

**М. М. Чепурний, Н. В. Резидент**

**ТЕПЛОМАСООБМІН  
в прикладах і задачах**

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет

**М. М. Чепурний, Н. В. Резидент**

**ТЕПЛОМАСООБМІН  
в прикладах і задачах**

Навчальний посібник

Вінниця  
ВНТУ  
2011

УДК 536.2 (075)  
ББК 31.31я73  
Ч44

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 4 від 25.11.2010 р.)

Рецензенти :

**В. А. Рейсиг**, доктор технічних наук

**С. Й. Ткаченко**, доктор технічних наук, професор

**І. І. Пуховий**, доктор технічних наук, доцент

**Чепурний, М. М.**

Ч44 Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.

В посібнику розглянуто теоретичні основи з теорії тепломасообміну, наведено конкретні приклади розв'язування задач, сформовано контрольні запитання і набір задач для самостійної роботи студентів очної та заочної форми навчання.

**УДК 536.2(075)**  
**ББК 31.31я73**

© М. Чепурний, Н. Резидент, 2011

## ЗМІСТ

Передмова.....	5
1 ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ.....	6
1.1 Загальні відомості.....	6
1.2 Приклади розв'язання задач.....	9
1.3 Задачі для самостійної роботи.....	14
2 ТЕПЛОВІДДАЧА ЗА УМОВИ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ.....	19
2.1 Загальні відомості.....	19
2.2 Приклади розв'язання задач.....	21
2.3 Задачі для самостійної роботи.....	24
3 ТЕПЛОВІДДАЧА В РАЗІ ВИМУШЕНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ.....	27
3.1 Загальні відомості.....	27
3.2 Приклади розв'язання задач.....	31
3.3 Задачі для самостійної роботи.....	39
4 ТЕПЛОВІДДАЧА В РАЗІ ОБТІКАННЯ ТРУБ І ТРУБНИХ ПУЧКІВ.....	42
4.1 Загальні відомості.....	42
4.2 Приклади розв'язання задач.....	45
4.3 Задачі для самостійної роботи.....	50
5 ТЕПЛООБМІН В РАЗІ ЗМІНИ АГРЕГАТНОГО СТАНУ РЕЧОВИНИ.....	53
5.1 Загальні відомості.....	53
5.2 Приклади розв'язання задач.....	59
5.3 Задачі для самостійної роботи.....	63
6 ТЕПЛООБМІН ВИПРОМІНЮВАННЯМ.....	67
6.1 Загальні відомості.....	67
6.2 Приклади розв'язання задач.....	74
6.3 Задачі для самостійної роботи.....	79
7 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА.....	83
7.1 Загальні відомості.....	83
7.2 Приклади розв'язання задач.....	87
7.3 Задачі для самостійної роботи.....	92
8 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНІ ПОВЕРХНІ.....	94
8.1 Загальні відомості.....	94

8.2 Приклади розв'язання задач.....	97
8.3 Задачі для самостійної роботи.....	101
9 ТЕПЛОМАСООБМІННІ ТА ТЕРМОВОЛОГІСНІ ПРОЦЕСИ.....	103
9.1 Загальні відомості.....	103
9.2 Приклади розв'язання задач.....	106
9.3 Задачі для самостійної роботи.....	110
Література.....	113
Додатки.....	114

## ПЕРЕДМОВА

Перебудова навчального процесу у вищій школі та, зокрема, скорочення аудиторних годин, віддає пріоритетну роль самостійній підготовці студентів, яка стає одним із головних засобів професійної підготовки. Це потребує відповідного методичного забезпечення, яке б орієнтувало студентів на придбання необхідних навичок розв'язування інженерних задач.

Основна мета даного навчального посібника – допомогти студентам в процесі самостійної роботи засвоїти методику розрахунків тепло- і масообмінних процесів, які поширені в теплоенергетичних і теплотехнологічних установках.

Посібник містить різноманітні за тематикою та мірою складності задачі, які охоплюють всі основні розділи дисципліни "Тепломасообмін" і найбільш часто зустрічаються на практиці. Посібник містить необхідний довідковий матеріал, який наведено в додатках і призначений для скорочення часу роботи з багатьма довідниками. В посібнику не наведений розділ "Розрахунки тепломасообмінних апаратів" через те, що даний матеріал викладено в окремому навчальному посібнику.

В процесі самостійної роботи студентам необхідно розв'язати певний набір задач із кожного розділу і відповісти на контрольні запитання. Для успішного виконання завдання перш за все потрібно вивчити (повторити) теоретичний матеріал за рекомендованою літературою. Основні теоретичні відомості наведені також в кожному розділі посібника. Після цього ознайомитись з прикладами розв'язування задач, наведеними в кожному розділі посібника. Необхідну допомогу і роз'яснення студент отримує від викладача на консультаціях.

Автори вдячні рецензентам за слушні пропозиції та поради в процесі підготовки даного посібника до друку.

Автори.

# 1 ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ДЛЯ СТАЦІОНАРНОГО РЕЖИМУ

## 1.1 Загальні відомості

Для стаціонарного (усталеного) режиму температура в процесі передачі теплоти не змінюється за часом ( $\partial t / \partial \tau = 0$ ) і на поверхні залишається сталою ( $t_F = \text{const}$ ). Для плоскої однорідної стінки зі сталими температурами на поверхнях  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$  питомий тепловий потік (*specific heat flow*) одновимірний, і рівняння теплопровідності (*thermal conductivity*) за законом Фур'є має вигляд, Вт/м<sup>2</sup> [4]

$$q = \frac{\bar{\lambda}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta / \bar{\lambda}} = \frac{\Delta t}{R} = \text{const}, \quad (1.1)$$

де  $\bar{\lambda} = 0,5(\lambda_{c1} + \lambda_{c2})$  – середнє значення коефіцієнта теплопровідності, Вт/(м·К) в межах зміни температур від  $t_{c1}$  до  $t_{c2}$ ;

$\delta$  – товщина (*thickness*) стінки, м;

$R = \delta / \lambda$  – термічний опір (*thermal resistance*) стінки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт, який характеризує зміну температури в стінці в разі проходження через стінку одиничного теплового потоку.

