

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного
господарства та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та
гідравлічних машин

01-06-89М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять і самостійної роботи з дисципліни
«Термодинаміка та тепломасообмін»
(Розділ «Тепломасообмін»)
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за освітньо-професійною програмою
«Будівництво та цивільна інженерія»
спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»
галузі знань 19 «Архітектура та будівництво»
усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІБА
Протокол № 4 від 21 січня 2025 р.

Рівне – 2025

Методичні вказівки до практичних занять і самостійної роботи з дисципліни «Термодинаміка та тепломасообмін» (Розділ «Тепломасообмін») для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Будівництво та цивільна інженерія» спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» галузі знань 19 «Архітектура та будівництво» усіх форм навчання. [Електронне видання] / Куба В. В. – Рівне : НУВГП, 2025. – 63 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 групи забезпечення спеціальності Караван В. В.

Попередня версія: шифр 01-04-13.

© В. В. Куба, 2025

© НУВГП, 2025

ЗМІСТ

Вступ	3
Тема 1. Теплопровідність плоскої, циліндричної одно – та багаточарових стінок.....	5
Тема 2. Охолодження (нагрівання) нескінченних пластини і циліндра.....	13
Тема 3. Тепловіддача при вимушеному русі рідини в трубах.....	19
Тема 4. Тепловіддача при вимушеному поперечному обтіканні труб	27
Тема 5. Тепловіддача під час кипіння рідини і конденсації пари.....	33
Тема 6. Теплообмін випромінювання між твердими тілами, розділеними прозорим середовищем	41
Тема 7. Теплопередача через плоску та циліндричну стінки. Критичний діаметр циліндричної стінки.....	44
Тема 8. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів	51
Література.....	59
Додаток	60

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 студента (залікової книжки).

ТЕМА 1. ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПЛОСКОЇ, ЦИЛІНДРИЧНОЇ ТА ОДНО - І БАГАТОШАРОВИХ СТІНОК

1.1. 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:

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

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

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

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}). \quad (1.1)$$

Відношення $\frac{\lambda}{\delta}$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$ називається тепловою

провідністю стінки, а обернена величина $\frac{\delta}{\lambda}$, $\frac{м^2 \cdot град}{Вт}$ -

тепловим або термічним опором стінки.

Загальна кількість теплоти рівна, Q

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}) \cdot F. \quad (1.2)$$

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

$$q = \frac{t_{c_n} - t_{c_{n+1}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1.3)$$

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

Для циліндричної стінки 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

$$Q = -\lambda \cdot \frac{dt}{dr} \cdot F, \quad (1.4)$$

де $F = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$, тоді

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (1.5)$$

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

$$\frac{Q}{l} = q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \frac{Wm}{m}. \quad (1.6)$$

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

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_n} - t_{c_{n+1}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (1.7)$$

де $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ - загальний термічний опір багатошарової циліндричної стінки, $(m \cdot grad)/Wm$.

1.2. Задачі

1.2.1. 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 $\lambda_1 = 0,28 \frac{Вт}{м \cdot град}$, а червоної цегли $\lambda_2 = 0,7 \frac{Вт}{м \cdot К}$. 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

$$\begin{cases} q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}) \\ q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \cdot (t_{c_2} - t_{c_3}) \end{cases} \quad (1.8)$$

Густина теплового потоку визначаємо за формулою (1.3)

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

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

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

1.2.2. Паропровід з внутрішнім діаметром $d_1 = 150 \text{ мм}$ та зовнішнім діаметром $d_2 = 160 \text{ мм}$ покритий шаром теплової ізоляції товщиною $\delta_{is} = 100 + \frac{i \cdot j}{3} \text{ мм}$, 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:

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

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

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l} q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_1} - t_{c_2})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \\ q_l = \frac{\pi \cdot (t_{c_2} - t_{c_3})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} \end{array} \right. \quad (1.9)$$

Тоді

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

1.2.3. 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:

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

$$\lambda_3 = 0,7 + \frac{j}{100} \frac{Вт}{м \cdot \text{град}}.$$

Якої товщини необхідно зробити шар з червоної цегли, якщо відмовитись від застосування засипки із діатоміту, щоб тепловий потік через обмурунку залишався незмінним.

1.2.4. Змійовики пароперегрівача виготовлені з труб жаротривкої сталі діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{32}{42}$ мм, коефіцієнтом 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 $q_1, \frac{Вт}{м}$.

1.2.5. 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.

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

1.2.7. 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.

1.2.8. 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: $\lambda_{из} = 0,062 \cdot (1 + 0,363 \cdot 10^{-2} \cdot t) \frac{Вт}{м \cdot град}$. 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°C . Коефіцієнт теплопровідності труби паропроводі рівний

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

1.2.9. Залізобетонна димова труба із внутрішнім діаметром $d_2 = 800 \text{ мм}$ і зовнішнім $d_3 = 1300 \text{ мм}$ 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°C . Температура внутрішньої поверхні футерівки $t_{c_1} = 425 + i^{\circ}\text{C}$, коефіцієнт

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

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

ТЕМА 2. ОХОЛОДЖЕННЯ (НАГРІВАННЯ) НЕСКІНЧЕННИХ ПЛАСТИН ТА ЦИЛІНДРА

2.1. 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

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (2.1)$$

Диференціальне рівняння теплопровідності при відсутності внутрішніх джерел теплоти

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (2.2)$$

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

$$\Theta = \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (2.3)$$

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:

$$\frac{d\Theta}{d\left(\frac{a \cdot \tau}{l^2}\right)} = \frac{d^2\Theta}{dX^2}, \quad (2.4)$$

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

Шукана функція набуває такого вигляду

$$\Theta = f(Bi, Fo, X). \quad (2.5)$$

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

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \frac{d^2\theta}{dx^2}. \quad (2.6)$$

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

$$Q_{II} = 2 \cdot \delta \cdot f \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p). \quad (2.8)$$

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

$$Q = Q_n \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (2.9)$$

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

$$\bar{\Theta} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sin^2 \mu_n}{\mu_n^2 + \mu_n \cdot \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo). \quad (2.10)$$

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

Диференціальне рівняння теплопровідності матиме вигляд

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\theta}{dr} \right). \quad (2.11)$$

Рівняння температурного поля

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2J_1(\mu_n)}{\mu_n [J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n)]} J_0(\mu_n R) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (2.12)$$

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

$$Q_{II} = \pi \cdot r_0^2 \cdot l \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p), \quad (2.13)$$

за час від $\tau = 0$ до τ_1

$$Q = Q_{II} \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (2.14)$$

$$\bar{\Theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \cdot Bi}{\mu_n^2 \cdot (\mu_n^2 + Bi^2)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo). \quad (2.15)$$

Охолодження кулі.

Диференціальне рівняння має вигляд

$$\frac{d\theta}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d\theta}{dr} \right). \quad (2.16)$$

Рівняння температурного поля

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n) \cdot \sin(\mu_n R)}{(\mu_n - \sin \mu_n \cos \mu_n) \mu_n R} \exp(-\mu_n^2 F_0). \quad (2.17)$$

Кількість теплоти

$$Q_{II} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_0 - t_p). \quad (2.18)$$

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

$$\frac{Q}{Q_{II}} = F \cdot (Fo; Bi). \quad (2.19)$$

Значення функції представлено в довідниковій літературі або

$$Q = Q_{II} \cdot (1 - \bar{\Theta}), \quad (2.20)$$

$$\bar{\Theta} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6 \cdot (\sin \mu_n - \mu_n \cdot \cos \mu_n)^2}{\mu_n^3 \cdot (\mu_n^2 - \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n)} \cdot (1 - \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo)). \quad (2.21)$$

2.2. Задачі

2.2.1. 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:

$$\theta_{x=0} = \frac{t_{x=0} - t_p}{t_0 - t_p}, \quad (2.22)$$

$$\theta_{x=\delta} = \frac{t_{x=\delta} - t_p}{t_0 - t_p}. \quad (2.23)$$

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 (2.22) та (2.23) визначаємо:

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

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

2.2.2. 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.

