

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного
господарства та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та
гідравлічних машин

01-06-76М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з навчальної дисципліни
«Тепломасообмін»

(Частина перша) для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14
«Електрична інженерія» усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІВГП
Протокол № 10 від 20 червня 2023 р.

Рівне – 2023

Методичні вказівки до практичних занять з навчальної дисципліни «Тепломасообмін» (Частина перша) для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» усіх форм навчання [Електронне видання] / Куба В. В. – Рівне : НУВГП, 2023. – 48 с.

Укладач:

Куба В. В. – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск – Рябенко О. А., д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Керівник ОПП

Костюк О. П.

© В. В. Куба, 2023

© НУВГП, 2023

ЗМІСТ

Вступ	3
Тема 1. Закон Фур'є. Коефіцієнт теплопровідності.....	5
Тема 2. Залежність коефіцієнта теплопровідності від температури.....	9
Тема 3. Теплопровідність плоскої, циліндричної і сферичної одно – та багат шарових стінок.....	12
Тема 4. Охолодження (нагрівання) нескінченних пластини і циліндра.....	21
Тема 5. Охолодження (нагрівання) тіл скінченних розмірів.	27
Тема 6. Тепловіддача при вимушеному русі рідини в трубах.....	30
Тема 7. Тепловіддача при вимушеному поперечному обтіканні труб	39
Література.....	44
Додаток	45

ВСТУП

Теплообмін – енергетичний обмін між взаємодіючими областями системи, що розглядається, необхідною і достатньою причиною якого є неоднаковість температур даних областей. Енергія, перенесена внаслідок різниці температур, називається теплом, а за одиницю її вимірювання прийняті джоулі (Дж).

Спостерігається направлений переніс тепла – від тіл більш нагрітих до тіл менш нагрітих. Кінцевий результат теплообміну між обмеженими тілами або частинами одного й того ж самого тіла полягає у вирівнюванні їх температур, після чого система тіл, що розглядаються, набуває стану теплової рівноваги. До таких систем застосовуються класичні закони термодинаміки, які дозволяють обчислити кількість енергії, необхідну для переходу системи із одного

рівноважного стану в інший, і кінцеву температуру, що встановлюється в результаті теплообміну. Швидкість перенесення тепла і температура елементів системи через певний заданий проміжок часу визначаються методами теорії теплообміну, що доповнює закони термодинаміки.

Розрізняють три елементарні види передавання тепла: теплопровідність, конвекцію і теплове випромінювання. Спільними для них є необхідність наявності різниці температур і те, що тепло завжди передається в напрямку меншої температури. Розрізняються вони виключно фізичним механізмом передавання тепла і законами, які їх описують.

Теплопровідність – молекулярне перенесення теплоти у суцільному середовищі, обумовлене неоднаковістю температур у просторі, що розглядається.

Конвекція теплоти – процес перенесення теплоти у середовищі з неоднорідним розподілом температури, що здійснюються макроскопічними елементами середовища при їх переміщенні. Конвекція є можливою тільки у текучому середовищі (у рідинах і газах).

Розрізняють два види конвекції: *вільну* і *вимушену*. При вільній конвекції рушійна сила обумовлена різницею густин текучого середовища при наявності в ній різниці температур. Вимушена конвекція характерна тим, що рідина переміщується під дією зовнішньої рушійної сили.

Теплообмін, обумовлений спільною дією конвекційного і молекулярного перенесення теплоти (конвекцією і теплопровідністю), називається *конвекційним теплообміном*.

Конвекційний теплообмін між твердою поверхнею і омиваючою її рідиною називається *тепловіддачею*.

Процес передавання тепла від однієї рідини до іншої через тверду стінку, що їх розділяє, називається *теплопередачею*.

Теплове випромінювання – процес передавання теплоти шляхом електромагнітних хвиль, обумовлений температурою і оптичними властивостями тіл, що беруть участь в теплообміні.

Масообмін – самовільний необоротний процес переносу маси даного компонента в просторі з неоднорідним полем хімічного потенціалу даного компонента (з неоднорідним полем концентрації або парціального тиску даного компонента). Масообмін може здійснюватись молекулярною і конвекційною дифузійми.

Молекулярна дифузія – процес перенесення речовини у суміші, обумовлений тепловим рухом мікрочастинок речовини.

Конвекційна дифузія – процес перенесення маси за рахунок переміщення макроскопічних об'ємів речовини.

Конвекційна масовіддача – процес перенесення маси від поверхні рідини у газоподібне середовище.

УВАГА!!! В умовах задач присутні варіанти, що мають вигляд: j, i – передостання та остання цифра номеру залікової книжки.

ТЕМА 1. ЗАКОН ФУР'Є. КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ

1.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Теплопровідність – молекулярне перенесення теплоти у суцільному середовищі, обумовлене неоднаковістю температур у просторі, що розглядається.

Процес передавання тепла теплопровідністю характеризується зміною температури як у просторі, так і у часі.

Температурне поле – сукупність миттєвих значень температур для всіх точок простору, що розглядаються.

Рівняння температурного поля в загальному вигляді

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (1.1)$$

Рівняння (1.1) описує нестационарне поле, коли температура змінюється не тільки при переході від точки до точки, але й у часі. Якщо температура у часі не змінюється, то температурне поле – **стаціонарне**.

Передача тепла теплопровідністю здійснюється в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні від ділянки з більшою температурою до ділянки з меншою температурою. Кількість теплоти, яка передається через елемент ізотермічної поверхні dF за одиницю часу, називається тепловим потоком і, згідно з гіпотезою Фур'є, пропорційна градієнту температури

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF, \text{ Bm} \quad (1.2)$$

де $\partial t / \partial n$ - градієнт температури

Тепловий потік, віднесений до одиниці ізотермічної поверхні, називається **щільністю теплового потоку**.

$$q = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n}, \text{ Bm} / \text{m}^2. \quad (1.3)$$

Знак мінус зумовлений другим законом термодинаміки, у відповідності до якого тепло переноситься в напрямку зниження температури, а градієнт температури направлений у протилежний бік.

Коефіцієнт пропорційності λ , у рівняннях (1.2) і (1.3) називається **коефіцієнтом теплопровідності**, є фізичною характеристикою речовини відносно її здатності до теплопровідності. Числове значення коефіцієнта теплопровідності дорівнює щільності теплового потоку при одиничному значенні градієнта температури і вимірюється у $\text{Bm} / (\text{m} \cdot \text{град})$.

1.2. Задачі

1.2.1. Визначити густину теплового потоку через плоску однорідну стінку, товщина якої значно менше ширини і висоти, якщо стінка виконана:

а) зі сталі ($\lambda = 40 + i \frac{Вт}{м \cdot град}$);

б) із бетону ($\lambda = 1,1 + \frac{i}{100 \cdot j} \frac{Вт}{м \cdot град}$);

в) із діатомітової цегли ($\lambda = 0,11 + \frac{i}{60} \frac{Вт}{м \cdot град}$).

У всіх трьох випадках товщина стінки $\delta = 50 + 5 \cdot i$ мм. Температури на поверхні стінки підтримуються постійними і рівними: $t_{c_1} = 100 + i \cdot j$ °C ; $t_{c_2} = 90 - i$ °C .

Порядок розв'язання:

Згідно закону Фур'є густина теплового потоку через плоску однорідну стінку при граничних умовах першого роду визначається за формулою, $Вт/м^2$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}). \quad (1.4)$$

Для кожного із трьох випадків знайдемо густину теплового потоку:

$$а) \quad q = \frac{40}{0,05} \cdot (100 - 90) = 8000 \frac{Вт}{м^2};$$

$$б) \quad q = \frac{1,1}{0,05} \cdot (100 - 90) = 220 \frac{Вт}{м^2};$$

$$в) \quad q = \frac{0,11}{0,05} \cdot (100 - 90) = 22 \frac{Вт}{м^2}.$$

1.2.2. Густина теплового потоку через плоску стінку товщиною $\delta = 50 + i$ мм становить $q = 70 + i \cdot j \frac{Вт}{м^2}$.

Визначити різницю температур на поверхні стінки і градієнт температури в стінці, якщо вона виконана:

а) з латуні ($\lambda = 70 + \frac{i}{2} \frac{Вт}{м \cdot град}$);

б) із червоної цегли ($\lambda = 0,7 + \frac{i \cdot j}{100} \frac{Вт}{м \cdot град}$);

в) із пробки ($\lambda = 0,07 + \frac{i}{j+200} \frac{Вт}{м \cdot град}$).