За умови сталого значення коефіцієнта теплопровідності температура в стінці змінюється за лінійним законом (рис. 1.1) і визначається за формулою

$$t_{cx} = t_{c1} - \Delta t \cdot \frac{x}{\delta}, \quad (1.2)$$

де  $x$  – поточна відстань.

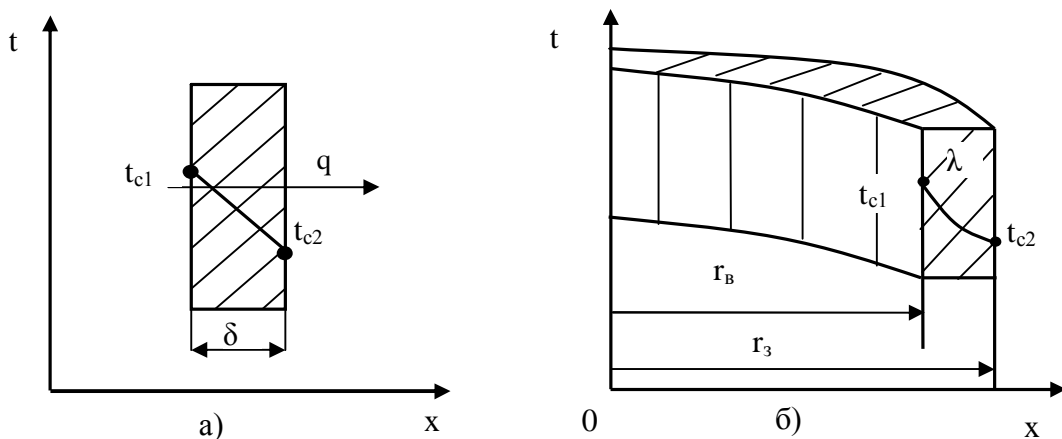


Рисунок 1.1 – Характер зміни температур в плоскій (а) та циліндричній (б) стінці

Для багатошарової (*polylayer*) плоскої стінки (*flat wall*), яка містить  $n$  однорідних шарів рівняння теплопровідності за законом Фур'є буде

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_i} = \text{const}, \quad (1.3)$$

де  $\sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сумарний термічний опір усіх шарів стінки.

За умови сталих значень коефіцієнтів теплопровідності кожного шару температура за будь-яким шаром визначається за формулою

$$t_{ck} = t_{c1} - q \sum_{i=1}^k R_i. \quad (1.4)$$

Інколи застосовують так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{ек} = \sum_{i=1}^n \delta_i / \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (1.5)$$

Для однорідної циліндричної стінки (*cylindrical wall*) з внутрішнім і зовнішнім діаметром  $d_B$  і  $d_3$  (рис.1.1), відповідно і температурами стінки  $t_{c1}$  і  $t_{c2}$ , тепловий потік відносять до одиниці довжини  $l$ , до одиниці внутрішньої поверхні  $F_B$  або до одиниці зовнішньої поверхні  $F_3$ . При цьому розрахункові формули мають вигляд:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_3}{d_B}} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{R_{ц.с}}, \quad (1.6)$$

$$q_B = \frac{Q}{F_B} = \frac{Q}{\pi \cdot d_B \cdot l} = \frac{\Delta t}{R_{ц.с} \cdot d_B}, \quad (1.7)$$

$$q_3 = \frac{Q}{F_3} = \frac{Q}{\pi \cdot d_3 \cdot l} = \frac{\Delta t}{R_{ц.с} \cdot d_3}, \quad (1.8)$$

де  $R_{ц.с} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_3}{d_B}$  – термічний опір однорідної циліндричної стінки з діаметрами  $d_3$  і  $d_B$  і коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ .

Оскільки внутрішня і зовнішня поверхні труби різні, то і значення питомих теплових потоків різні, а співвідношення між ними визначаються за виразом

$$q_l = \pi \cdot d_B \cdot q_B = \pi \cdot d_3 \cdot q_3. \quad (1.9)$$

Рівняння температурної кривої (*temperature curve*) всередині однорідної циліндричної стінки визначається за формулою

$$t_x = t_B - \frac{\Delta t}{\ln \frac{d_3}{d_B}} \cdot \ln \frac{d_x}{d_B}. \quad (1.10)$$

У випадках, коли  $d_3/d_B \leq 2$ , значення питомого теплового потоку з точністю до  $\pm 3,5\%$  можна визначати як для плоскої стінки за формулою (1.1), де  $\delta = 0,5 \cdot (d_3 - d_B)$ , а площа поверхні труби (*surface of tube*) для визначення повного теплового потоку обчислюється за середньоарифметичним діаметром

$$F = \pi \cdot \bar{d} \cdot l = \pi \cdot 0,5 \cdot (d_3 + d_B) \cdot l. \quad (1.11)$$



В разі багат шарової циліндричної стінки з  $n$  шарами значення лінійного теплового потоку визначається за формулою

$$q_l = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum_{i=1}^n R_{ц.с.i}}, \quad (1.12)$$

де  $\sum_{i=1}^n R_{ц.с.i}$  – сумарний термічний опір багат шарової циліндричної стінки.