2.2.3. 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

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

2.2.4. 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 3. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНОМУ РУСІ РІДИНИ В ТРУБАХ

3.1. 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:

$$Q = \alpha \cdot (t_c - t_p) \cdot F, \text{ Вт} \quad (3.1)$$

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

Режим руху рідини в трубах і каналах визначається числом Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot l}{\nu}, \quad (3.2)$$

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

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

$$\frac{\omega_r}{\omega_{\max}} = \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right], \quad (3.3)$$

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

При цьому середня по перерізу швидкості дорівнює

$$\bar{\omega} = 0,5 \cdot \omega_{\max}. \quad (3.3)$$

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

$$\frac{\omega_r}{\omega_{\max}} = f \left(\frac{r}{r_0}, \text{Re} \right). \quad (3.4)$$

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

$$\bar{\omega} = (0,8 \dots 0,9) \cdot \omega_{\max}. \quad (3.5)$$

Довжина ділянки гідродинамічної стабілізації при ламінарному режимі

$$l_{\text{НД}} = 0,5 \cdot d \cdot \text{Re}. \quad (3.6)$$

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

$$l_{\text{НД}} = 15 \cdot d. \quad (3.7)$$

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_{HD} від входу до труби. Після цього вся рідина бере участь в теплообміні, а інтенсивність тепловіддачі на вході. Ця ділянка довжиною l_{HD} називається **ділянкою теплової стабілізації**. Якщо при $x > l_{HD}$ закон завдання граничних умов на стінці не змінюється, то такий теплообмін називається **стабілізованим**.

У загальному випадку $l_{HD} \neq l_{nm}$. 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 ($Re \leq 2 \cdot 10^3$).

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

$$\bar{Nu} = 1,55 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \varepsilon_l, \quad (3.8)$$

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,

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (t_c - t_p)}{v^2}, \quad (3.9)$$

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 $\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} < 0,1$ і визначається за формуло

$$\varepsilon_l = 0,6 \cdot \left(\frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \right)^{-1/7} \cdot \left(1 + 2,5 \cdot \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \right), \quad (3.10)$$

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

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

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).

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

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 3.1

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

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,15 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,33} \cdot Ra_{p,d}^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (3.12)$$

2.1 Напрямки співпадають

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,35 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,33} \cdot \left(Ra \cdot \frac{d}{l} \right)_{p,d}^{0,18}, \quad (3.13)$$

при $l/d = 20 \dots 130$.

2.2 Напрямки не співпадають

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,037 \cdot Re_{p,d}^{0,75} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^n, \quad (3.14)$$

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

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,021 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_l, \quad (3.15)$$

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 3.2

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 3.3

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

3.2. Задачі

3.2.1. 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 $t_p = 80 + j \text{ } ^\circ\text{C}$. Середня температура стінки трубки $t_c = 20 - i \text{ } ^\circ\text{C}$; швидкість руху масла $\omega = 0,6 + 0,01 \cdot i \text{ м/с}$.

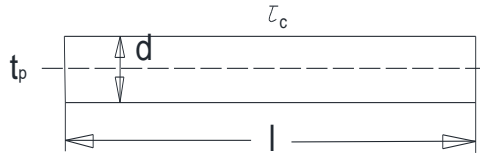


Рис. 3.1 До задачі 3.2.1.

Порядок розв'язання:

Визначаємо фізичні властивості трансформаторного масла при температурі $t_p = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$, [додаток 1, табл. 3]:

$$\nu_p = 3,66 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \mu_p = 30,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

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_T , де в якості визначальної температури приймається

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

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

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

За (6.9) визначаємо число Грасгофа

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

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 $\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d} = \frac{1}{1310} \cdot \frac{1}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,0955 < 0,1$, 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

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

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

$$\bar{\alpha} = \bar{Nu}_{\Gamma} \cdot \frac{\lambda_{\Gamma}}{d}. \quad (3.16)$$

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

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

3.2.3. 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 $t_c = 60 + 2 \cdot i$ °С і $t_p = 30 + 2 \cdot j$ °С. Витрата води $G = 7 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

ТЕМА 4. ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ ВИМУШЕНОМУ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ТРУБ

4.1. 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:

$$\text{При } 5 < \text{Re}_{p,d} < 10^3 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,5 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t, \quad (4.1)$$

$$\text{при } 10^3 \leq \text{Re}_{p,d} < 2 \cdot 10^5 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,26 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,6} \cdot \text{Pr}_p^{0,37} \cdot \varepsilon_t, \quad (4.2)$$

$$\text{при } 2 \cdot 10^5 \leq \text{Re}_{p,d} < 2 \cdot 10^6 \quad \bar{Nu}_{p,d} = 0,023 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,37} \cdot \varepsilon_t, \quad (4.3)$$

де $\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}_p}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$ - 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

$10^2 < \text{Re}_{p,d} < 10^3$ - ламінарний режим руху

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,52 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s. \quad (4.4)$$

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

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,27 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,63} \cdot \text{Pr}_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s, \quad (4.5)$$

де $\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0,15}$.

$$\bar{\alpha}_3 = \bar{Nu}_{p,d} \cdot \frac{\lambda}{d}. \quad (4.6)$$

Коефіцієнт тепловіддачі пучка труб

$$\bar{\alpha}_{\text{нуч}} = \bar{\alpha}_3 \cdot \frac{(n-2) + \varepsilon_1 + \varepsilon_2}{n}, \quad (4.7)$$

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

$$10^2 < \text{Re} < 10^3$$

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,71 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,5} \cdot \text{Pr}_p^{0,36} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s. \quad (4.8)$$

$$10^3 \leq \text{Re} < 10^5$$

$$\bar{Nu}_{p,d} = 0,41 \cdot \text{Re}_{p,d}^{0,6} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_s, \quad (4.9)$$

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

$$\bar{\alpha}_{\text{нуч}} = \bar{\alpha}_3 \cdot \frac{(n-2) + \varepsilon_1 + \varepsilon_2}{n}. \quad (4.10)$$

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 $\text{Pr}_p \geq 1$ при $S_1/d = 1,3 \dots 2,6$; $S_2/d = 0,61 \dots 3,9$.

$$\frac{S_1/d}{S_2/d} = 0,33...3,4. \quad (4.11)$$

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

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

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,031 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_t \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,2}; \quad (4.12)$$

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

$$\overline{Nu}_{p,d} = 0,033 \cdot Re_{p,d}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_t. \quad (4.13)$$

4.2. Задачі

4.2.1. 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 (3.2)

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

Оскільки $10^3 \leq \text{Re}_p < 2 \cdot 10^5$ то критерій Нуссельна визначаємо за формулою (4.2)

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

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

$$q_l = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot (t_c - t_p). \quad (4.14)$$

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

4.2.2. Як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в завданні (4.2.1), якщо повітря омиватиме трубку під кутом 60° , а усі інші параметри залишаться без змін.