1.2.3. Визначити втрати тепла через стінку, яка виготовлена з червоної цегли довжиною $l = 5 + i$ м, висотою $h = 5 + j$ м і товщиною $\delta = 200 + 2 \cdot i$ мм. Температури на поверхні стінки підтримуються постійними та рівними: $t_{c_1} = 100 + 20 \cdot i$ °С; $t_{c_2} = 30 + 5 \cdot j$ °С.

Коефіцієнт теплопровідності червоної цегли $\lambda = 0,7 + 0,05 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$.

1.2.4. Визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, якщо при її товщині $\delta = 40 + 10 \cdot i$ мм та різниці температур на поверхні $\Delta t = 20 + 5 \cdot j$ °С щільність теплового потоку становить $q = 60 + i \cdot j \frac{Вт}{м^2}$.

1.2.5. Плоску поверхню потрібно ізолювати так, щоб втрати тепла з одиниці поверхні за одиницю часу не перевищували $q = 400 + i \cdot j \frac{Вт}{м^2}$. Температури поверхні під ізоляцією $t_{c_1} = 450 + i$ °С і зовнішньої поверхні ізоляції $t_{c_2} = 40 + j$ °С.

Визначити товщину ізоляції для двох випадків:

а) ізоляція виконана із совеліту, для якого $\lambda = 0,09 + 0,005 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$;

б) ізоляція виконана із азботерміту, для якого

$$\lambda = 0,109 + 0,02 \cdot j \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

ТЕМА 2. ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ВІД ТЕМПЕРАТУРИ

2.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Фізична сутність коефіцієнта теплопровідності і його залежність від основних параметрів стану речовини пов'язані із механізмом передавання тепла у тілі у відповідному стані. У загальному випадку коефіцієнт теплопровідності залежить від роду і агрегатного стану речовини, її температури і тиску, структури і об'ємної маси, пористості і вологості.

Метали мають велике значення коефіцієнта теплопровідності, який у більшості випадків зменшується при зростанні температури. Домішки до металів призводять до значного зниження величини коефіцієнта теплопровідності, що збільшується із зростанням температури. Найгіршими провідниками тепла є гази. Це пояснює низькі значення коефіцієнта теплопровідності пористих теплоізоляційних матеріалів, які являють собою композицію твердого тіла з повітрям.

Для більшості матеріалів із достатньою точністю для інженерних розрахунків залежність коефіцієнта теплопровідності від температури може бути прийнята лінійною.

$$\lambda = \lambda_0 \cdot [1 + b \cdot (t - t_0)], \quad Вт / (м \cdot град), \quad (2.1)$$

де λ_0 - значення коефіцієнта теплопровідності при температурі t_0 ; b - стала, що визначається дослідним шляхом і залежить від властивостей матеріалу.

Залежність між часовою і просторовою зміною температури в тілі встановлює диференціальне рівняння теплопровідності.

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t + \frac{q_v}{\rho \cdot c}, \quad (2.2)$$

де ∇^2 – оператор Лапласа, розгорнута форма якого залежить від обраної системи координат – декартових (x, y, z) , циліндричних (r, φ, z) , або сферичних (r, φ, ψ) ; q_v - потужність джерел внутрішнього тепловиділення, $\text{Вт} / \text{м}^3$; $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ - коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2 / \text{с}$.

Коефіцієнт температуропровідності характеризує швидкість поширення температури в тілі, виступаючи мірою його тепло інерційних властивостей.

2.2. Задачі

2.2.1. Плоска стінка виготовлена із шамотної цегли товщиною $\delta = 250 + i$ мм. Температура на її поверхні рівні: $t_{c_1} = 1350 + i \cdot j$; $t_{c_2} = 50 + 5 \cdot j$. Коефіцієнт теплопровідності залежить від температури і визначається:

$$\lambda = 0,838 \cdot (1 + 0,0007 \cdot \bar{t}), \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Обчислити і зобразити у масштабі розподіл температури в стінці.

Порядок розв'язання:

У випадку лінійної залежності коефіцієнта теплопровідності від температури щільність теплового потоку

$$q = \frac{\lambda_{cp}}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}), \frac{Bm}{m^2}, \quad (2.3)$$

де

$$\lambda_{cp} = \lambda_0 \cdot \left(1 + \beta_\lambda \cdot \frac{t_{c_1} + t_{c_2}}{2} \right), \frac{Bm}{m \cdot град}.$$

У даному випадку

$$\lambda_{cp} = 0,838 \cdot \left(1 + 0,0007 \cdot \frac{1350 + 50}{2} \right) = 1,25 \frac{Bm}{m \cdot град} \text{ і}$$

$$q = \frac{1,25}{0,25} \cdot (1350 - 50) = 6500 \frac{Bm}{m^2}.$$

Температура на будь-якій відстані x від поверхні стінки визначається за формулою

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{0,0007} + t_{c_1} \right)^2 - \frac{2 \cdot q \cdot x}{\lambda_0 \cdot \beta_\lambda}} - \frac{1}{\beta_\lambda}, \text{ } ^\circ C. \quad (2.4)$$

Підставивши відоме значення λ_0 та знайдене q , одержимо рівняння, $^\circ C$

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{0,0007} + 1350 \right)^2 - \frac{2 \cdot 6500 \cdot x}{0,838 \cdot 0,0007}} - \frac{1}{0,0007}, \text{ } ^\circ C.$$

Остаточно

$$t_x = (\sqrt{7,74 - 22,2 \cdot x} - 1,43) \cdot 10^3, \text{ } ^\circ C.$$

В рівняння підставляємо значення x , виражені в метрах, у результаті знайдемо відповідні значення температури стінки

$x, мм$	0	50	100	125	150	200	225	250
$t, \text{ } ^\circ C$	1350	1145	940	795	670	385	230	50

Розподіл температури в стінці зобразимо на рис. 2.1.

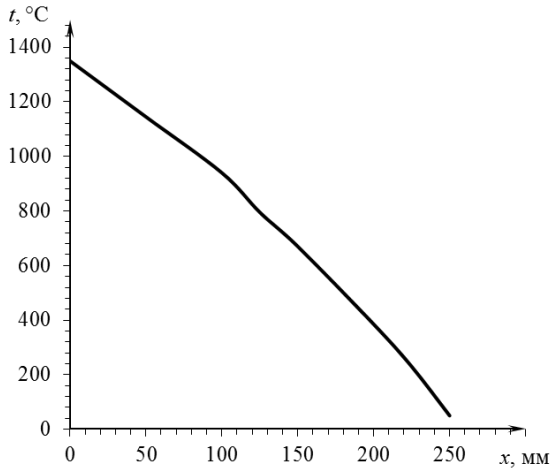


Рис. 2.1. Розподіл температур в стінці.

2.2.2. Температури на поверхні шамотної стінки, товщина якої $\delta = 200 + i$, становлять $t_{c1} = 1000 + i \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{c2} = 200 + i \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$. Коефіцієнт теплопровідності змінюється в залежності від температури згідно рівняння:

$$\lambda = 0,813 + 0,000582 \cdot \bar{t}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Показати, що щільність теплового потоку q у випадку лінійної залежності коефіцієнта теплопровідності від температури, може бути обчислена за формулою для постійного коефіцієнта теплопровідності, взятого при середній температурі стінки. Побудувати графік розподілу температури в стінці.

ТЕМА 3. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПЛОСКОЇ, ЦИЛІНДРИЧНОЇ ТА СФЕРИЧНОЇ ОДНО - І БАГАТОШАРОВИХ СТИНОК

3.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Найпростішою задачею теорії теплообміну є визначення теплового потоку, який передається через однорідну плоску,

циліндричну або сферичну стінку заданих розмірів, на поверхнях якої підтримуються постійні температури.

Величина теплового потоку, який передається, повністю визначається заданими умовами однозначності, пропорційна різниці температур на зовнішніх поверхнях стінки і обернено пропорційна величині термічного опору, що позначається R_λ і має вигляд:

$$\text{для плоскої стінки} - \frac{\delta}{\lambda};$$

$$\text{для циліндричної стінки} - \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1};$$

$$\text{для сферичної стінки} - \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right).$$

У випадку плоскої стінки щільність теплового потоку є однаковою для усіх ізотермічних поверхонь. Для визначення кількості теплоти за законом Фур'є

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}). \quad (3.1)$$

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$, $\frac{Wm}{m^2 \cdot \text{град}}$ називається тепловою

провідністю стінки, а обернена величина $\frac{\delta}{\lambda}$, $\frac{m^2 \cdot \text{град}}{Wm}$ -

тепловим або термічним опором стінки.