Значення температур на межах шарів визначаються із рівняння лінійного теплового потоку

$$t_{c(i+1)} = t_{c1} - q_l \sum_{i=1}^k \frac{1}{\pi} \frac{\ln \frac{d_{z(i+1)}}{d_{vi}}}{2\lambda_i}. \quad (1.13)$$

### Контрольні запитання

1. Поясніть механізм перенесення теплоти теплопровідністю.
2. Що таке стаціонарне і нестаціонарне температурне поле? Запишіть математичний вираз для температурного поля в загальному вигляді.
3. Що таке ізотермічні поверхні і температурний градієнт?
4. Як визначити тепловий потік через плоску та циліндричну стінки в процесі теплопровідності?
5. Дайте означення коефіцієнта теплопровідності. Поясніть його фізичний зміст та запишіть розмірність.
6. У чому полягає суть закону Фур'є?
7. Поясніть, як змінюється коефіцієнт теплопровідності зі збільшенням температури.
8. В яких межах змінюється коефіцієнт теплопровідності газів, рідин та твердих тіл?
9. Як визначаються температури на межах стику шарів багат шарової плоскої і циліндричної стінок?
10. Що називають термічним опором теплопровідності?
11. Поясніть, як залежить зміна температури в твердій стінці від теплопровідності стінки? За яким законом змінюється температура в плоскій та циліндричній стінках?
12. Який закон покладено в основу виведення диференційного рівняння теплопровідності Фур'є-Кірхгофа?
13. Що називають умовами однозначності? Назвіть фактори, які до них належать.
14. Якими величинами задаються граничні умови першого, другого та третього роду?
15. Поясніть фізичну суть основних видів теплообміну.

## 1.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 1.2.1.** Визначити розподіл температур по товщині стінки із вогнетривкої цегли товщиною 250 мм, якщо: температури на поверхнях стінки становлять  $t_{c1} = 1250$  °С,  $t_{c2} = 40$  °С, а коефіцієнт теплопровідності визначається за законом  $\lambda = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot t$ , Вт/(м·К).

### Розв'язування

Температурний напір, °С

$$\Delta t = t_{c1} - t_{c2} = 1250 - 40 = 1210.$$

Середня температура стінки, °С

$$t_{cp} = 0,5 \cdot (t_{c1} + t_{c2}) = 0,5 \cdot (1250 + 40) = 645.$$

Середнє значення коефіцієнта теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\bar{\lambda} = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{t} = 0,84 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot 645 = 1,227.$$

Термічний опір стінки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт

$$R = \delta / \bar{\lambda} = 0,25 / 1,227 = 2,037.$$

Питомий тепловий потік за (1.1), Вт/м<sup>2</sup>

$$q = \Delta t / R = 1210 / 2,037 = 5938,7.$$

Розподіл температури по товщині стінки обчислюємо за формулою (1.2), °С, наприклад, для  $x = 50$  мм

$$t_{c50} = t_{c1} - \Delta t \cdot \frac{x}{\delta} = 1250 - 1210 \cdot \frac{50}{250} = 1008.$$

Результати обчислень зводимо в таблицю.

Таблиця 1.1 – Результати обчислень до задачі 1.2.1

x, мм	50	75	100	125	150	175	200	250
t, °С	1008	887	766	645	524	403	282	40

**Задача 1.2.2.** Цегляна стінка будинку висотою  $H = 4$  м і довжиною  $L = 5$  м має товщину 500 мм. З внутрішнього боку стінка має шар штукатурки завтовшки 15 мм. Визначити теплові втрати через стінку, якщо: коефіцієнт теплопровідності цегли та штукатурки 0,7 і 0,75 Вт/(м·К), відповідно, а внутрішня і зовнішня температури стінки +18 °С і – 15 °С.

### Розв'язування

Площа поверхні стінки, м<sup>2</sup>

$$F = H \cdot L = 4 \cdot 5 = 20.$$

Термічні опори стінки із цегли та штукатурки,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$R_{\text{ц}} = \delta_{\text{ц}} / \lambda_{\text{ц}} = 0,5 / 0,7 = 0,714;$$

$$R_{\text{шт}} = \delta_{\text{шт}} / \lambda_{\text{шт}} = 0,015 / 0,75 = 0,02.$$

Сумарний термічний опір,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$\sum R = R_{\text{ц}} + R_{\text{шт}} = 0,714 + 0,02 = 0,734.$$

Температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{з}} = 18 - (-15) = 33.$$

Питомий тепловий потік за (1.3),  $\text{Вт}/\text{м}^2$

$$q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{33}{0,734} = 45.$$

Загальні теплові втрати через стінку,  $\text{Вт}$

$$Q = q \cdot F = 45 \cdot 20 = 900.$$

**Задача 1.2.3.** За умови задачі 1.2.2 визначити, як зміняться теплові втрати, якщо зовнішню поверхню стінки обкласти плитами завтовшки 25 мм з коефіцієнтом теплопровідності  $0,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

### Розв'язування

Термічний опір плит,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$R_{\text{п}} = \frac{\delta_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}}} = \frac{0,025}{0,4} = 0,0625.$$

Сумарний термічний опір,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$\sum R' = R_{\text{ц}} + R_{\text{шт}} + R_{\text{п}} = 0,714 + 0,02 + 0,0625 = 0,7965.$$

Теплові втрати через стінку,  $\text{Вт}$

$$Q' = q \cdot F = \frac{\Delta t}{\sum R'} \cdot F = \frac{33}{0,7965} \cdot 20 = 828,6.$$

Зменшення теплових втрат,  $\text{Вт}$

$$\Delta Q = Q - Q' = 900 - 828,6 = 71,4.$$

**Задача 1.2.4.** Паропровід діаметрами 170/160 мм має двошарову ізоляцію з товщиною  $\delta_1 = 30 \text{ мм}$  і  $\delta_2 = 40 \text{ мм}$ . Коефіцієнт теплопровідності стінки труби першого та другого шару ізоляції дорівнює  $45, 0,14$  і  $0,075 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , відповідно. Визначити теплові втрати на один погонний метр паропровода, а також температури на поверхнях поділу шарів, якщо температура внутрішньої та зовнішньої ізолюваної поверхні паропровода складає  $300$  і  $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно.