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

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

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

4.2.4. Циліндрична трубка діаметром $d = 20 + i$ мм охолоджується поперечним потоком води. Швидкість потоку

$\omega = 1 + \frac{i \cdot j}{30} \text{ м/с}$. Середня температура води $t_p = 10 + i \text{ }^\circ\text{C}$ і температура поверхні трубки $t_c = 50 + 2 \cdot j \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від поверхні трубки до води, що охолоджує її.

4.2.5. Труба із зовнішнім діаметром $d = 25 + i \text{ мм}$ охолоджується поперечним потоком масла МС-20. Швидкість руху $\omega = 1 + \frac{i}{10} \text{ м/с}$ і середня температура поверхні масла $t_p = 50 + i \cdot j \text{ }^\circ\text{C}$. Знайти, яку температуру труби треба підтримувати, щоб щільність теплового потоку складала $q = 4,5 \cdot 10^4 + i \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$, і яким при цьому буде значення коефіцієнта тепловіддачі.

4.2.6. Трубчастий повітрянагрівач виготовлений з труб діаметром $d = 38 + i \text{ мм}$, 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 $t_{p_1} = 20 + j \text{ }^\circ\text{C}$ і на виході з підігрівача $t_{p_2} = 80 + i \text{ }^\circ\text{C}$. Температура стінки $t_c = 150 + i \text{ }^\circ\text{C}$.

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

4.2.7. Якої довжини необхідно буде виготовити труби, згідно умови завдання (4.2.6), якщо коридорне розташування буде замінене шаховим і швидкість у вузькому січені пучка

збільшиться до $\omega = 14 + \frac{i}{j} \text{ м/с}$. Усі інші умови залишаються без змін.

Тема 5. Тепловіддача під час кипінні рідини і конденсації пари

5.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Кипіння – процес пароутворення в об'ємі рідини, що характеризується утворенням нових вільних поверхонь поділу рідкої та парової фаз всередині рідини, нагрітої вище температури насичення.

Розрізняють *об'ємне кипіння*, що відбувається в об'ємі рідини, і *поверхневе кипіння*, що відбувається на поверхні твердого тіла, до якої підводиться тепло.

Існує два режими поверхневого кипіння – *бульбашковий* і *плівковий*. При бульбашковому режимі пара утворюється у вигляді бульбашок, які періодично зароджуються, ростуть і відриваються. Режим кипіння, що характеризується наявністю на поверхні плівки пари, яка цю поверхню огортає і відокремлює її від рідини, називається плівковим.

Мінімальний радіус бульбашки в момент її зародження називається *критичним радіусом*, який визначається за умови теплової і механічної рівноваги парової і рідкої фаз. Щоби бульбашка існувала, необхідно, щоб сила тиску пари всередині неї була не меншою за суму усіх зовнішніх сил, які діють на бульбашку.

Умова механічної рівноваги (рівняння Лапласа):

$$\Delta p = p_n - p_p = \frac{2 \cdot \sigma_{n-p}}{R_{kp}}. \quad (5.1)$$

Величина R_{kp} характеризує радіус кривизни зовнішньої поверхні бульбашки і визначає розміри мікрошорсткості, які можуть служити центрами пароутворення.

$$R_{кр} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho'' \cdot (T_c - T_n)}. \quad (5.2)$$

Парова бульбашка із зародженням на поверхні росте до деякого розміру d_o , при якому вона відривається від поверхні і спливає.

Відривний діаметр бульбашки – діаметр сфери, об'єм якої дорівнює об'єму парової бульбашки безпосередньо після її відриву від поверхні нагріву.

$$d_o = 0,0208 \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}} \quad (5.3)$$

де θ - крайовий кут, що вимірюється в кутових градусах.

Конденсація – процес переходу речовини з газоподібного стану до рідкого або твердого (десублімація). Розрізняють конденсацію в об'ємі пари або парогазової суміші і конденсацію на поверхні твердого тіла або рідини, з яким пара (парогазова суміш) перебуває у контакті. При цьому можливими є два види конденсації – плівкова і крапельна.

Плівкова конденсація – конденсація у рідкий стан на гідрофільній поверхні твердого тіла, при якій на цій поверхні утворюється суцільна плівка конденсату.

Крапельна конденсація – конденсація у рідкий стан на гідрофобній поверхні твердого тіла, при якій на ній утворюються окремі краплі конденсату.

Змішана конденсація – конденсація у рідкий стан на поверхні твердого тіла, при якій на різних ділянках поверхні спостерігається як плівкова, так і крапельна конденсація.

Термічний опір передавання тепла від пари до стінки має два складники:

$$R = \frac{t_n - t_c}{q} = \frac{1}{\alpha} = R_n + R_\phi, \quad (5.4)$$

де $R_n = \frac{\delta}{\lambda}$ - термічний опір плівки конденсату; R_ϕ - між фазовий термічний опір (тобто на межі поділу фаз), пов'язаний із стрибком температури на межі поділу парової і рідкої фаз.

Рівняння енергії

$$\frac{d^2 t}{dy^2} = 0. \quad (5.5)$$

Рівняння руху

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -\frac{\rho \cdot g}{\mu}. \quad (5.6)$$

Розв'язання рівнянь руху і енергії разом із граничними умовами дозволяє отримати вирази для визначення товщини плівки конденсату і локального значення коефіцієнта тепловіддачі на відстані x від верхньої кромки вертикальної поверхні:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda \cdot \mu \cdot (t_n - t_c) \cdot x}{\rho^2 \cdot g \cdot r}}, \text{ м}, \quad (5.7)$$

$$\alpha_x = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{4 \cdot \mu \cdot (t_n - t_c) \cdot x}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (5.8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі зменшується із збільшенням x або Δt , оскільки при цьому збільшується товщина плівки конденсату, а отже, і термічний опір.

Середні по поверхні значення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації на вертикальних і горизонтальних поверхнях визначаються з залежностей:

- при конденсації на вертикальних поверхнях

$$\text{Pr}_p = \frac{\nu}{a}; \quad \text{Ga} = \frac{g \cdot H^3}{\nu^2}; \quad K = \frac{r}{c_p \cdot \Delta t};$$

$$Z = \text{Ga}^{0,33} \cdot (K \cdot \text{Pr}_p)^{-1}. \quad (5.9)$$

$$H_{кр} = 2300 \cdot H \cdot (\text{Pr}_p \cdot K) \cdot \text{Ga}^{-0,33}. \quad (5.10)$$

При $z < 2300$

$$\overline{Nu} = 0,943 \cdot (Ga \cdot Pr_p \cdot K)^{0,25} \cdot \varepsilon_t; \quad (5.11)$$

При $z > 2300$

$$\overline{Nu} = Pr_p \cdot [89 + 0,024 \cdot Pr_p^{0,5} \cdot (z - 2300) \cdot \varepsilon_t]^{1,33}. \quad (5.12)$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_n}{Pr_c}\right)^{0,25}. \quad (5.13)$$

- при конденсації на горизонтальних поверхнях

$$Ga = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2}; \quad Z = Ga^{0,33} \cdot (K \cdot Pr_p)^{-1}.$$

При $z \leq 3900$

$$\overline{Nu} = 0,725 \cdot (Ga \cdot Pr_p \cdot K)^{0,25} \cdot \varepsilon_t; \quad (5.14)$$

При $z \geq 3900$ - турбулентний режим течії плівки конденсату може виникнути тільки при достатній довжині поверхні. Значення діаметра труби, при якому може мати місце

хвильовий рух $d > 20 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_p \cdot g}\right)^{0,5}$.