Загальна кількість теплоти рівна, Wm

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}) \cdot F. \quad (3.2)$$

Теплопровідність багат шарової плоскої стінки. Дана стінка складається з n неоднорідних шарів. При стаціонарному режимі тепловий потік, що проходить через неоднорідну стінку однаковий

$$\frac{\partial q}{\partial x} = 0.$$

Тоді густина теплового потоку для багат шарової плоскої стінки має вид

$$q = \frac{t_{c_n} - t_{c_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (3.3)$$

де $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ - загальний термічний опір багат шарової плоскої стінки, $(m^2 \cdot grad) / Bm$.

Для циліндричної і сферичної стінок щільність теплового потоку через будь-яку ізотермічну поверхню залежить від радіуса, а градієнт температури – величина перемінна для усіх ізотермічних поверхонь, що визначає криволінійний характер зміни температури в стінці. Для знаходження кількості теплоти використаємо закон Фур'є

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot F, \quad (3.4)$$

де $F = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$,

тоді

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (3.5)$$

Тепловий потік, віднесений до одиниці довжини циліндричної стінки, називається *лінійною щільністю теплового потоку*.

$$\frac{Q}{l} = q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot \frac{Bm}{m}. \quad (3.6)$$

У випадку багат шарової циліндричної стінки, яка складається з n неоднорідних шарів лінійна густина теплового потоку має вид

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_n} - t_{c_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (3.7)$$

де $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ - загальний термічний опір багат шарової циліндричної стінки, (*м·град*)/*Вт*.

У випадку сферичної стінки кількість теплоти знаходимо за законом Фур'є

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot F = -\lambda \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \frac{dt}{dr}, \quad (3.8)$$

$$Q = \frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} = \pi \cdot \lambda \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{\delta} \cdot \Delta t. \quad (3.9)$$

Температура змінюється за законом гіперболи.

3.2. Задачі

3.2.1. Стінка не екранованої топкової камери парового котла виконана із шару піношамота товщиною $\delta_1 = 125 + i$ мм та шару червоної цегли товщиною $\delta_2 = 400 + 2 \cdot j$ мм. Шари щільно прилягають один до одного. Температура на внутрішній поверхні камери згоряння $t_{c_1} = 1100 + 2 \cdot i$ °C і на зовнішній поверхні $t_{c_3} = 50 + j$ °C. Коефіцієнт теплопровідності піношамота $\lambda_1 = 0,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$, а червоної цегли $\lambda_2 = 0,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Знайти теплові втрати через 1 м² стінки топкової камери і температуру в площині дотику шарів.

Порядок розв'язання:

Стінка топкової камери парового котла складається з двох шарів. Складемо систему рівнянь для кожного шару

$$\begin{cases} q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}) \\ q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \cdot (t_{c_2} - t_{c_3}) \end{cases} \quad (3.10)$$

Густину теплового потоку визначаємо за формулою (3.3)

$$q = \frac{1100 - 50}{\frac{0,125}{0,28} + \frac{0,4}{0,7}} = 1031,6 \frac{Вт}{м^2}.$$

Температуру в площині дотику шарів знайдемо з будь-якої складової рівняння (3.10)

$$t_{c_2} = \frac{q \cdot \delta_2}{\lambda_2} + t_{c_3}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Підставивши в отримане рівняння знайдене $q, \frac{Вт}{м^2}$ і товщину стінки, виражену в метрах

$$t_{c_2} = \frac{1031,6 \cdot 0,4}{0,7} + 50 = 639,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3.2.2. Паропровід з внутрішнім діаметром $d_1 = 150 \text{ мм}$ та зовнішнім діаметром $d_2 = 160 \text{ мм}$ покритий шаром теплової ізоляції товщиною $\delta_{із} = 100 + \frac{i \cdot j}{3} \text{ мм}$, коефіцієнт теплопровідності стінки труби $\lambda_1 = 50 - i \frac{Вт}{м \cdot \text{град}}$ та ізоляції

$\lambda_2 = 0,08 + \frac{j}{30} \frac{Вт}{м \cdot \text{град}}$. Температура на внутрішній поверхні паропроводу $t_{c_1} = 400 - i \text{ } ^\circ\text{C}$, а на зовнішній поверхні ізоляції

$t_{c_3} = 50 - j \text{ } ^\circ\text{C}$. Знайти теплові втрати з 1 погонного метра паропроводу і температуру на границі дотику шарів.

Порядок розв'язання:

Теплові витрати з одного погонного метра паропроводу визначаємо за формулою (2.7).

Для нашого випадку формула (2.7) матиме вид:

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_1} - t_{c_3})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}}, \frac{Bm}{m},$$

Де $d_3 = d_2 + 2 \cdot \delta = 160 + 2 \cdot 100 = 360 \text{ мм}$.

За відомими і знайденими значеннями знайдемо лінійну густину теплового потоку q_l

$$q_l = \frac{3,14 \cdot (400 - 50)}{\frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{150}{160} + \frac{1}{2 \cdot 0,08} \cdot \ln \frac{360}{160}} = 216,87 \frac{Bm}{m^2}.$$

Для того, щоб знайти температуру на межі дотику шарів необхідно скласти систему рівнянь для кожного шару двошарової циліндричної стінки

$$\left\{ \begin{array}{l} q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \\ q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_2} - t_{c_3})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} \end{array} \right. \quad (3.11)$$

Тоді

$$t_{c_2} = \frac{q_l \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} \right)}{\pi} + t_{c_3} = \frac{216,87 \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot 0,08} \cdot \ln \frac{360}{160} \right)}{3,14} + 50 = 400 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3.2.3. Обмурування печі складається із шарів шамотної і червоної цегли, між якими розташована засипка із діатоміту. Товщина шару:

- шамотного $\delta_1 = 120 + 2 \cdot i$ мм;
- діатомітової засипки $\delta_2 = 50 + i$ мм;
- червоної цегли $\delta_3 = 250 + 2 \cdot i$ мм.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів відповідно рівні:

$$\lambda_1 = 0,93 + \frac{i}{j+50} \frac{Вт}{м \cdot град}; \lambda_2 = 0,14 + 0,01 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град};$$

$$\lambda_3 = 0,7 + \frac{j}{100} \frac{Вт}{м \cdot град}. \text{ Якої товщини необхідно зробити шар}$$

з червоної цегли, якщо відмовитись від застосування засипки із діатоміту, щоб тепловий потік через обмурівку залишався незмінним.

3.2.4. Змійовики пароперегрівача виготовлені з труб жаротривкої сталі діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{32}{42}$ мм, коефіцієнтом

$$\text{теплопровідності } \lambda = 14 + 2 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

Температура зовнішньої поверхні труби $t_{c_2} = 580 + i \cdot j$ °С і внутрішньої поверхні $t_{c_1} = 450 + 3 \cdot j$ °С. Обчислити питомий тепловий потік через стінку на одиницю довжини труби

$$q_1, \frac{Вт}{м}.$$

3.2.5. Плоска стінка бака площею $F = 5 + i \cdot j$ м² покрита двошаровою тепловою ізоляцією. Стінка бака – сталева товщиною $\delta_1 = 8 + \frac{i}{j}$ мм з коефіцієнтом теплопровідності

$\lambda_1 = 46,5 + 0,05 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$. Перший шар ізоляції виготовлений

з новоазбурита товщиною $\delta_2 = 50 + i$ мм, коефіцієнт теплопровідності якого визначається рівнянням:

$$\lambda_2 = 0,144 + 0,00014 \cdot \bar{i}, \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

Другий шар ізоляції товщиною $\delta_3 = 10 + 0,5 \cdot i$ мм являє собою вапняну штукатурку, коефіцієнт теплопровідності якої

$\lambda_3 = 0,698 + \frac{j}{i} \frac{Вт}{м \cdot град}$. Температури внутрішньої поверхні

стінки бака $t_{c_1} = 250 + i$ °С, а зовнішньої поверхні ізоляції $t_{c_4} = 50 + i$ °С. Обчислити кількість тепла, що передається через стінку, температури на границях шарів ізоляції і побудувати графік розподілу температури.

3.2.6. Стальна труба діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{100}{110}$ мм з

коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_1 = 50 + i \frac{Вт}{м \cdot К}$ покрита

тепловою ізоляцією у два шари однакової товщини $\delta_2 = \delta_3 = 50 + 2 \cdot j$ мм. Температури зовнішньої поверхні труби

$t_{c_1} = 250 + 2 \cdot i$ °С і зовнішньої поверхні ізоляції $t_{c_4} = 50 - i$ °С.

Визначити втрати тепла через ізоляцію з 1 погонного метра труби, якщо перший шар ізоляції, що накладається на поверхню труби, виконаний з матеріалу із коефіцієнтом

теплопровідності $\lambda_2 = 0,06 + 0,01 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$, а другий шар – із

матеріалу з коефіцієнтом теплопровідності

$$\lambda_3 = 0,12 + \frac{j}{100} \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

3.2.7. Як зміниться величина теплових втрат з 1 погонного метра трубопроводу, розглянутого в задачі 2.2.6, якщо шари ізоляції поміняти місцями, тобто шар з більшим коефіцієнтом теплопровідності накласти безпосередньо на поверхню труби, всі інші умови залишивши без змін.