## Розв'язування

Зовнішні діаметри шарів ізоляції, мм

$$d_{1i} = d_3 + 2\delta_1 = 170 + 2 \cdot 30 = 230;$$

$$d_{2i} = d_{1i} + 2\delta_2 = 230 + 2 \cdot 40 = 310.$$

Логарифмічні співвідношення діаметрів

$$\ln \frac{d_3}{d_B} = \ln \frac{170}{160} = 0,06;$$

$$\ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \ln \frac{230}{170} = 0,3;$$

$$\ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \ln \frac{310}{230} = 0,298.$$

Термічні опори,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

- стінки труби

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_3}{d_B} = \frac{1}{2 \cdot 45} \cdot 0,06 = 6,66 \cdot 10^{-4};$$

- першого шару ізоляції

$$R_{1i} = \frac{1}{2\lambda_{1i}} \ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,14} \cdot 0,3 = 1,07;$$

- другого шару ізоляції

$$R_{2i} = \frac{1}{2\lambda_{2i}} \ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \frac{1}{2 \cdot 0,075} \cdot 0,298 = 1,986.$$

Сумарний термічний опір теплопровідності,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$\sum R = R_{\text{ст}} + R_{1i} + R_{2i} = 6,6 \cdot 10^{-4} + 1,07 + 1,986 = 3,057.$$

Температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = t_B - t_{i2} = 300 - 40 = 260.$$

Лінійний тепловий потік за (1.12),  $\text{Вт}/\text{м}$

$$q_l = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum R} = \frac{3,14 \cdot 260}{3,057} = 267.$$

Температура на зовнішній поверхні труби,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{зн}} = t_{\text{вн}} - \frac{q_l \cdot R_{\text{ст}}}{\pi} = 300 - \frac{267 \cdot 0,66 \cdot 10^{-4}}{3,14} \approx 300.$$

Температура на зовнішній поверхні першого шару ізоляції,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{1i} = t_{\text{зн}} - \frac{q_l \cdot R_{1i}}{\pi} = 300 - \frac{267 \cdot 1,07}{3,14} = 209.$$

або

$$t_{1i} = t_{2i} + \frac{q_l \cdot R_{2i}}{\pi} = 40 + \frac{267 \cdot 1,986}{3,14} = 208,9.$$

**Задача 1.2.5.** За умови задачі 1.2.4 визначити, як зміняться питомі лінійні втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

### Розв'язування

В цьому разі зовнішні діаметри шарів ізоляції складатимуть, мм

$$d_{1i} = d_3 + 2\delta_1 = 170 + 2 \cdot 40 = 250;$$

$$d_{2i} = d_{1i} + 2\delta_2 = 250 + 2 \cdot 40 = 330.$$

Логарифмічні співвідношення діаметрів

$$\ln \frac{d_3}{d_B} = \ln \frac{170}{160} = 0,06;$$

$$\ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \ln \frac{250}{170} = 0,385;$$

$$\ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \ln \frac{330}{250} = 0,215.$$

Термічні опори,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

- стінки труби

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_3}{d_B} = \frac{1}{2 \cdot 45} \cdot 0,06 = 6,66 \cdot 10^{-4};$$

- першого шару ізоляції

$$R_{1i} = \frac{1}{2\lambda_{1i}} \ln \frac{d_{1i}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,075} \cdot 0,385 = 2,566;$$

- другого шару ізоляції

$$R_{2i} = \frac{1}{2\lambda_{2i}} \ln \frac{d_{2i}}{d_{1i}} = \frac{1}{2 \cdot 0,14} \cdot 0,215 = 0,768.$$

Сумарний термічний опір теплопровідності,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$\sum R = R_{\text{ст}} + R_{1i} + R_{2i} = 6,6 \cdot 10^{-4} + 2,566 + 0,768 = 3,334.$$

Лінійний тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}$

$$q_l = \frac{\pi \cdot \Delta t}{\sum R} = \frac{3,14 \cdot 260}{3,334} = 244,8.$$

Таким чином, виконання першого шару ізоляції з меншим значенням коефіцієнта теплопровідності для циліндричних поверхонь зумовлює зменшення питомих теплових втрат. Іншими словами, для зменшення теплових втрат перший шар ізоляції повинен мати найбільший термічний опір.

**Задача 1.2.6.** Температура на внутрішній поверхні сталевий (*steel*) труби діаметрами 190/180 мм становить 430 °С. Труба ізолювана одним шаром ізоляції завтовшки 40 мм з коефіцієнтом теплопровідності 0,05 Вт/(м·К). Визначити яку товщину повинен мати другий шар ізоляції з

коефіцієнтом теплопровідності 0,082 Вт/(м·К) для того, щоб температура зовнішнього шару ізоляції не перевищувала 40 °С. Коефіцієнт теплопровідності сталі 45 Вт/(м·К). Теплові втрати 280 Вт.

### Розв'язування

Зовнішній діаметр першого шару ізоляції, мм

$$d_{li} = d_3 + 2\delta_1 = 190 + 2 \cdot 40 = 270.$$

Термічні опори, (м<sup>2</sup>·К)/Вт:

- стінки труби

$$R_{cr} = \frac{1}{2\lambda_{cr}} \ln \frac{d_3}{d_b} = \frac{1}{2 \cdot 45} \cdot \ln \frac{190}{180} = 6 \cdot 10^{-4}.$$

- першого шару ізоляції

$$R_{li} = \frac{1}{2\lambda_{li}} \ln \frac{d_{li}}{d_3} = \frac{1}{2 \cdot 0,05} \cdot \ln \frac{190}{170} = 3,5.$$