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu} \cdot \left(\frac{\lambda}{d}\right). \quad (5.15)$$

5.2. Задачі

5.2.1. На поверхні вертикальної труби висотою $H = 3 + \frac{i}{2}$ м

відбувається плівкова конденсація сухої насиченої водяної пари. Тиск пари $p = 2,5$ бар. Температура поверхні труби $t_c = 123 + 2 \cdot j$ °C. Визначити товщину плівки конденсату δ_x і значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі α_x залежно від

відстанні x від верхнього кінця труби. Розрахунок виконати для відстаней 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,0 і 3 м. Побудувати графік змін δ_x і α_x .

При розрахунку режим течії плівки конденсату вважати ламінарним по всій висоті труби. Розрахунок виконати по наближених формулах Нуссельта.

Порядок розв'язання:

При плівковій конденсації сухої насиченої пари для ламінарного режиму течії плівки, її товщина і місцевий коефіцієнт тепловіддачі можуть бути приблизно визначені за допомогою формул Нуссельта:

$$\delta_x = \sqrt{\frac{4 \cdot \lambda \cdot \mu \cdot x \cdot \Delta t}{\rho^2 \cdot g \cdot r}}, \text{ м,}$$

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta_x}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}},$$

де λ , μ і ρ - відповідно коефіцієнт теплопровідності, в'язкість і щільність конденсату, що вибираються при середній температурі конденсату

$$t_r = 0,5 \cdot (t_s + t_c), \text{ } ^\circ\text{C};$$

r - теплота пароутворення при температурі насичення;
 $\Delta t = (t_s - t_c)$ - температурний напір.

У даному випадку при $p = 2,5$ бар температура насичення $t_s \approx 127^\circ\text{C}$ і теплота пароутворення $r = 2182 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Отже,

$$\Delta t = 127 - 123 = 4^\circ\text{C}; \quad t_r = 0,5 \cdot (127 + 123) = 125^\circ\text{C}.$$

При цій температурі знайдемо фізичні властивості води



$$\lambda = 0,686 \frac{Вт}{м \cdot град}; \quad \mu = 227 \cdot 10^{-6} \frac{н \cdot с}{м^2}; \quad \rho = 939 \frac{кг}{м^3}.$$

Знаходимо товщину плівки конденсату на відстані $x = 0,1 м$ від верхнього краю труби

$$\delta_{x=0,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,686 \cdot 227 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1 \cdot 4}{939^2 \cdot 2182 \cdot 10^3 \cdot 9,81}} = 0,6 \cdot 10^{-4} м = 0,06 мм.$$

Місцевий коефіцієнт тепловіддачі на відстані $x = 0,1 м$

$$\alpha_{x=0,1} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,1}} = \frac{0,686}{0,6 \cdot 10^{-4}} = 11430 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Товщина плівки конденсату буде змінюватися прямо пропорційно по висоті, а коефіцієнт тепловіддачі – обернено пропорційно кореню четвертого ступеня з відстані від верхнього краю труби.

Таким чином,

$$\delta_{x=0,2} = \delta_{x=0,1} \cdot \sqrt[4]{2} = 0,06 \cdot 1,19 = 0,0715 мм,$$

а коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{x=0,2} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,2}} = \frac{0,686}{0,715 \cdot 10^{-4}} = 9620 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Для інших значень x , δ_x і α_x обчислюються аналогічно.

Результати розрахунків зводимо до таблиці

$x, м$	0,1	0,2	0,4	0,6	1	1,5	2	3
$\delta, мм$	0,06	0,0715	0,0845	0,094	0,107	0,118	0,127	0,14
$\alpha, Вт/м^2 \cdot град$	11430	9620	8150	7320	6530	5880	5410	4900

5.2.2. На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром $d = 20 + i$ мм і довжиною $l = 2 + \frac{i}{j}$ м конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p = 1$ бар. Температура

поверхні труби $t_c = 94,5 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби і кількість пари $G \text{ кг/год}$, яка конденсується на поверхні труби.

5.2.3. На зовнішній поверхні вертикальної труби з діаметром $d = 20 + i \text{ мм}$ і висотою $H = 2 + \frac{j}{2} \text{ м}$ конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p = 1 \text{ бар}$. Температура поверхні труби $t_c = 94,5 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$.

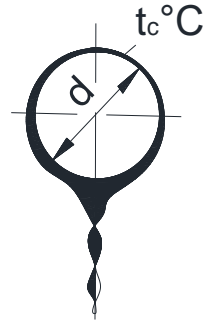
Визначити середній по висоті коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби і кількість пари $G \text{ кг/год}$, яка конденсується на поверхні труби. Отриманий результат порівняти із результатом завдання (8.2.2), де розглядається теплообмін для тих же умов.

5.2.4. На горизонтальній трубці діаметром $d = 16 + i \text{ мм}$ і довжиною $l = 1,2 + \frac{i}{j} \text{ м}$ відбувається плівкова конденсація водяної пари при тиску $p = 30 + j \text{ бар}$. Температура поверхні труби $t_c = 227 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$. Як зміниться середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби, якщо трубу розташувати вертикально, а усі інші умови залишити без змін.

5.2.5. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби верхнього ряду горизонтального трубного пучка конденсатора парової турбіни. Трубка має зовнішній діаметр $d = 18 + j \text{ мм}$ і температуру поверхні $t_c = 22 + i \text{ } ^\circ\text{C}$.

На поверхні трубки конденсується суха насичена водяна пара під тиском $p = 0,05 + \frac{j}{30 \cdot i} \text{ бар}$, яка рухається зверху вниз зі швидкістю $\omega_n = 20 \text{ м/с}$.

Порівняти отриманий результат із значенням коефіцієнта тепловіддачі для нерухомої пари.



5.2.6. Знайти коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби випарника до киплячої води, якщо теплове навантаження поверхні нагріву $q = 2 \cdot 10^5 + i \frac{Вт}{м^2}$. Режим кипіння бульбашковий і вода знаходиться під тиском $p = 2 \text{ бар}$.

5.2.7. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби парогенератора до киплячої води, що знаходиться під тиском $p = 47 + j \text{ бар}$, при температурах поверхні труби t_c рівних $265 + i$, $270 + i$ та $275 + i$ °C. Також знайти величини щільності теплового потоку в цих умовах.

5.2.8. Знайти критичне теплове навантаження під час кипінні води у великому об'ємі під тиском $p = 1 + \frac{i}{10} \text{ бар}$.

5.2.9. У трубі з внутрішнім діаметром $d = 18 + j \text{ мм}$ рухається кипляча вода зі швидкістю $\omega = 1 + \frac{i}{10} \text{ м/с}$. Вода знаходиться під тиском $p = 8 + \frac{j}{i} \text{ бар}$. Знайти коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячої води, якщо температура внутрішньої поверхні труби $t_c = 173 + j$ °C.

Тема 6. Теплообмін випромінювання між твердими тілами розділеними прозорим середовищем

6.1. Загальні положення та розрахункові залежності

На основі законів теплового випромінювання променевої теплової потік між двома абсолютно чорними поверхнями, довільно розташованими у просторі:

$$Q_{1-2} = C_0 \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2} = C_0 \cdot F_2 \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{2-1}, \quad (6.1)$$

де φ_{1-2} - середній кутовий коефіцієнт випромінювання поверхні F_1 на поверхню F_2 ; φ_{2-1} - середній кутовий коефіцієнт випромінювання поверхні F_2 на поверхню F_1 .