3.2.8. Паропровід діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{160}{170}$ мм покритий шаром

ізоляції товщиною $\delta = 100 + i$ мм з коефіцієнтом теплопровідності, який залежить від температури наступним

чином: $\lambda_{iz} = 0,062 \cdot (1 + 0,363 \cdot 10^{-2} \cdot t) \frac{Вт}{м \cdot град}$. Визначити

втрати тепла з 1 погонного метра паропроводу і температуру на внутрішній поверхні трубопроводу, якщо температура зовнішньої поверхні труби $t_{c_2} = 300 + i$ °С, а температура зовнішньої поверхні ізоляції не повинна перевищувати 50 °С. Коефіцієнт теплопровідності труби паропроводі рівний

$$\lambda_1 = 50 + i \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

3.2.9. Залізобетонна димова труба із внутрішнім діаметром $d_2 = 800$ мм і зовнішнім $d_3 = 1300$ мм повинна бути

футерована всередині вогнетривом. Визначити товщину футерівки δ і температуру зовнішньої поверхні труби t_{c_3} з

умови, щоб теплові втрати з 1 погонного метра труби не перевищували $2000 \frac{Вт}{м}$, а температура внутрішньої поверхні

залізобетонної стінки t_{c_2} не перевищувала 200 °С.

Температура внутрішньої поверхні футерівки $t_{c_1} = 425 + i$ °С, коефіцієнт теплопровідності футерівки

$\lambda_1 = 0,5 + \frac{i}{100} \frac{Вт}{м \cdot град}$, а коефіцієнт теплопровідності бетону

$\lambda_2 = 1,1 + 0,1 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$.

3.2.10. Визначити втрати тепла через сферичну стінку, яка виготовлена із поліпропілену з коефіцієнтом теплопровідності

$\lambda = 0,2 + 0,02 \cdot i \frac{Вт}{м \cdot град}$. Температури на поверхні стінки

підтримуються постійними і рівні: $t_{c_1} = 100 + 20 \cdot i \text{ } ^\circ\text{C}$;

$t_{c_2} = 30 + 5 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$. Геометричні параметри сферичної стінки

наступні: внутрішній діаметрі - $d_1 = 25 + i \text{ мм}$, зовнішній

діаметр $d_2 = 40 + j \text{ мм}$.

ТЕМА 4. ОХОЛОДЖЕННЯ (НАГРІВАННЯ) НЕСКІНЧЕНИХ ПЛАСТИН ТА ЦИЛІНДРА

4.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Процеси передавання тепла, протягом яких температурне поле і поле теплового потоку змінюються у часі, називаються *нестационарними*.

У більшості задач нестационарної теплопровідності вимагається знайти температури у певних точках тіла в заданий момент часу або тривалість процесу, в результаті якого температура в даній точці тіла прийме певне значення. В деяких задачах вимагається знайти тепловий потік у певній точці в заданий момент часу або певну кількість тепла, віддану (або сприйняту) тілом протягом заданого проміжку

часу. Такі задачі зводяться до знаходження температури тіла, що розглядається, як функції координат і часу

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (4.1)$$

Диференціальне рівняння теплопровідності при відсутності внутрішніх джерел теплоти

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (4.2)$$

Шукана температура входить тільки під знак похідної і разом із заданими температурою середовища t_p і температурою тіла t_0 утворює безрозмірну незалежну змінну

$$\Theta = \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (4.3)$$

де $\theta_0 = t_0 - t_p$ - масштабна різниця температур.

Безрозмірна незалежна координата $X = \frac{x}{l}$,

де x – текуча координата; l – характерний лінійний розмір.

Для одновірної задачі диференціальне рівняння має вигляд:

$$\frac{d\Theta}{d\left(\frac{a \cdot \tau}{l^2}\right)} = \frac{d^2\Theta}{dX^2}, \quad (4.4)$$

де $\frac{a \cdot \tau}{l^2} = Fo$ - число Фур'є, що має зміст безрозмірного часу.

Шукана функція набуває такого вигляду

$$\Theta = f(Bi, Fo, X). \quad (4.5)$$

*Теплопровідність необмеженої пластини. Задано $\alpha = const$
 $t_p = const$*

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \frac{d^2\theta}{dx^2}. \quad (4.6)$$

Дослідження показали, що вже при $Fo \geq 0,3$ розподілення температури достатньо точно можна описати першим членом ряду

$$\Theta = \frac{2 \cdot \sin \mu_1}{\mu_1 + \sin \mu_1 \cdot \cos \mu_1} \cdot \cos(\mu_1 \cdot X) \cdot \exp(-\mu_1^2 \cdot Fo), \quad (4.7)$$

де μ - константа, що визначається в залежності від числа Bi .

Кількість теплоти, що віддається або приймається пластиною з обох боків за час від 0 до ∞ , повинна бути рівна зміні внутрішньої енергії за період повного охолодження

$$Q_{II} = 2 \cdot \delta \cdot f \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p). \quad (4.8)$$

Для будь-якого проміжку часу від $\tau = 0$ до τ_1 внутрішня енергія зміниться

$$Q = Q_n \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (4.9)$$

де $\bar{\Theta}$ - середня безрозмірна температура по товщині пластини в момент τ_1 .

$$\bar{\Theta} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sin^2 \mu_n}{\mu_n^2 + \mu_n \cdot \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo). \quad (4.10)$$

Теплопровідність нескінченного довгого циліндра. Циліндр радіусом r_0 ; $t_p = const$; $\alpha = const$. Температуру циліндра відраховуємо від температури середовища $\theta = t - t_p$.

Диференціальне рівняння теплопровідності матиме вигляд

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\theta}{dr} \right). \quad (4.11)$$

Рівняння температурного поля

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]} J_0(\mu_n R) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (4.12)$$

де J_0 ; J_1 - функція Бесселя першого роду нульового і першого порядку; $R = r / r_0$ - безрозмірна координата.

Так як і для пластини кількість теплоти відданої циліндром

$$Q_{II} = \pi \cdot r_0^2 \cdot l \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p), \quad (4.13)$$

за час від $\tau = 0$ до τ_1

$$Q = Q_{II} \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (4.14)$$

$$\bar{\Theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \cdot Bi}{\mu_n^2 \cdot (\mu_n^2 + Bi^2)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo). \quad (4.15)$$

Охолодження кулі.

Диференціальне рівняння має вигляд

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d\theta}{dr} \right). \quad (4.16)$$

Рівняння температурного поля

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n) \cdot \sin(\mu_n R)}{(\mu_n - \sin \mu_n \cos \mu_n) \mu_n R} \exp(-\mu_n^2 F_0). \quad (4.17)$$

Кількість теплоти

$$Q_{II} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p). \quad (4.18)$$

Тепловий потік за час від $\tau = 0$ до $\tau = 1$

$$\frac{Q}{Q_{II}} = F \cdot (Fo; Bi). \quad (4.19)$$

Значення функції представлено в довідниковій літературі або

$$Q = Q_{II} \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (4.20)$$

$$\bar{\Theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6 \cdot (\sin \mu_n - \mu_n \cdot \cos \mu_n)^2}{\mu_n^3 \cdot (\mu_n^2 - \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n)} \cdot (1 - \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo)). \quad (4.21)$$

4.2. Задачі

4.2.1. Гумова пластинка товщиною $2\delta = 20 + i$ мм нагріта до температури $t_0 = 140 + 2 \cdot j$ °C, поміщена в повітряне середовище з температурою $t_p = 15 + i$ °C. Визначити

температури всередині і на поверхні пластини через $\tau = 20 + 2 \cdot i$ хв після початку охолодження. Коефіцієнт

теплопровідності гуми $\lambda = 0,175 \frac{Вт}{м \cdot град}$. Коефіцієнт

температуропровідності гуми $a = 0,833 \cdot 10^{-7} \frac{М^2}{сек}$. Коефіцієнт

тепловіддачі від поверхні пластини до навколишнього повітря

$$\alpha = 65 + i \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Порядок розв'язання:

Температура всередині і на поверхні нескінченної пластини при охолодженні (нагріві) в середовищі із постійною температурою можна визначити за допомогою графіків $\theta_{x=0} = f_1(Bi, Fo)$ [1, рис. 2-1, с. 38] і $\theta_{x=\delta} = f_2(Bi, Fo)$ [1, рис. 2-2, с. 39].