Сума термічних опорів труби та першого шару ізоляції, (м<sup>2</sup>·К)/Вт

$$\sum R = R_{cr} + R_{li} = 6 \cdot 10^{-4} + 3,5 = 3,501.$$

Температурний напір в разі наявності другого шару ізоляції, °С

$$\Delta t = t_3 - t_{2i} = 430 - 40 = 390.$$

Для заданих теплових втрат необхідний термічний опір за (1.12), (м<sup>2</sup>·К)/Вт

$$\sum R = \frac{\pi \cdot \Delta t}{q_1} = \frac{3,14 \cdot 390}{280} = 4,373.$$

Необхідний термічний опір другого шару ізоляції, (м<sup>2</sup>·К)/Вт

$$R_{2i} = \sum R - R_{cr} = 4,373 - 3,501 = 0,872.$$

Логарифмічне співвідношення діаметрів для другого шару ізоляції

$$\ln \frac{d_{2i}}{d_{li}} = R_{2i} \cdot 2\lambda_{2i} = 0,872 \cdot 2 \cdot 0,082 = 0,143.$$

Звідки

$$\frac{d_{2i}}{d_{li}} = 1,1538.$$

Діаметр другого шару ізоляції, мм

$$d_{2i} = 1,1538 \cdot d_{li} = 1,1538 \cdot 270 = 312.$$

Товщина другого шару ізоляції, мм

$$\delta_2 = \frac{d_{2i} - d_{li}}{2} = \frac{312 - 270}{2} = 21.$$

**Задача 1.2.7.** Металевий дріт довжиною 100 м і діаметром 2 мм має коефіцієнт теплопровідності 60 Вт/(м·К) і питомий електричний опір 0,4 (Ом·м)/мм<sup>2</sup>. Через дріт проходить електричний струм, внаслідок чого його температура становить 80 °С. Визначити, яку товщину повинна мати

ізоляція з коефіцієнтом теплопровідності  $0,10 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , для того, щоб температура її зовнішньої поверхні не перевищувала  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , якщо сила струму  $10 \text{ А}$ .

### Розв'язування

Електричний опір дроту, Ом

$$R = \frac{\rho \cdot l}{\pi \cdot r^2} = \frac{0,4 \cdot 100}{3,14 \cdot 1^2} = 12,73.$$

Потужність, яка перетворюється на теплоту, Вт

$$Q = I^2 \cdot R = 10^2 \cdot 12,73 = 1273.$$

Лінійний тепловий потік, Вт/м

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{1273}{100} = 12,73.$$

Термічний опір ізоляції,  $(\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$

$$R_{\text{із}} = \frac{\Delta t}{q_l} = \frac{40}{12,73} = 3,14.$$

Логарифм відношення діаметрів

$$\ln \frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{д}}} = R_{\text{із}} \cdot 2\lambda_{\text{із}} = 3,14 \cdot 2 \cdot 0,1 = 0,628.$$

Звідки виходить

$$\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{д}}} = 1,87.$$

Діаметр ізоляції, мм

$$d_{\text{із}} = 1,87 \cdot d_{\text{д}} = 1,87 \cdot 2 = 3,74.$$

Необхідна товщина ізоляції, мм

$$\delta_{\text{із}} = \frac{d_{\text{із}} - d_{\text{д}}}{2} = \frac{3,74 - 2}{2} = 0,87.$$

### 1.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 1.3.1.** Температура зовнішньої стінки сталеві труби топково-го екрана (*furnace shield*) діаметрами  $87/89 \text{ мм}$  становить  $570 \text{ }^\circ\text{C}$ . У середині труби кипить вода з тиском  $2,2 \text{ МПа}$ . Температура внутрішньої стінки на  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  нижче температури насичення. Визначити, як зміниться температура зовнішньої стінки в разі відкладення накипу товщиною  $1,4 \text{ мм}$  з коефіцієнтом теплопровідності  $0,8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , якщо коефіцієнт теплопровідності сталі  $35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , а тепловий потік сталий.

**Задача 1.3.2.** Температура внутрішньої стінки металеві повітро-проводу розмірами  $200 \times 200 \text{ мм}$  і довжиною  $20 \text{ м}$  складає  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ . Товщина стінки металу та його коефіцієнт теплопровідності дорівнюють  $0,4 \text{ мм}$  і

46 Вт/(м·К), відповідно. Повітропровід заізолюваний двома шарами ізоляції. Перший шар з коефіцієнтом теплопровідності 0,14 Вт/(м·К) має товщину 40 мм. Другий шар товщиною 30 мм має коефіцієнт теплопровідності 0,09 Вт/(м·К). Визначити загальні теплові втрати і значення температури між шарами ізоляції, якщо зовнішня температура ізоляції не перевищує 45 °С.

**Задача 1.3.3.** Температура внутрішньої стінки тришарової топкової камери дорівнює 1100 °С. Стінка виконана із шару піношамоту товщиною  $\delta_1 = 0,125$  м, шару діатомітової засипки товщиною  $\delta_2 = 95$  мм і шару червоної цегли товщиною  $\delta_3 = 0,25$  м. Зовнішня температура стінки становить 45 °С. Визначити питомі теплові втрати, температури між шарами стінки, а також якою має бути товщина червоної цегли, якщо стінку виконати двошаровою без діатомітової засипки.

**Задача 1.3.4.** Температура внутрішньої стінки сталевого трубопроводу діаметрами 70/62 мм становить 440 °С. Трубопровід заізолюваний двома шарами ізоляції, товщина яких  $\delta_1 = 30$  мм і  $\delta_2 = 40$  мм з коефіцієнтами теплопровідності  $\lambda_1 = 0,08$  і  $\lambda_2 = 0,045$  Вт/(м·К). Визначити теплові втрати і температури між шарами ізоляції, якщо: довжина трубопровода 50 м, а температура зовнішньої стінки ізоляції 45 °С. Визначити також як зміняться теплові втрати і температури між шарами ізоляції, якщо їх поміняти місцями.