Середні кутові коефіцієнти випромінювання ($\varphi_{1-2}, \varphi_{2-1}$) показують, яка частина поверхневого випромінювання одного тіла, потрапляє на інше.

Середній кутовий коефіцієнт випромінювання – відношення потоку випромінювання одного тіла на поверхню іншого тіла до повного потоку випромінювання, який виходить з усієї поверхні першого тіла у всіх можливих напрямках у межах напівсферичного тілесного кута.

$$\varphi_{1-2} = \frac{Q_{1-2}}{Q_1}; \quad \varphi_{2-1} = \frac{Q_{2-1}}{Q_2}; \quad \varphi_{1-1} = \frac{Q_{1-1}}{Q_1}; \quad \varphi_{2-2} = \frac{Q_{2-2}}{Q_2}.$$

Двома останніми коефіцієнтами враховано долю променевої енергії, яка замикається на тілі, що випромінює. Для плоскої і випуклої поверхонь $\varphi_{1-1}, \varphi_{2-2}$ рівні нулю.

Для двох паралельних безмежних поверхонь $\varphi_{1-1} = \varphi_{2-2} = 0$, $\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = 1$. Для тіла, яке не має ввігнутостей, перебуває всередині іншого тіла $\varphi_{1-2} = 1$, $\varphi_{2-1} = \frac{F_1}{F_2}$.

Із врахуванням багаторазових відбиттів у випадку променевого теплообміну між сірими поверхнями

$$Q_{1-2} = A_{1-2} \cdot C_0 \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2}, \quad (6.2)$$

де A_{1-2} - зведена поглинаюча здатність системи тіл.

Для замкненої системи, що складається з двох сірих поверхонь

$$A_{1-2} = \left[\left(\frac{1}{A_1} - 1 \right) \cdot \varphi_{1-2} + 1 + \left(\frac{1}{A_2} - 1 \right) \cdot \varphi_{2-1} \right]^{-1}. \quad (6.3)$$

6.2. Задачі

6.2.1. Визначити випромінювальну здатність поверхні Сонця, якщо його температура рівна $5700+i$ °C і умови випромінювання близькі до умов випромінювання абсолютно чорного тіла. Знайти також довжину хвилі, при якій спостерігатиметься максимум спектральної інтенсивності випромінювання і загальну кількість променевої енергії, що випромінюється Сонцем в одиницю часу, якщо діаметр Сонця можна прийняти рівним $1,391 \cdot 10^9$ м.

Порядок розв'язання:

Згідно закону Стефана – Больцмана повна кількість енергії, що випускається тілом визначається за формулою

$$E_0 = c_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \frac{Bm}{m^2},$$

де $c_0 = 5,67 \frac{Bm}{m^2 \cdot K^4}$ - постійна випромінювання абсолютно чорного тіла.

Тоді,

$$E_0 = 5,67 \cdot \left(\frac{5973}{100} \right)^4 = 72,2 \cdot 10^6 \frac{Bm}{m^2}.$$

Визначаємо власне випромінювання Сонця

$$Q_0 = E_0 \cdot F, \text{ Bm},$$

де F – площа Сонця, яку знаходимо

$$F = 4 \cdot \pi \cdot R^2 = 4 \cdot 3,14 \cdot (6,96 \cdot 10^8)^2 = 6,07 \cdot 10^{18} \text{ м}^2.$$

За знайденими величинами розраховуємо

$$Q_0 = 72,2 \cdot 10^6 \cdot 6,07 \cdot 10^{18} = 4,38 \cdot 10^{26} \text{ Bm}$$

Довжина хвилі, при якій спостерігатиметься максимум спектральної інтенсивності випромінювання знайдемо за формулою

$$\lambda_{\max} = \frac{2,9 \cdot 10^{-3}}{T} = \frac{2,9 \cdot 10^{-3}}{5973} = 0,485 \text{ мк}.$$

6.2.2. Поверхня сталевого виробу має температуру $t_c = 727 + 2 \cdot i \text{ } ^\circ\text{C}$ і ступінь чорноти $\varepsilon_c = 0,7 + \frac{j}{30}$.

Випромінювальну поверхню можна вважати сірою. Знайти щільність власного випромінювання поверхні виробу і довжину хвилі, якій відповідатиме максимальне значення спектральної інтенсивності випромінювання.

6.2.3. Знайти максимальне значення спектральної інтенсивності випромінювання для умов завдань (10.2.1 і 10.2.2).

6.2.4. Знайти, яку долю випромінювання, що падає від абсолютно чорного джерела, відбиватиме поверхня полірованого алюмінію при температурі $t = 250 + i \text{ } ^\circ\text{C}$, якщо відомо, що при цій температурі випромінювальна здатність поверхні $E = 170 + j \frac{\text{Bm}}{\text{м}^2}$. Температура джерела чорного випромінювання рівна температурі поверхні алюмінію.

6.2.5. Прилад для виміру високих температур – оптичний пірометр заснований на порівнянні яскравості досліджуваного

тіла з яскравістю нитки розжарення. Прилад проградуйований по вимірюванню абсолютно чорного тіла і тому вимірює температуру, яку мало б абсолютне чорне тіло при тій же яскравості випромінювання, яким володіє досліджуване тіло. У пірометрі використовується червоний світлофільтр ($\lambda = 0,65 \mu\text{м}$). Яка істинна температура тіла, якщо пірометр зареєстрував температуру $t^0 = 100 + i \text{ } ^\circ\text{C}$, а ступінь чорноти $\varepsilon_\lambda = 0,6 + \frac{j}{30}$.

6.2.6. Оптичний пірометр з червоним світлофільтром зареєстрував температуру $t^0 = 1600 + i \text{ } ^\circ\text{C}$. Знайти ступінь чорноти досліджуваного тіла при $\lambda = 0,65 \mu\text{м}$, якщо його істинна температура $t = 1700 + i \text{ } ^\circ\text{C}$.

Тема 7. Теплопередача через плоску та циліндричну стінки. Критичний діаметр циліндричної стінки

7.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Величина теплового потоку, що передається, визначається різницею температур рідин ($t_{p_1} - t_{p_2}$) і є пропорційною коефіцієнту теплопередачі k , який є кількісною характеристикою процесу.

$$Q = k \cdot (t_{p_1} - t_{p_2}) \cdot F. \quad (7.1)$$

Коефіцієнт теплопередачі – величина, що характеризує інтенсивність процесу теплопередачі і дорівнює щільності теплового потоку на стінці (поверхні поділу), віднесений до температурного напору між теплоносіями.

Взаємозв'язок k із коефіцієнтами тепловіддачі і теплопровідності залежить від форми стінки, що розділяє. Його величина є зворотно пропорційною загальному термічному

опору, тобто сумі зовнішніх $(\frac{1}{\alpha})$ і внутрішніх $(\frac{\delta}{\lambda})$ термічних опорів.

Теплопередача через плоску стінку. Густина теплового потоку

$$q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = t_{p_1} - t_{p_2}, \quad (7.2)$$

де

$$\frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} = k, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (7.3)$$

Тоді

$$q = k \cdot (t_{p_1} - t_{p_2}). \quad (7.4)$$

Для багат шарової стінки потрібно врахувати опір кожного шару

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}. \quad (7.5)$$

Тепловий потік, що передається

$$Q = q \cdot F = k \cdot \Delta t \cdot F. \quad (7.6)$$

Теплопередача через циліндричну стінку. Лінійна густина теплового потоку визначається

$$q_l = k_l \cdot \pi \cdot (t_{p_1} - t_{p_2}), \quad (7.7)$$

де k_l - лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \frac{Вт}{м \cdot К}. \quad (7.8)$$

Якщо стінка труби тонка в порівнянні з діаметром використовуємо формулу

$$Q = k_l \cdot \pi \cdot d_x \cdot l \cdot (t_{p_1} - t_{p_2}), \quad (7.9)$$

де d_x - діаметр поверхні з того боку, де α значно менший, якщо однакові, то d_x - середній діаметр.