Запишемо рівняння безрозмірної температури всередині і на поверхні нескінченної пластини:

$$\Theta_{x=0} = \frac{t_{x=0} - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (4.22)$$

$$\Theta_{x=\delta} = \frac{t_{x=\delta} - t_p}{t_0 - t_p}. \quad (4.23)$$

Знайдемо значення числа Bi за формулою:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{65 \cdot 0,01}{0,175} = 3,73.$$

Знайдемо значення числа Fo за формулою:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} = \frac{0,833 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}{0,01^2} = 1,0.$$

При цих значеннях за графіком [1, рис. 2-1, с. 38] знаходимо $\Theta_{x=0} = 0,26$ і за графіком [1, рис. 2-2, с. 39] знаходимо $\Theta_{x=\delta} = 0,083$.

З виразів для безрозмірної температури (4.22) та (4.23) визначаємо:

$$t_{x=0} = \theta_{x=0} \cdot (t_0 - t_p) + t_p = 0,26 \cdot (140 - 15) + 15 = 47,5^\circ\text{C},$$

$$t_{x=\delta} = \theta_{x=\delta} \cdot (t_0 - t_p) + t_p = 0,083 \cdot (140 - 15) + 15 = 25,4^\circ\text{C}.$$

4.2.2. Для умови задачі 4.2.1 визначити температуру на відстані $x = \frac{\delta}{2}$ мм від середини пластини. Також визначити безрозмірні температури всередині і на поверхні пластини розрахунковим шляхом і порівняти результати розрахунку із значеннями $\theta_{x=0}$ і $\theta_{x=\delta}$ отриманими в попередній задачі.

4.2.3. Довгий сталевий вал з діаметром $d_0 = 120 + i$ мм в початковий момент часу мав температуру $t_0 = 20 + i$ °C та був поміщений у піч з температурою $t_p = 820 + j$ °C. Визначити час необхідний для нагріву вала, якщо нагрівання вважається закінченим, коли температура на осі вала стане рівною $t_{r=0} = 800 + i$ °C. Також знайти температуру на поверхні вала $t_{r=r_0}$ в кінці нагріву. Коефіцієнти теплопровідності і

температуропровідності рівні: $\lambda = 21 + i \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$ і

$a = 6,11 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$. Коефіцієнт тепловіддачі до поверхні вала

$\alpha = 140 + 2 \cdot j \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$.

4.2.4. Визначити значення температур на поверхні і осі вала в умовах завдання 4.2.3 після закінчення 20 і 40 хв після завантаження вала на піч.

ТЕМА 5. ОХОЛОДЖЕННЯ (НАГРІВАННЯ) ТІЛ ОБМЕЖЕНИХ РОЗМІРІВ

5.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Розв'язання задач нестационарної теплопровідності в тілах обмежених розмірів (паралелепіпед, циліндр) здійснюється з використанням теореми про перемноження розв'язків, у відповідності до якої безрозмірна температура у заданій точці тіла визначається як добуток безрозмірних температур тіл необмежених розмірів, перетином яких і утворене дане тіло. Паралелепіпед розглядається як тіло, утворене в результаті перетину трьох взаємно перпендикулярних необмежених пластин кінцевої товщини ($2\delta_x \times 2\delta_y \times 2\delta_z$), а циліндр як тіло, утворене в результаті перетину нескінченно довгого циліндра радіусом r_0 з необмеженою пластиною із товщиною $2\delta_z$.

Для паралелепіпеда

$$\theta = \frac{t(x, y, z, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} = \frac{t(x, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} \cdot \frac{t(y, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} \cdot \frac{t(z, \tau) - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (5.1)$$

або

$$\theta = \theta_x \cdot \theta_y \cdot \theta_z = F_x(X, Bi_x, Fo_x) \cdot F_y(Y, Bi_y, Fo_y) \cdot F_z(Z, Bi_z, Fo_z). \quad (5.2)$$

Для циліндра

$$\theta = \frac{t(r, z, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} = \frac{t(r, \tau) - t_p}{t_0 - t_p} \cdot \frac{t(z, \tau) - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (5.3)$$

або

$$\theta = \theta_r \cdot \theta_z = F_r(R, Bi_r, Fo_r) \cdot F_z(Z, Bi_z, Fo_z). \quad (5.4)$$

5.2. Задачі

5.2.1. Стальний злиток, що має форму паралелепіпеда з розмірами $200 \times 400 \times 500$ в початковий момент часу мав температуру $t_0 = 20 + i \text{ } ^\circ\text{C}$, а потім був поміщений в термічну піч з температурою $t_p = 1400 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$.

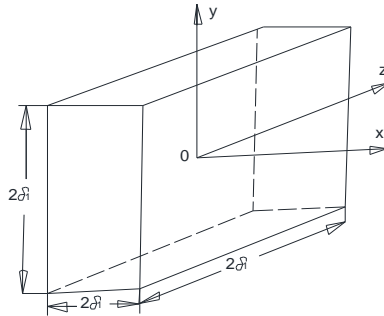


Рис. 5.1. До задачі 5.2.1.

Визначити температуру в центрі злитка через $\tau = 1,5 + \frac{i}{5}$ год після поміщення його в піч. Коефіцієнти теплопровідності і температуропровідності відповідно рівні:

$$\lambda = 37 + j \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \quad \text{і} \quad a = 6,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}, \quad \text{а коефіцієнт}$$

$$\text{тепловіддачі на поверхні злитка} \quad \alpha = 186 - i \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

Порядок розв'язання:

Безрозмірна температура будь-якої точки паралелепіпеда дорівнює добутку безрозмірних температур трьох нескінченних пластин. Отже, температуру в центрі паралелепіпеда можна знайти з рівняння (5.1), що в даному випадку має вид:

$$\frac{t_p - t_u}{t_p - t_0} = \frac{t_p - t_{x=0}}{t_p - t_0} \cdot \frac{t_p - t_{y=0}}{t_p - t_0} \cdot \frac{t_p - t_{z=0}}{t_p - t_0}. \quad (5.5)$$

Температури пластин $t_{x=0}$, $t_{y=0}$, $t_{z=0}$ знаходимо за допомогою графіків залежності температури середини безмежної пластини від критеріїв Bi та Fo [1, рис. 2-1, с. 38].

Для платини товщиною $2\delta_x = 200$ мм знайдемо значення Bi_x та Fo_x за формулами:

$$Bi_x = \frac{\alpha \cdot \delta_x}{\lambda} = \frac{186 \cdot 0,1}{37} = 0,5.$$

$$Fo_x = \frac{a \cdot \tau}{\delta_x^2} = \frac{6,94 \cdot 10^{-6} \cdot 5400}{0,1^2} = 3,75.$$

При знайдених значеннях критеріїв Bi_x та Fo_x за допомогою графіка знаходимо $\frac{t_p - t_{x=0}}{t_p - t_0} = 0,22$.

Аналогічно для пластини товщиною $2\delta_y = 400$ мм знаходимо $Bi_y = 1,0$ та $Fo_y = 0,937$. За допомогою графіка знаходимо $\frac{t_p - t_{y=0}}{t_p - t_0} = 0,57$.

Для пластини товщиною $2\delta_z = 500$ мм знаходимо значення критеріїв $Bi_z = 1,25$, $Fo_z = 0,6$ і $\frac{t_p - t_{z=0}}{t_p - t_0} = 0,68$.

Отже, $\frac{t_p - t_u}{t_p - t_0} = 0,22 \cdot 0,57 \cdot 0,68 = 0,0852$ і температура в

центрі злитка рівна:

$$t_u = t_p - 0,0852 \cdot (t_p - t_0) = 1400 - 0,0852 \cdot (1400 - 200) = 1282 \text{ }^\circ\text{C}.$$

5.2.2. Сталева болванка циліндричної форми діаметром $d = 160 + i$ мм в початковий момент часу була рівномірно

нагріта до температури $t_0 = 800 + j \text{ }^\circ\text{C}$. Болванка охолоджується на повітрі, яка має температуру $t_p = 30 + i \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити температуру в центрі болванки $t_{x=0;r=0}$ і в середині торцевої поверхні $t_{x=l/2;r=0}$ через $\tau = 30 + i \text{ хв}$ після початку охолодження. Коефіцієнти теплопровідності і температуропровідності відповідно рівні: $\lambda = 23 - j \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$ і $a = 6,11 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$. Коефіцієнт тепловіддачі на поверхні болванки $\alpha = 118 + i \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$.

ТЕМА 6. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНОМУ РУСІ РІДИНИ В ТРУБАХ

6.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Конвекційним теплообміном або *тепловіддачею* називається процес перенесення теплоти між поверхнею твердого тіла і рідким середовищем.

За природою виникнення розрізняють два види руху – *вільний і вимушений*.

