубки більше на 2мм;
- 2) температуру масла на вході більше на 1°C;
- 3) швидкість масла більше на 0,1 м/с;
- 4) температуру води більше на 2°C.

Навчальне видання

“ОБОВ'ЯЗКОВІ ЗАДАЧІ І ДОМАШНІ ЗАВДАННЯ”
з курсу «ТЕПЛО- І МАСООБМІН»
для студентів фахів 7.050601-01 “Теплоенергетика”
та 7.050601-02 “Енергетичний менеджмент”

Укладач АКМЕН Роберт Генріхович

Відповідальний за випуск В.М. Кошельник

Роботу рекомендував до видання Ю.В. Шульгін

Редактор М.П. Єфремова

План 2008 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.№ _____ Ціна договірна

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.