Для багат шарової стінки необхідно врахувати теплопровідність усіх шарів

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{p_1} - t_{p_2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}}. \quad (7.10)$$

Тепловий потік, що передається

$$Q = k_l \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot l. \quad (7.11)$$

Теплопередача через сферичну стінку. Оскільки процес стаціонарний, то тепловий потік постійний для всіх поверхонь

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot (t_{p_1} - t_{c_1}) \\ Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (t_{c_1} - t_{c_2}) \\ Q = \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot (t_{c_2} - t_{p_2}) \end{array} \right. \quad (7.12)$$

З даних рівнянь отримаємо

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_{p_1} - t_{p_2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}} = k_c \cdot \Delta t \cdot \pi, \quad (7.13)$$

де k_c - коефіцієнт теплопередачі для сферичної стінки.

При сталих значеннях $\alpha_1, \alpha_2, \lambda, d_1$ загальний термічний опір залежить від зовнішнього діаметра d_2 , визначаючись характером зміни окремих термічних опорів.

При цьому із збільшенням діаметра d_2 внутрішній термічний опір теплопровідності зростає, а зовнішній термічний опір тепловіддачі зменшується.

Критичний діаметр циліндричної стінки ($d_{кр}$) - значення зовнішнього діаметра, яке відповідає її мінімальному загальному термічному опору.

Для циліндричної стінки

$$d_{кр} = \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha_2}. \quad (7.14)$$

7.2. Задачі

7.2.1. Обмурування печі складається з шару шамотної цегли з коефіцієнтом теплопровідності

$$\lambda = 0,84 \cdot (1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot t) \frac{Вт}{м \cdot град}.$$

Товщина обмурування $\delta = 250 + i$ мм. Визначити втрати тепла з $1 м^2$ поверхні і температури на зовнішніх поверхнях стінки, якщо температура газів в печі $t_{p_1} = 1200 + 2 \cdot j$ °С і температура повітря в приміщенні $t_{p_2} = 30 + i$ °С. Коефіцієнт

тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 30 + \frac{j}{i + 10} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$ і від

обмурування до навколишнього повітря $\alpha_2 = 10 + \frac{j}{10} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$.

Порядок розв'язання:

При заданій залежності коефіцієнта теплопровідності шамотної цегли від температури, втрати тепла можна визначити з рівняння

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{c_1} - t_{c_2}) = \frac{\left\{ \lambda_0 + \lambda_0 \cdot \beta_\lambda \cdot \left[\frac{t_{p_1} - t_{p_2}}{2} - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} - \frac{1}{\alpha_1} \right) \right] \right\} \cdot \left[t_{p_1} - t_{p_2} - q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} - \frac{1}{\alpha_1} \right) \right]}{\delta},$$

або методом послідовних наближень. Нижче наводиться рішення методом послідовних наближень.

Задаємося середньою температурою стінки $t_c = 650^\circ\text{C}$. При цій температурі знаходимо значення коефіцієнта теплопровідності шамотної цегли

$$\lambda_{cp} = 0,84 \cdot (1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot 650) = 1,12 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Визначасмо коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,25}{1,12} + \frac{1}{10}} = 2,81 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

і щільність теплового потоку

$$q = k(t_{p_1} - t_{p_2}) = 2,81 \cdot (1200 - 30) = 3290 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

При отриманих даних обчислюємо температури на поверхнях стінки

$$t_{c_1} = t_{p_1} - q \cdot \frac{1}{\alpha_1} = 1200 - \frac{3290}{30} = 1091^\circ\text{C};$$

$$t_{c_2} = t_{p_2} + q \cdot \frac{1}{\alpha_2} = 30 + \frac{3290}{10} = 359^\circ\text{C}.$$

Визначасмо середню температуру

$$t_c = 0,5 \cdot (t_{c_1} + t_{c_2}) = 0,5 \cdot (1091 + 359) = 725^\circ\text{C}$$

і коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{cp} = 0,84 \cdot (1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot 725) = 1,265 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Знайдемо коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{0,25}{1,265} + \frac{1}{10}} = 3,02 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}},$$

при цьому щільність теплового потоку

$$q = 3,02 \cdot (1200 - 30) = 3530 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

При новому значенні щільності теплового потоку обчислюємо температури t_{c_1} , t_{c_2} і λ_{cp}

$$t_{c_1} = 1200 - \frac{3530}{30} = 1082^\circ\text{C},$$

$$t_{c_2} = 30 + \frac{3530}{10} = 383^\circ\text{C},$$

тоді

$$t_c = 0,5 \cdot (1082 + 383) = 732^\circ\text{C}.$$

$$\lambda_{cp} = 0,84 \cdot (1 + 0,695 \cdot 10^{-3} \cdot 732) = 1,267 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Оскільки середнє значення коефіцієнта теплопровідності практично співпадає з вирахованим вище значенням, то подальших перерахунків роботи не потрібно і можна прийняти

$$q = 3530 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

7.2.2. Знайти втрати тепла через одиницю поверхні цегляного обмурування парового котла в зоні розміщення водяного економайзера і температури на поверхнях стінки, якщо товщина стінки $\delta = 250 + i$ мм. Температура газів в котельні $t_{p_1} = 700 + 2 \cdot j$ °С і температура повітря в котельні $t_{p_2} = 30 + 2 \cdot i$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до поверхні

стінки $\alpha_1 = 23 + \frac{j}{2 \cdot i} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$, а від стінки до повітря

$\alpha_2 = 12 + \frac{i}{2 \cdot j} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$. Коефіцієнт теплопровідності стінки

$$\lambda = 0,7 + \frac{i}{100} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

7.2.3. Визначити тепловий потік через 1 м^2 цегляної стінки, приміщення товщиною у дві цеглини ($\delta = 510 \text{ мм}$) з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,8 + \frac{i}{100 \cdot j} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$.

Температура повітря всередині приміщення $t_{p_1} = 18 + i \text{ }^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні стінки

$\alpha_1 = 7,5 + \frac{i}{10 \cdot j} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$, а температура зовнішнього повітря

$t_{p_2} = -30 - \frac{i}{2} \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої

поверхні стінки, що обдувається вітром, $\alpha_2 = 20 + \frac{j}{10} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$.

Визначити також температуру на поверхнях стінки t_{c_1} і t_{c_2} .

7.2.4. Знайти втрату тепла з 1 м не ізолюваного трубопроводу діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{150 + i}{165 + j} \text{ мм}$, прокладеного на

відкритому повітрі, якщо всередині труби протікає вода з середньою температурою $t_{p_1} = 90 + 2 \cdot i \text{ }^\circ\text{C}$ і температурою навколишнього середовища $t_{p_2} = -15 - j \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт

теплопровідності матеріалу труби $\lambda = 50 + 2 \cdot j \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$.

Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1000 + 3 \cdot i \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$ і від труби до навколишнього повітря

$\alpha_2 = 12 + j \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$. Також знайти температури на внутрішній

і зовнішній поверхнях труб.