**Задача 1.3.5.** Температура внутрішньої стінки сушильної камери дорівнює 130 °С. Стінка сушильної камери виконана із червоної цегли товщиною 380 мм і будівельної повсті. Температура на зовнішній поверхні ізоляції не повинна перевищувати 30 °С. Визначити товщину будівельної повсті і температуру між шарами камери за умови, що питомі теплові втрати дорівнюють 80 Вт/м<sup>2</sup>.

**Задача 1.3.6.** Електричний дріт довжиною 60 м і діаметром 1,5 мм має коефіцієнт теплопровідності 60 Вт/(м·К) і питомий електричний опір 0,36 (Ом·м)/мм<sup>2</sup>. Дріт заізолюваний ізоляцією з коефіцієнтом теплопровідності 0,12 Вт/(м·К), товщина якої 1 мм. Визначити допустиму силу електричного струму за умови, що температури на поверхнях ізоляції складають 75 і 35 °С, а лінійні втрати дорівнюють 14 Вт/м.

**Задача 1.3.7.** Теплова потужність теплообмінного апарата (ТА) складає 500 кВт. Сталевий корпус ТА має діаметр 0,5 м, висоту 2 м і товщину 5 мм. Температура внутрішньої поверхні ТА дорівнює 200 °С. Корпус ТА передбачається заізолювати двошаровою ізоляцією. Товщина першого шару ізоляції з  $\lambda_1 = 0,065$  Вт/(м·К) має бути 50 мм. Визначити товщину другого шару ізоляції з  $\lambda_2 = 0,12$  Вт/(м·К) за умови, що температура зовнішньої поверхні ізоляції повинна дорівнювати 40 °С, а теплові втрати складають 2% від потужності ТА.

**Задача 1.3.8.** Обмурівка печі виконана із шамотної цегли завтовшки 250 мм. Визначити питомі втрати теплоти, якщо температура внутрішньої



та зовнішньої стінки печі становить 1200 і 385 °С, відповідно. Визначити також, якою має бути товщина шару ізоляції із мінеральної вати для того, щоб зменшити теплові втрати в 2,5 рази, а також якою буде температура зовнішньої поверхні ізоляції.

**Задача 1.3.9.** Сталевий трубопровід діаметрами 110/100 мм покритий двошаровою ізоляцією однакової товщини по 50 мм. Температура внутрішньої поверхні трубопровода 300 °С, а зовнішньої стінки ізоляції 45 °С. Визначити втрати теплоти на 1 м трубопровода і температури між шарами ізоляції, якщо коефіцієнт теплопровідності першого шару  $\lambda_1 = 0,115$  Вт/(м·К), а другого  $\lambda_2 = 0,062$  Вт/(м·К). Визначити також як зміняться питомі втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

**Задача 1.3.10.** Стінка топкової камери виконана із шамотної цегли товщиною 350 мм і червоної цегли товщиною 380 мм. Визначити температуру внутрішньої стінки топкової камери, якщо температура на зовнішній стінці шамотної камери складає 750 °С, а перепад температур в стінці з червоної цегли 700 °С.

**Задача 1.3.11.** Визначити допустиму силу електричного струму для електричного дроту із алюмінію діаметром 2,5 мм, який покритий резиновою ізоляцією товщиною 1 мм за умови, що температури на поверхнях ізоляції мають бути не вище 70 і 40 °С, а електричний опір дроту  $R = 0,005$  Ом/м.

**Задача 1.3.12.** Стінка із силікатної цегли товщиною 380 мм з одного боку має температуру +30 °С, а з другого – (-20) °С. Визначити відстань до ізотермічної поверхні 0 °С за умови, що коефіцієнт теплопровідності стінки залишається сталим.

**Задача 1.3.13.** Паропровід діаметрами 160/150 мм і довжиною 30 м заізолюваний двошаровою ізоляцією однакової товщини  $\delta_1 = \delta_2 = 50$  мм. Теплопровідність кожного шару ізоляції складає:  $\lambda_1 = 0,15$  Вт/(м·К),  $\lambda_2 = 0,08$  Вт/(м·К). Температура внутрішньої стінки паропроводу та зовнішньої стінки ізоляції складають 250 і 40 °С, відповідно. Визначити теплові втрати та температуру на межі двох шарів ізоляції. Визначити також як зміняться втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

**Задача 1.3.14.** Температура зовнішньої плоскої поверхні стінки площею 10 м<sup>2</sup> становить 450 °С. За рахунок ізолювання поверхні температуру її потрібно зменшити в 10 разів. Визначити питомі теплові втрати і побудувати графік зміни температури в шарі ізоляції якщо її коефіцієнт теплопровідності змінюється за законом  $\lambda = 0,152 + 0,002 \cdot t$ .

**Задача 1.3.15.** Залізобетонна димова труба з внутрішнім діаметром 1000 мм і зовнішнім діаметром 1400 мм має бути футерована вогнетривким матеріалом усередині. Визначити товщину футеровки і температуру зовнішньої стінки труби за умови, що температура внутрішньої поверхні футеровки дорівнює 380 °С, коефіцієнти теплопровідності футеровки і за-

лізобетону становлять 0,5 і 1,25 Вт/(м·К), відповідно, а питомі втрати теплоти не перевищують 1800 Вт/м.

**Задача 1.3.16.** Визначити теплові втрати від сталеві труби довжиною 10 м і діаметрами 79/70 мм, якщо температура на внутрішній поверхні в трубі з шаром накипу товщиною 1 мм складає 120 °С. На зовнішній поверхні труби є шар забруднень завтовшки 0,4 мм, а температура зовнішнього шару забруднень дорівнює 250 °С.

**Задача 1.3.17.** Температура внутрішньої стінки сталевого трубопроводу діаметрами 52/44 мм становить 150 °С, а питомі теплові втрати дорівнюють 150 Вт/м. Визначити, якою має бути теплопровідність шару ізоляції товщиною 70 мм для того, щоб питомі теплові втрати зменшились втричі.