Вільним називається рух, що відбувається внаслідок різниці густини частинок рідини у гравітаційному полі.

Вимушеним називається рух що виникає під дією зовнішніх сил (різниці тисків). У загальному випадку одночасно із вимушеним може розвиватися й вільний рух.

Кількість тепла, що передається у процесі конвекційного теплообміну, визначається за законом Ньютона-Ріхмана:

$$Q = \alpha \cdot (t_c - t_p) \cdot F, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, який характеризує інтенсивність конвекційного теплообміну, $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Режим руху рідини в трубах і каналах визначається числом Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu}, \quad (6.2)$$

де ω - швидкість руху теплоносія, $м/с$; l - визначальний розмір, $м$; ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, $м^2/с$.

Якщо $Re \leq 2 \cdot 10^3$ - режим течії є ламінарними. При $Re \geq 10^4$ встановлюється розвинений турбулентний режим. Значення чисел Рейнольдса $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ відповідають перехідному режиму течії.

При русі рідини всередині труб біля стінок утворюється динамічний пограничний шар, товщина якого поступово наростає по ходу руху рідини. На певній відстані від входу пограничний шар зникається, заповнюючи весь поперечний переріз труби, після чого встановлюється сталий розподіл швидкості, характерний для даного режиму течії. Відстань від входу в трубу до перерізу, який відповідає злиттю пограничного шару, називається **ділянкою гідродинамічної стабілізації**.

При ламінарній ізотермічній течії на ділянці стабілізованої течії швидкості по перерізу розподіляються по параболі

$$\frac{\omega_r}{\omega_{\max}} = \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right], \quad (6.3)$$

де r_0 - радіус труби, $м$; ω_{\max} - швидкість на осі труби, $м/с$.

При цьому середня по перерізу швидкості дорівнює

$$\bar{\omega} = 0,5 \cdot \omega_{\max}. \quad (6.3)$$

При турбулентній ізотермічній течії швидкості по поперечному перерізу розподіляються по урізаній параболі з максимумом на осі труби і залежить від числа Рейнольдса:

$$\frac{\omega_r}{\omega_{\max}} = f\left(\frac{r}{r_0}, \text{Re}\right). \quad (6.4)$$

Середня по перерізу швидкість також залежить від числа Рейнольдса і має порядок

$$\bar{\omega} = (0,8 \dots 0,9) \cdot \omega_{\max}. \quad (6.5)$$

Довжина ділянки гідродинамічної стабілізації при ламінарному режимі

$$l_{\text{НД}} = 0,5 \cdot d \cdot \text{Re}. \quad (6.6)$$

При турбулентній течії величина $l_{\text{НД}}$ слабо залежить від числа Рейнольдса і складає приблизно

$$l_{\text{НД}} = 15 \cdot d. \quad (6.7)$$

При різних температурах рідини і стінки в початковій частині труби утворюється і тепловий пограничний шар. Аналогічно гідродинамічному пограничному шару тепловий пограничний шар зникається на декотрій відстані $l_{\text{НД}}$ від входу до труби. Після цього вся рідина бере участь в теплообміні, а інтенсивність тепловіддачі на вході. Ця ділянка довжиною $l_{\text{НД}}$ називається **ділянкою теплової стабілізації**. Якщо при $x > l_{\text{НД}}$ закон завдання граничних умов на стінці не змінюється, то такий теплообмін називається **стабілізованим**.

У загальному випадку $l_{\text{НД}} \neq l_{\text{тм}}$. За ділянкою теплової стабілізації профіль розподілу температур по перерізу труби є стабілізованим (для кожного режиму течії) і підпорядковується певному закону: для ламінарного режиму – парабола, для турбулентного – урізана парабола.

Ламінарний режим руху ($\text{Re} \leq 2 \cdot 10^3$).

При теплообміні розрізняють дві форми ламінарного руху – в'язкісний і в'язкісно-гравітаційний.

При в'язкісному режимі ($Ra < 8 \cdot 10^5$) впливом вільної конвекції можна знехтувати. Відхилення розподілу швидкості по перерізу труби пояснюється зміною в'язкості рідини внаслідок зміни її температури. Характер розподілу швидкості залежить від напрямку теплового потоку. Для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі в цьому режимі можна рекомендувати формулу

$$\bar{Nu} = 1,55 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \varepsilon_l, \quad (6.8)$$

де $Ra = Gr \cdot Pr$ - критерій Релея; $Pe = Re \cdot Pr$ - критерій Пекле; d, l - діаметр та довжина труби (каналу), м; μ_p, μ_c - коефіцієнт динамічної в'язкості теплоносія при температурі теплоносія t_p та температури стінки труби t_c , Па·с; ε_l - поправка на ділянку гідродинамічної стабілізації; Gr - число Грасгофа,

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (t_c - t_p)}{\nu^2}, \quad (6.9)$$

де g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}$; β - температурний коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія, К^{-1} .

Поправка ε_l справедлива при $\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d} < 0,1$ і визначається за формуло

$$\varepsilon_l = 0,6 \cdot \left(\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d} \right)^{-1/7} \cdot \left(1 + 2,5 \cdot \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d} \right), \quad (6.10)$$

Формула (6.8) справедлива при $\left(Pe \frac{d}{l} \right) \geq 20$

$$6,7 \cdot 10^{-4} \leq \mu_p / \mu_c \leq 14,3.$$

При в'язкісно-гравітаційному режимі ($Ra \geq 8 \cdot 10^5$) сили в'язкості і підйомні сили є співрозмірними, а розподіл швидкості по перерізу труби залежить не тільки від в'язкості рідини, але й від напрямку токів природної конвекції. В залежності від взаємного напрямку вільного і вимушеного руху розрізняють наступні випадки:

1. Напрямки вільного і вимушеного руху взаємно перпендикулярні (в горизонтальних трубах).

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,8 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,4} \cdot Ra_p^{0,1} \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (6.11)$$

де $\bar{\varepsilon}_l$ - коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби. Якщо $l/d \geq 50$, то $\bar{\varepsilon}_l = 1$. При $l/d < 50$ поправку $\bar{\varepsilon}_l$ можна приблизно оцінити за допомогою табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Значення $\bar{\varepsilon}_l$ при ламінарному режимі

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\bar{\varepsilon}_l$	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Формула справедлива при $\left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right) = 20 \dots 120$,

$$Ra_p \leq 1.3 \cdot 10^7, \quad Pr_p = 2 \dots 10.$$

2. Вертикальне розміщення труб

Для наближених розрахунків

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,15 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,33} \cdot Ra_{p,d}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (6.12)$$

2.1 Напрямки співпадають

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,35 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,33} \cdot \left(Ra \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,18}, \quad (6.13)$$

при $l/d = 20 \dots 130$.

2.2 Напрямки не співпадають

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,037 \cdot Re_{p,d}^{0,75} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^n, \quad (6.14)$$

при $t_c < t_p$ - $n = 0,25$; $t_c > t_p$ - $n = 0,11$.

При в'язкісно-гравітаційному режимі інтенсивність тепловіддачі є більшою, ніж при в'язкісному.

Турбулентний режим руху ($Re \geq 10^4$).

Перенесення тепла в рідині здійснюється в основному шляхом перемішування. Процес перемішування є настільки інтенсивним, що по перерізу ядра потоку температура рідини практично є постійною, різка зміна температури спостерігається тільки в межах тонкого шару біля поверхні. Для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі при турбулентному режимі руху отримана формула

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,021 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (6.15)$$

де $\bar{\varepsilon}_l$ - коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби. Якщо $l/d \geq 50$, то $\bar{\varepsilon}_l = 1$. При $l/d < 50$ поправку $\bar{\varepsilon}_l$ визначається за допомогою табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Значення $\bar{\varepsilon}_l$ при турбулентному режимі

$Re_{p,d}$	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,5	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,4	1,27	1,18	1,13	1,1	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,1	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,1	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Перехідний режим руху ($2 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^4$).

Розрахунок тепловіддачі проводиться по залежності для турбулентного режиму із введенням коефіцієнта $\varepsilon_{Re} = f(Re)$, табл. 6.3.

Таблиця 6.3

$\varepsilon_{Re} = f(Re)$							
Re	2300	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ε_{Re}	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1

6.2. Задачі

6.2.1. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі при течії трансформаторного масла в трубі діаметром $d = 8 + i$ мм і довжиною $l = 1$ м, якщо середня температура по довжині труби трансформаторного масла $t_p = 80 + j$ °C. Середня температура стінки трубки $t_c = 20 - i$ °C; швидкість руху масла $\omega = 0,6 + 0,01 \cdot i$ м/с.