7.2.5. Трубчастий повітряний підігрівач продуктивністю $2,78 + \frac{i}{2 \cdot j} \frac{\text{кВт}}{\text{с}}$ повітря виготовлений з труб діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{43+i}{49+j}$ мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб $\lambda = 50 + \frac{j}{2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$. Всередині труб рухається гарячий газ, а зовнішня поверхня трубки омивається поперечним потоком повітря. Середня температура димових газів $t_{p_1} = 250 + i$ °С, а середня температура підігрітого повітря $t_{p_2} = 145 + j$ °С. Різниця температур повітря і на виході з підігрівача $\Delta t = 250 + i$ °С. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 45 + \frac{i}{10} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$ і від стінки до повітря $\alpha_2 = 25 + \frac{j}{10} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$. Знайти коефіцієнт теплопередачі та поверхню нагріву підігрівача.

Тема 8. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів

8.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Теплові розрахунки можуть бути *конструкторськими* (визначається площа поверхні теплообміну нового теплообмінного апарата) і *перевірочними* (визначаються кінцеві температури тепло насосів і кількість тепла, що передається, для готових теплообмінних апаратів відомої поверхні теплообміну). В основі теплового розрахунку будь-якого теплообмінного апарата лежать рівняння теплового балансу і теплопередачі, що відрізняються лише у деталях, залежно від типу теплообмінного апарата.

Рівняння теплового балансу виражає закон збереження енергії для тепло насосів (*кількість тепла, відданого гарячим*

теплоносієм у процесі охолодження, дорівнює кількості тепла, сприйнятого холодним теплоносієм у процесі нагрівання). Для однофазних тепло насосів рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = G_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (8.1)$$

$$Q = C_1 \cdot \delta t_1 = C_2 \cdot \delta t_2. \quad (8.2)$$

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}, \quad (8.3)$$

де G_1, G_2 - масові витрати теплоносіїв, що гріють і, що нагріваються;

$\bar{c}_{p1}, \bar{c}_{p2}$ - середня теплоємність теплоносіїв;

t_1', t_1'', t_2', t_2'' - температура теплоносіїв на вході і виході апарата;

$G \cdot c_p = C$ - повна теплоємність масової витрати теплоносія за одиницю часу (водяний еквівалент).

Зміна температур однофазних теплоносіїв є зворотно пропорційною до відношення їх водяних еквівалентів.

Процес теплопередачі в теплообмінних апаратах частіше за все відбувається за умов перемінних значень коефіцієнта теплопередачі і перемінних значень температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну. Коефіцієнт теплопередачі у більшості випадків змінюється несуттєво, тому можна прийняти $k = const$. Рівняння теплопередачі для теплообмінних апаратів приймає вигляд:

$$Q = k \cdot F \cdot \bar{\Delta t}, \quad (8.4)$$

де $\bar{\Delta t}$ - середній по поверхні теплообміну температурний напір.

Середній температурний напір – усереднена по поверхні теплообміну різниця температур теплоносіїв, величина якої визначається в залежності від схеми їх руху. Основні види взаємного напрямку руху теплоносіїв вздовж стінки, що їх розділяє: **прямотік** (теплоносії рухаються в одному напрямку):

$$\overline{\Delta t_{\uparrow\uparrow}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}; \quad (8.5)$$

протитік (теплоносії рухаються у протилежних напрямках):

$$\overline{\Delta t_{\uparrow\downarrow}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}; \quad (8.6)$$

поперечний потік (теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках).

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t_{\uparrow\downarrow}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (8.7)$$

де $\varepsilon_{\Delta t} = f\left(\frac{\delta \cdot t_2}{\Delta t'}, \frac{\delta \cdot t_1}{\delta \cdot t_2}\right)$ - враховує систему руху теплоносіїв.

Для поперечного току і складних схем руху теплоносіїв, що являють собою комбінацію перелічених, середній температурний напір менше відповідного напору при протитоці.

8.2. Задачі

8.2.1. Визначити поверхню нагріву і число секцій водяного теплообмінника типу «труба в трубі», в якому вода, що гріє рухається по внутрішній сталевій трубі ($\lambda_c = 45 \text{ вт} / \text{м} \cdot \text{град}$)

діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{35+i}{32+j}$ мм і має температуру на вході

$t_{p1}' = 95 + i$ °C . Витрата води, що гріє $G_1 = 2130 \text{ кг} / \text{год}$. Нагріта вода рухається протитечією по кільцевому каналу між трубами і нагрівається від температури $t_p' = 15 + j$ °C до $t_p'' = 45 + i$ °C .

Внутрішній діаметр зовнішньої труби $D = 48 + i$ мм , а витрати

води, що нагрівається $G_2 = 3200 + 2 \cdot j \text{ кг / год}$. Довжина однієї секції теплообмінника $l = 1,75 \text{ м}$.

Порядок розв'язання:

Знайдемо кількість переданого тепла за формулою

$$Q = G_2 \cdot c_{p_2} \cdot (t_{p_2}'' - t_{p_2}'), \text{ Вт},$$

де c_{p_2} - теплоємність води, $c_{p_2} \approx 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$.

Тоді,

$$Q = \frac{3200}{3600} \cdot 4,19 \cdot (45 - 15) = 111,5 \text{ кВт}.$$

Визначаємо температуру граючої води на виході

$$t_{p_1}'' = t_{p_1}' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p_1}} = 95 - \frac{111,5 \cdot 3600}{2130 \cdot 4,19} = 50^\circ \text{C}.$$

Знаходимо середнє арифметичне значення температур теплоносіїв та значення фізичних властивостей води при цих температурах:

$$t_{p_1} = 0,5 \cdot (t_{p_1}' + t_{p_1}'') = 0,5 \cdot (95 + 50) = 72,5^\circ \text{C},$$

при цій температурі $\rho_{p_1} = 976 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\nu_{p_1} = 0,403 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

$$\lambda_{p_1} = 0,670 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}; \text{Pr}_{p_1} = 2,47.$$

$$t_{p_2} = 0,5 \cdot (t_{p_2}' + t_{p_2}'') = 0,5 \cdot (15 + 45) = 30^\circ \text{C},$$

при цій температурі $\rho_{p_2} = 996 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\nu_{p_2} = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

$$\lambda_{p_2} = 0,618 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}; \text{Pr}_{p_2} = 5,42.$$

Швидкості руху теплоносіїв:

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot G}{\rho_{p_1} \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 2130}{976 \cdot 3,14 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3600} = 0,755 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\omega_2 = \frac{4 \cdot G}{\rho_{p_2} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_2^2) \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 3200}{966 \cdot 3,14 \cdot (4,8^2 - 3,5^2) \cdot 3600} = 1,06 \frac{м}{с}$$

Знайдемо число Рейнольдса для потоку гарячої води

$$Re_{p_1} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\nu_{p_1}} = \frac{0,755 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2}}{0,403 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^4.$$

Оскільки режим течії гріючої води турбулентний, то розрахунок числа Нуссельта та коефіцієнта тепловіддачі ведемо за формулою

$$Nu_{p_1} = 0,021 \cdot Re_{p_1}^{0,8} \cdot Pr_{p_1}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{p_1}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Так як температура стінки невідома, то в першому наближенні задаємося значенням

$$t_{c_2} \approx 0,5 \cdot (t_{p_1} + t_{p_2}) = 0,5 \cdot (72,5 + 30) = 51,25^\circ C.$$