**Задача 1.3.18.** Температура внутрішньої стінки сталевого трубопроводу діаметрами 170/160 мм складає 300 °С. Трубопровід має двошарову ізоляцію з товщинами  $\delta_1 = 30$  мм і  $\delta_2 = 50$  мм. Температура на зовнішній поверхні ізоляції не повинна перевищувати 50 °С. Визначити теплопровідність шарів ізоляції, якщо відомо, що температура між шарами ізоляції становить 223 °С. Визначити також, як зміняться лінійні теплові втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями.

**Задача 1.3.19.** Стінки холодильника виконані з двох листів жерсті товщиною по 0,5 мм, між якими знаходиться шар мінеральної вати завтовшки 70 мм. Температура на внутрішній і зовнішній поверхні жерсті – (-10 °С) і +20 °С, відповідно. Визначити теплові втрати, якщо загальна площа поверхні холодильника 7,2 м<sup>2</sup>. Визначити також відстань до ізотермічної поверхні з  $t = 0$  °С.

**Задача 1.3.20.** Трубопровід із зовнішнім діаметром  $d$  ізолюють двома шарами ізоляції з різних матеріалів, але однакової товщини  $\delta$ , яка складає 1/6 від  $d$ . Перший шар ізоляції має коефіцієнт теплопровідності в 3 рази більший, ніж другий. Оцінити, як зміняться лінійні теплові втрати, якщо шари ізоляції поміняти місцями за умови сталого температурного напору.

**Задача 1.3.21.** Плоску поверхню з температурою 400 °С планують ізолювати двома шарами ізоляції з коефіцієнтами теплопровідності 0,162 і 0,074 Вт/(м·К), відповідно. Підібрати товщини ізоляції таким чином, щоб температура зовнішньої поверхні ізоляції не перевищувала 40 °С, а питомі теплові втрати – 450 Вт/м<sup>2</sup>.

**Задача 1.3.22.** Сталевий паропровід з діаметрами 160/150 мм має температуру внутрішньої поверхні 350 °С. Передбачено його ізолювати двошаровою ізоляцією з коефіцієнтами теплопровідності 0,12 і 0,04 Вт/(м·К). Температура на зовнішній стінці ізоляції не перевищує 40 °С. В якій послідовності треба розташовувати ці шари ізоляції однакової товщини, щоб отримати мінімальні теплові втрати?

**Задача 1.3.23.** Обмурівка топкової камери виготовлена із шамотної і червоної кладки однакової товщини 380 мм. Температура на зовнішній по-

верхні кладки з червоної цегли  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура на її внутрішній поверхні  $795\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити питомі теплові втрати з поверхні обмурівки.

**Задача 1.3.24.** Плоска сталева стінка завтовшки  $3\text{ мм}$  ізолювана шаром листового азбесту і шаром пінофолу. Визначити товщину скловати, яку треба покласти замість азбесту і пінофолу для того, щоб теплові втрати зменшились в  $1,5$  раза за умови сталого температурного напору. Товщина азбесту і мінеральної вати по  $100\text{ мм}$ .

**Задача 1.3.25.** Сталевий трубопровід з діаметрами  $110/100\text{ мм}$  має тришарову ізоляцію. Характеристика шарів ізоляції:  $\delta_1 = 25\text{ мм}$ ,  $\lambda_1 = 0,04\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\delta_2 = 30\text{ мм}$ ,  $\lambda_2 = 0,05\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\delta_3 = 5\text{ мм}$ ,  $\lambda_3 = 0,115\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Температура внутрішньої стінки труби  $220\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура на зовнішній поверхні другого шару ізоляції  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити температури поверхонь всіх шарів. (В процесі розв'язування задачі доцільно скористатись формулою 1.13).

**Задача 1.3.26.** Сталевий паропровід діаметрами  $79/70\text{ мм}$  необхідно ізолювати для того, щоб температура зовні ізоляції не перевищувала  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а питомі лінійні втрати  $75\text{ Вт/м}$ . Температура на внутрішній стінці труби  $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для ізоляції є азбестовий шнур та ековата. Визначити, якою має бути товщина ізоляційного шару кожного із матеріалів.

**Задача 1.3.27.** Визначити еквівалентний коефіцієнт теплопровідності тришарової циліндричної стінки для ізоляції сталевого трубопроводу діаметрами  $170/160\text{ мм}$ . Характеристики першого шару:  $\delta_1 = 20\text{ мм}$ ,  $\lambda_1 = 0,13\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , а другого  $\delta_2 = 50\text{ мм}$ ,  $\lambda_2 = 0,04\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Поясніть також, як доцільніше розташувати шари ізоляції за умови, що температурний напір не змінюється.

**Задача 1.3.28.** Плоску поверхню з температурою  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  необхідно ізолювати піношамотом так, щоб втрати теплоти не перевищували  $450\text{ Вт/м}^2$  при температурі на зовнішній поверхні ізоляції  $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити товщину шару ізоляції.

**Задача 1.3.29.** Трубу вкривають двома шарами ізоляції з різних матеріалів, але однакової товщини. Перший шар, що лежить на трубі, має коефіцієнт теплопровідності в  $3$  рази більший, ніж другий. Зовнішній діаметр неізолюваної труби в  $6$  разів більший товщини одного шару ізоляції. В який бік і у скільки разів зміняться тепловтрати з  $1\text{ м}$  довжини трубопроводу, якщо шари ізоляції поміняти місцями?

**Задача 1.3.30.** Плоска стінка виконана із шамотної цегли товщиною  $\delta = 250\text{ мм}$ . Температура її поверхонь  $t_{c1} = 1350\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $t_{c2} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Коефіцієнт теплопровідності цегли є функцією температури і змінюється за законом  $\lambda = 0,838 \cdot (1 + 0,0007t)$ .