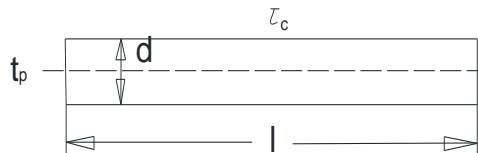


Рис. 6.1 До задачі 6.2.1.

Порядок розв'язання:

Визначаємо фізичні властивості трансформаторного масла при температурі $t_p = 80$ °C, [додаток 1, табл. 3]:

$$\nu_p = 3,66 \cdot 10^{-6} \frac{M^2}{c}; \quad \mu_p = 30,8 \cdot 10^{-4} Pa \cdot c.$$

Для визначення режиму руху масла знаходимо критерій Рейнольдса за формулою (6.2)

$$\text{Re}_p = \frac{0,6 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3,66 \cdot 10^{-6}} = 1310.$$

Так як $\text{Re} \leq 2 \cdot 10^3$ режим течії - ламінарний.

Для того щоб встановити, чи має вплив на тепловіддачу природна конвекція потрібно розрахувати Ra_Γ , де в якості визначальної температури приймається

$$t_\Gamma = 0,5 \cdot (t_p + t_c) = 0,5 \cdot (80 + 20) = 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При цій температурі визначаємо $\lambda_\Gamma = 0,108 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

$\nu_\Gamma = 7,58 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $\beta_\Gamma = 7,05 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$; $\text{Pr}_\Gamma = 111$, [додаток 1, табл. 3].

За (6.9) визначаємо число Грасгофа

$$Ra_\Gamma = (Gr \cdot \text{Pr})_\Gamma = \frac{9,81 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 7,05 \cdot 10^{-4} \cdot (80 - 20)}{(7,58 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 111 = 3,6 \cdot 10^5.$$

Так як $Ra_\Gamma < 8 \cdot 10^5$, то природна конвекція не робить істотного впливу на тепловіддачу, як наслідок цього встановлюється в'язкий режим руху масла. При цьому режимі розрахунок середнього коефіцієнта тепловіддачі визначаємо за формулою (6.8).

Визначаємо число Пекле

$$Pe_\Gamma = \frac{0,6 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{7,58 \cdot 10^{-6}} \cdot 111 = 70290.$$

При температурі стінки труби визначаємо коефіцієнт динамічної в'язкості масла: $\mu_c = 198,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$, [додаток 1, табл. 3].

Комплекс $\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} = \frac{1}{1310} \cdot \frac{1}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,0955 < 0,1$, тоді ε_l визначаємо за формулою (6.10):

$$\varepsilon_l = 0,6 \cdot (0,0955)^{-1/7} \cdot (1 + 2,5 \cdot 0,0955) = 1,05.$$

Перевіряємо умови використання формули (6.8):

$$\left(70290 \cdot \frac{8 \cdot 10^{-3}}{1}\right) = 562 > 20; \quad \frac{30,8 \cdot 10^{-4}}{198,2 \cdot 10^{-4}} = 0,155 > 6,7 \cdot 10^{-4},$$

умова виконується.

Тоді

$$\bar{Nu}_r = 1,55 \cdot \left(70290 \cdot \frac{8 \cdot 10^{-3}}{1}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{30,8 \cdot 10^{-4}}{198,2 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} \cdot 1,05 = 10,13.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою, $Вт/(м^2 \cdot град)$

$$\bar{\alpha} = \bar{Nu}_r \cdot \frac{\lambda_r}{d}. \quad (6.16)$$

$$\bar{\alpha} = 10,13 \cdot \frac{0,108}{8 \cdot 10^{-3}} = 136,8 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

6.2.2. По трубці діаметром $d = 6 + i$ мм рухається вода зі швидкістю $\omega = 0,4 + \frac{j}{10} \frac{м}{с}$. Температура стінки трубки рівна $t_c = 50 + i$ °C. Яку довжину повинна мати трубка, щоб при температурі води на вході $t_{p_1} = 10 + j$ °C температура на виході з трубки була $t_{p_2} = 20 + 1,5 \cdot i$ °C?

6.2.3. Визначити значення коефіцієнта тепловіддачі та кількість переданого тепла при течії води в горизонтальній трубці діаметром $d = 10 + i$ мм і довжиною $l = 1,2 + \frac{i}{j}$ м, якщо середні температури по довжині стінки труби і води рівні відповідно $t_c = 60 + 2 \cdot i$ °C і $t_p = 30 + 2 \cdot j$ °C. Витрата води $G = 7 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

ТЕМА 7. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ТРУБ

7.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Одиночні труби. Особливість теплообміну при поперечному обтіканні пов'язана з гідродинамічною картиною течії рідини вздовж поверхні труби. Обтікання відбувається в умовах перемінних швидкості і тиску по периметру труби. Плавне, безвідривне обтікання спостерігається при малих значеннях числа Рейнольдса ($Re < 5$). При великих значеннях числа Рейнольдса безвідривне обтікання спостерігається тільки в передній частині труби, в кормовій частині пограничний шар відривається від поверхні, утворюючи вихори. При ламінарній течії відрив пограничного шару відбувається в точці периметра, яка відповідає куту $\varphi = 82^\circ \dots 84^\circ$. При великих числах Рейнольдса тертя рідини біля поверхні призводить до формування турбулентного пограничного шару, відрив котрого відбувається при кутах $\varphi \approx 140^\circ$.

Зміна інтенсивності тепловіддачі по периметру труби пов'язана зі зміною товщини пограничного шару.

Залежності для визначення середніх по периметру труби значень коефіцієнта тепловіддачі:

$$\text{При } 5 < Re_{p,d} < 10^3 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,5 \cdot Re_{p,d}^{0,5} \cdot Pr_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t, \quad (7.1)$$

$$\text{при } 10^3 \leq Re_{p,d} < 2 \cdot 10^5 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,26 \cdot Re_{p,d}^{0,6} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot \varepsilon_t, \quad (7.2)$$

$$\text{при } 2 \cdot 10^5 \leq Re_{p,d} < 2 \cdot 10^6 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,023 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot \varepsilon_t, \quad (7.3)$$

$$\text{де } \varepsilon_t = \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad - \text{ для газів та повітря } \varepsilon_t \approx 1.$$

Залежності є справедливими при поперечному обтіканні, коли кут атаки $\psi = 90^\circ$. При менших значеннях кута атаки ($\psi < 90^\circ$) використовується поправка $\varepsilon_\psi = 1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi$.

Пучки труб. Геометричними характеристиками пучка труб є їх зовнішній діаметр d , компоновання (шахове або коридорне), поперечний s_1 і поздовжнім s_2 кроки, кількість рядів в напрямку руху рідини. Характер омивання труб кожного ряду пучка в значній мірі залежить від його компоновання. Характер обтікання труб першого ряду як шахового, так і коридорного пучків близький до характеру обтікання одиночних труб. Другий і наступні ряди труб зазнають впливу турбулізації потоку, яку створюють попередні ряди. Починаючи з третього ряду потік практично стабілізується, тому середній коефіцієнт тепловіддачі для усіх наступних рядів не змінюється.

Розрахункові залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі в пучках труб:

Коридорна компоновка

$10^2 < Re_{p,d} < 10^3$ - ламінарний режим руху

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,52 \cdot Re_{p,d}^{0,5} \cdot Pr_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s \quad (7.4)$$

$10^3 \leq Re_{p,d} < 10^5$ - змішаний режим руху

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,27 \cdot Re_{p,d}^{0,63} \cdot Pr_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s \quad (7.5)$$

де $\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d} \right)^{-0,15}$.

$$\bar{\alpha}_3 = \bar{Nu}_{p,d} \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (7.6)$$

Коефіцієнт тепловіддачі пучка труб

$$\bar{\alpha}_{пуч} = \bar{\alpha}_3 \cdot \frac{(n-2) + \varepsilon_1 + \varepsilon_2}{n} \quad (7.7)$$

де $\varepsilon_1 = 0,6$; $\varepsilon_2 = 0,9$ - коефіцієнти, що враховують тепловіддачу 1 і 2 ряду труб; n – кількість рядів напрямку руху рідини.

Шахова компоновка

$$10^2 < Re < 10^3$$

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,71 \cdot Re_{p,d}^{0,5} \cdot Pr_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s. \quad (7.8)$$

$$10^3 \leq Re < 10^5$$

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,41 \cdot Re_{p,d}^{0,6} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s, \quad (7.9)$$

при $\frac{S_1}{S_2} < 2 \Rightarrow \varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1,6}$; при $\frac{S_1}{S_2} > 2 \Rightarrow \varepsilon_s = 1,12$.

$$\overline{\alpha}_{пуч} = \overline{\alpha}_3 \cdot \frac{(n-2) + \varepsilon_1 + \varepsilon_2}{n}. \quad (7.10)$$

Якщо кут атаки $\psi \neq 90^\circ$ тобто не перпендикулярний пучку вводиться коефіцієнт $\varepsilon_\psi = 1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi$.