При цій температурі $Pr_{c_1} \approx 3,5$, тоді

$$Nu_{p_1} = 0,021 \cdot (6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (2,47)^{0,43} \cdot \left(\frac{2,47}{3,5} \right)^{0,25} = 188.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до стінки труби

$$\alpha_1 = Nu_{p_1} \cdot \frac{\lambda_{p_1}}{d_1} = 188 \cdot \frac{0,607}{3,2 \cdot 10^{-2}} = 3940 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Знайдемо число Рейнольдса для потоку води, що нагрівається

$$Re_{p_2} = \frac{\omega_2 \cdot d_E}{\nu_{p_2}} = \frac{1,06 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2}}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,71 \cdot 10^4,$$

де d_E – еквівалентний діаметр для кільцевого каналу,
 $d_E = D - d_2 = 48 - 35 = 13 мм.$

Прийнявши у першому наближенні $t_{c_2} \approx t_{c_1}$, отже,
 $Pr_{c_2} \approx Pr_{c_1} \approx 3,5$, отримаємо

$$Nu_{p_2} = 0,021 \cdot (1,71 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (5,42)^{0,43} \cdot \left(\frac{5,42}{3,5} \right)^{0,25} = 118.$$

Тоді, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води, що нагрівається

$$\alpha_1 = Nu_{p_2} \cdot \frac{\lambda_{p_2}}{d_E} = 118 \cdot \frac{0,618}{1,3 \cdot 10^{-2}} = 5620 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Обчислимо коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{5620}} = 2150 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}.$$

Так як в даному випадку $\frac{t'_{p_1} - t''_{p_2}}{t''_{p_1} - t'_{p_2}} = \frac{50}{35} < 1,5$, то з достатньою

точністю можна вести розрахунок за середньою арифметичною різницею температур:

$$\Delta t_a = t_{p_1} - t_{p_2} = 72,5 - 30 = 42,5^\circ C.$$

Знаходимо щільність теплового потоку

$$q = k \cdot \Delta t_a = 2150 \cdot 42,5 = 9,15 \cdot 10^4 \frac{Вт}{м^2}.$$

Тоді, поверхня нагріву

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111,5}{91,5} = 1,22 м^2.$$

Число секцій обчислимо за формулою

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot l} = \frac{1,22}{3,14 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 1,75} \approx 7.$$

Температури стінок труб

$$t_{c_1} = t_{p_1} - \frac{q}{\alpha_1} = 72,5 - \frac{91500}{3940} = 49,3^\circ C;$$

$$t_{c_2} = t_{p_2} + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{91500}{5620} = 46,3^\circ C.$$

При цих температурах $Pr_{c_1} = 3,59$ і $Pr_{c_2} = 3,83$, і виправлення на зміни фізичних властивостей рідини по перерізу потоку мають таке значення

$$\left(\frac{Pr_{p_1}}{Pr_{c_1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,59}\right)^{0,25} = 0,91 \text{ (у розрахунку було прийнято}$$

0,92);

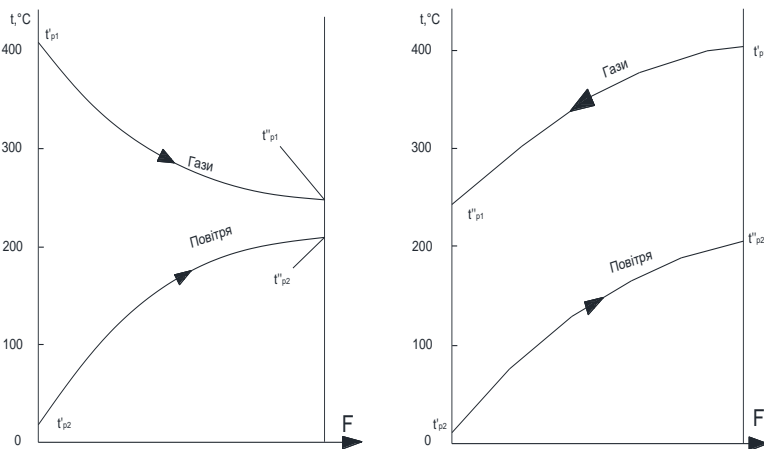
$$\left(\frac{Pr_{p_2}}{Pr_{c_2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,83}\right)^{0,25} = 1,09 \text{ (у розрахунку було прийнято}$$

1,12).

Збіг досить точний, тому можна прийняти, що $F = 1,22m^2$ і $n = 7$.

8.2.2. У повітрянагрівачі повітря нагрівається від температури $t'_{p_2} = 20 - j \text{ } ^\circ C$ до $t''_{p_2} = 210 + 2i \text{ } ^\circ C$, а продукти горіння охолоджуються від температури $t'_{p_1} = 410 + i \cdot j \text{ } ^\circ C$ до $t''_{p_1} = 250 + 4i \text{ } ^\circ C$.

Визначити середній логарифмічний температурний напір для протічної і протитічної схеми руху.



8.2.3. Масло марки МС надходить в маслоохолоджувач з температурою $t'_{p_1} = 70 + 2 \cdot i \text{ } ^\circ\text{C}$, і охолоджується до температури $t''_{p_1} = 30 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$. Температура охолоджуючої води на вході $t'_p = 20 + i \text{ } ^\circ\text{C}$. Визначати температуру води на виході з маслоохолоджувача, якщо витрата масла і води рівні відповідно $G_1 = 1 \cdot 10^4 \text{ кг/год}$ і $G_2 = 1 \cdot 10^4 \text{ кг/год}$. Втратами тепла в навколишнє середовище знехтувати.

8.2.4. В трубчатому двоходовому повітрянагрівачі парового котла повітря в кількості $G_2 = 21,5 \text{ кг/с}$ має нагріватись від температури $t'_p = 30 + i \text{ } ^\circ\text{C}$ до $t''_p = 260 + 2 \cdot j \text{ } ^\circ\text{C}$.

Визначити необхідну поверхню нагріву, висоту труб в одному ході l_1 і кількість труб, розташованих поперек і вздовж потоку повітря. Димові гази ($13\% \text{CO}_2$, $11\% \text{H}_2\text{O}$) в кількості $G_1 = 19,6 \text{ кг/сек}$ рухаються всередині сталевих труб ($\lambda_c = 46,5$

$\text{вт/м} \cdot \text{град}$) діаметром $\frac{d_2}{d_1} = \frac{53+i}{50+j} \text{ мм}$ із середньою

швидкістю $\omega_1 = 14 + \frac{j}{2} \text{ м/с}$. Температура газів на вході в

повітрянагрівач $t'_p = 380 + i \text{ } ^\circ\text{C}$. Повітря рухається поперек трубного пучка з середньою швидкістю в вузькому січненні

$\omega_2 = 8 + \frac{j}{30} \text{ м/с}$. Труби розташовані в шаховому порядку з

кроком $s_1 = s_2 = 1,3 \cdot d_2$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Константинов С. М. Тепломасообмін : підручник. К. : ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. 304 с.: іл.
2. Погорелов А. І. Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку) : навч. посіб. Львів : «Нов. світ - 2000», 2006. 144 с.
3. Лабой В. Й. Тепломасообмін. Львів : Триада Плюс, 1998. 260 с.

ДОДАТОК 1

Таблиця 1

Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{бар}$	$\rho \text{ кг/м}^3$	$h', \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$	$\alpha \cdot 10^8 \text{ м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6 \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4 \text{ 1/град}$	$\sigma \cdot 10^4 \text{ Н/м}$	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.)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	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

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
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

$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\alpha \cdot 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\beta \cdot 10^4, \text{ К}^{-1}$	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