Дані залежності справедливі для рідин з $Pr_p \geq 1$ при $S_1/d = 1,3...2,6$; $S_2/d = 0,61...3,9$.

$$\frac{S_1/d}{S_2/d} = 0,33...3,4. \quad (7.11)$$

При значеннях числа $Re > 2 \cdot 10^5$:

для глибинних рядів шахових пучків ($s_1/d = 1,25...2,0$ і $s_2/d = 1,25...1,5$)

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,031 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_t \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2}; \quad (7.12)$$

для глибинних рядів коридорних пучків ($s_1/d = 1,5...2,0$ і $s_2/d = 1,25$)

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,033 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_t. \quad (7.13)$$

7.2. Задачі

7.2.1. Водяний калориметр, який має форму трубки із зовнішнім діаметром $d = 15 + i$ мм, розміщений в поперечний потік повітря зі швидкістю $\omega = 2 + j$ м/с, направлений під кутом 90° до осі калориметра. Середня температура $t_p = 20 + 2 \cdot i$ °С. При стаціонарному тепловому режимі на зовнішній поверхні калориметра встановлюється постійна середня температура $t_c = 80 + 2 \cdot j$ °С. Знайти коефіцієнт тепловіддачі від трубки до повітря і тепловий потік на одиницю довжини калориметра.

Порядок розв'язання:

При температурі $t_p = 20$ °С знаходимо фізичні властивості повітря $\nu_p = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_p = 2,59 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·град); $Pr_p = 0,703$, [додаток 1, табл. 2].

Для визначення режиму руху необхідно знайти число Рейнольдса за формулою (6.2)

$$Re_p = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1992.$$

Оскільки $10^3 \leq Re_p < 2 \cdot 10^5$ то критерій Нуссельна визначаємо за формулою (7.2)

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,26 \cdot 1992^{0,6} \cdot 0,703^{0,37} \cdot 1 = 21,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубки до повітря буде рівний:

$$\alpha = 21,8 \cdot \frac{2,59 \cdot 10^{-2}}{15 \cdot 10^{-3}} = 37,64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}.$$

Тепловий потік на одиницю довжини калориметра визначимо за формулою, Вт/м

$$q_l = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot (t_c - t_p). \quad (7.14)$$

$$q_l = 37,64 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot (80 - 20) = 106,4 \text{ Вт/м}.$$

7.2.2. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в завданні (7.2.1), якщо повітря омиватиме трубку під кутом 60° , а усі інші параметри залишаться без змін.

7.2.3. Мідний шинопровід діаметром $d = 15 + i$ мм охолоджується потоком сухого повітря. Швидкість і температура набігаючого потоку повітря рівні $\omega = 1 + j$ м/с і $t_p = 20 + i$ °С.

Знайти коефіцієнт тепловіддачі від поверхні шинопроводу до повітря та допустиму силу струму за умови, що температура його поверхні не повинна перевищувати $t_c = 80 + 2 \cdot i$ °С. Питомий електричний опір міді

$$\rho = 0,0175 \frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}.$$

7.2.4. Циліндрична трубка діаметром $d = 20 + i$ мм охолоджується поперечним потоком води. Швидкість потоку $\omega = 1 + \frac{i \cdot j}{30}$ м/с. Середня температура води $t_p = 10 + i$ °С і температура поверхні трубки $t_c = 50 + 2 \cdot j$ °С. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від поверхні трубки до води, що охолоджує її.

7.2.5. Труба із зовнішнім діаметром $d = 25 + i$ мм охолоджується поперечним потоком масла МС-20. Швидкість руху $\omega = 1 + \frac{i}{10}$ м/с і середня температура поверхні масла $t_p = 50 + i \cdot j$ °С. Знайти, яку температуру труби треба підтримувати, щоб щільність теплового потоку складала

$q = 4,5 \cdot 10^4 + i \frac{Bm}{m^2}$, і яким при цьому буде значення коефіцієнта тепловіддачі.

7.2.6. Трубчастий повітрянагрівач виготовлений з труб діаметром $d = 38 + i$ мм, розташованих в коридорному порядку із поперечним і поздовжнім кроками $s_1 = s_2 = 2,5 \cdot d$. Число труб в ряді поперек потоку $m = 8 + i$, а число рядів $n = 5 + j$. Температури повітря, що подається в підігрівач $t_{p_1} = 20 + j$ °С і на виході з підігрівача $t_{p_2} = 80 + i$ °С. Температура стінки $t_c = 150 + i$ °С.

Якої довжини мають бути труби, щоб при швидкості повітря у вузькому перерізі пучка $\omega = 10 + \frac{i}{j}$ м/с кількість тепла, що передається повітрю становила $Q = 125 + i$ кВт.

7.2.7. Якої довжини необхідно буде виготовити труби, згідно умови завдання (7.2.6), якщо коридорне розташування буде замінене шаховим і швидкість у вузькому січені пучка збільшиться до $\omega = 14 + \frac{i}{j}$ м/с. Усі інші умови залишаються без змін.

ЛІТЕРАТУРА

1. Краснощоків Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче / изд. 2 –е перераб. и доп. М.: «Энергия», 1969. 264 с.
2. Погорелов А. І. Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку) : навч. посіб. Львів: «Нов. світ - 2000», 2006. 144 с.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача : изд. 2-е. М. : «Энергия», 1969. 440 с., ил.

ДОДАТОК 1

Таблиця 1

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{бар}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h', \text{кДж/кг}$	$c_{рп}, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{град)}$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, 1/\text{град}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{н/м}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1,013	999,9	0	4,212	0,551	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,574	13,7	1306	1,306	0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,599	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,618	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,635	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,648	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	0,659	16	469,4	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293	4,187	0,668	16,3	406,1	0,415	5,7	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335	4,195	0,674	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377	4,208	0,68	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,22	0,683	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951	461,4	4,233	0,685	17	259	0,272	8,08	569	1,6
120	1,98	943,1	503,7	4,25	0,686	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,7	934,8	546,4	4,266	0,686	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,683	17,3	173,6	0,191	10,7	466	1,1
170	7,92	897,3	719,3	4,38	0,679	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,674	17,2	153	0,173	11,9	422,8	1
190	12,55	876	807,8	4,459	0,67	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863	852,5	4,505	0,663	17	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,655	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,2	840,3	943,7	4,614	0,645	16,6	124,6	0,149	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,637	16,4	119,7	0,145	15,9	310	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	0,628	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799	1085,7	4,844	0,618	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784	1135,1	4,949	0,605	15,6	105,9	0,135	19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,07	0,59	15,1	102	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,23	0,574	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,9
290	74,45	732,3	1290	5,485	0,558	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	0,54	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
310	98,7	691,1	1402,2	6,071	0,523	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	0,506	11,5	85,3	0,128	38,2	98,1	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	0,484	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	0,457	9,17	77,5	0,127	53,4	56,7	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	0,43	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,6
360	186,74	528	1761,5	13,984	0,395	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	0,337	1,86	56,9	0,126	264	4,71	6,79

Таблиця 2

Фізичні властивості сухого повітря ($B=760$ мм.рт.ст.)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\alpha \cdot 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,9	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	2,13	31,9	21,5	22,1	0,69
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,8	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26	34,85	0,68
250	0,674	1,038	4,27	61	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,6	71,6	29,7	48,33	0,674

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,5	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблиця 3

Фізичні властивості трансформаторного масла в залежності від температури

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\alpha \cdot 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,8	866
10	886,4	1,62	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,109	89,4	10,3	7,03	7	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,2	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	6,03	6	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,202	1,103	18,1	2,2	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,5	7,4	34,9

Таблиця 4

Фізичні властивості масла МС-20 в залежності від
температури

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\alpha \cdot 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
-10	990,3	1,951	0,136	-	-	7,75	6,24	-
0	903,6	1,98	0,135	-	-	7,58	6,24	-
10	897,9	2,01	0,135	-	-	7,44	6,31	-
20	892,3	2,043	0,134	10026	1125	7,3	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	7,19	6,38	7310
40	881	2,106	0,131	2433	276	7,08	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,13	1334	153	7	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1340
70	864	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,6	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847	2,29	0,126	171,7	20,3	6,44	6,69	315
110	841,3	2,32	0,124	132,4	15,7	6,36	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101	12,1	6,25	6,77	193
130	830	2,382	0,122	79,76	9,61	6,17	6,82	156
140	824,4	2,42	0,121	61,8	7,5	6,08	6,87	123
150	818,7	2,445	0,12	53,17	6,5	6	6,92	108