Визначити і побудувати в масштабі графік розподілу температур в стінці.

## 2 ТЕПЛОВІДДАЧА ЗА УМОВИ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ

### 2.1 Загальні відомості

Вільна (природна) конвекція виникає внаслідок різниці густин (*density*) більш нагрітих і менш нагрітих частинок рідини або газу. Вона може здійснюватись в необмеженому (*infinite space*) і обмеженому (*limited space*) (замкненому) просторі. Разом з конвективним рухом переноситься теплота. За цих умов визначальними критеріями є критерії (*criterion*) Грасгофа і Прандтля.

$$Gr = (g \cdot \beta \cdot (t_{ст} - t_p) \cdot l_*^3) / \nu^2; \quad (2.1)$$

$$Pr = \nu / a. \quad (2.2)$$

В (2.1) і (2.2)  $g$  – прискорення земного тяжіння,  $m/c^2$ ;  $l_*$  – характерний лінійний розмір (для горизонтальних труб – діаметр  $d$ , для вертикальних пластин і труб висота  $H$ ),  $m$ ;  $t_{ст}$ ,  $t_p$  – температура стінки і рідини, відповідно,  $^{\circ}C$ ;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $m^2/c$ ;  $a$  – коефіцієнт теплопровідності;  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення, який для газоподібних середовищ дорівнює  $\beta = 1/T_g$ ,  $K^{-1}$ ;  $T_g$  – абсолютна температура газу,  $K$ .

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі (*heat exchange*) від поверхні горизонтальних труб можна використовувати формулу [7]

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} = 0,50 \cdot Ra^{0,25} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (2.3)$$

де  $Ra = Gr \cdot Pr$  – критерій Релея;

$Pr_p$  і  $Pr_{ст}$  – критерій Прандтля для температури рідини та стінки, відповідно.

В (2.3) визначальною температурою є температура рідини або газу віддалік від труби, а визначальним розміром – зовнішній діаметр труби.

Формула отримана для теплоносіїв з числами Релея  $10^3 < Ra < 10^8$ . Множник  $(Pr_p / Pr_c)^{0,25}$  враховує напрямок (*direction*) теплового потоку. Для нагрівання рідини  $(Pr_p / Pr_c)^{0,25} > 1$ , для газів  $(Pr_p / Pr_c)^{0,25} = 1$ .

За умови ламінарного руху рідини вздовж вертикальної поверхні критеріальне рівняння має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,75 \cdot Ra^{0,25} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (2.4)$$

де визначальний (*determinative*) лінійний розмір (*linear size*) – довжина пластини.

Формула отримана для теплоносіїв з числами Прандтля  $Pr = 0,7 \dots 3 \cdot 10^3$  і  $10^3 < Ra < 10^9$ .

Розвинутий турбулентний рух настає, коли  $Ra \geq 6 \cdot 10^{10}$ . Тоді

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{0,33} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.5)$$

В (2.4) і (2.5) визначальною температурою є температура рідини за межами рухомого шару, визначальний розмір – довжина пластини.

Згідно з дослідними даними перехідний режим має місце для  $10^9 < Ra < 6 \cdot 10^{10}$ . Найбільше і найменше значення коефіцієнтів тепловіддачі в перехідній області визначається за рівняннями (2.5) і (2.4), відповідно.

У випадках, коли  $Ra < 500$  для обчислення середнього значення  $\alpha$  можна рекомендувати критеріальне рівняння (*equation*)

$$\overline{Nu} = 1,18 \cdot Ra^{0,125} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (2.6)$$

Для горизонтально розташованих плоских поверхонь розмірами  $a \times b$  тепловіддача обчислюється за формулами для вертикальних поверхонь. Визначальним розміром є менший розмір плити, а визначальною температурою – температура повітря вдалині від поверхні. При цьому  $\alpha = 1,3 \cdot \alpha_h$  для поверхні, яка віддає теплоту вгору і  $\alpha = 0,7 \cdot \alpha_h$  для поверхні, яка віддає теплоту вниз.

Вільна конвекція в обмеженому просторі виникає в прошарках між поверхнями товщиною  $\delta$ . В цьому випадку складний процес теплообміну розглядають як перенесення теплоти теплопровідністю, вводячи так званий еквівалентний коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ек}$ . За умови  $Ra < 10^3$  природну конвекцію можна не враховувати, вважаючи  $\lambda_{ек} = \lambda_p$ . Якщо  $Ra > 10^3$ , то  $\lambda_{ек} = \lambda_p \cdot \varepsilon_k$ . Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_k$  обчислюють за формулою

$$\varepsilon_k = 0,18 \cdot Ra^{0,25}, \quad (2.7)$$

де визначальним розміром є товщина прошарку  $\delta$ , а визначальною температурою – середня температура між поверхнями  $\bar{t} = 0,5 \cdot (t_{ст1} - t_{ст2})$ .

### Контрольні запитання

1. Що називають конвективним теплообміном?
2. Що характеризує коефіцієнт тепловіддачі? Від яких величин він залежить?
3. Запишіть та поясніть суть закону Ньютона-Ріхмана.
4. Що розуміють під тепловим та гідродинамічним приграничним шаром?
5. Поясніть характер обтікання вертикальної поверхні вільним потоком рідини.
6. Які фактори впливають на інтенсивність теплообміну за умови вільної конвекції?
7. Назвіть критерії подібності, які характеризують тепловіддачу за умови вільної конвекції. Який їх фізичний зміст?
8. Поясніть різницю між процесами вільної конвекції в обмеженому і необмеженому просторах.

9. Поясніть, яким чином визначається тепловий потік, що проходить через щілини?

10. Запишіть в загальному вигляді критеріальне рівняння для вільного руху рідини.

11. Як вибирається визначальний розмір для розрахунків інтенсивності теплообміну за умови вільної конвекції?

12. Поясніть, що враховує в критеріальних рівняннях множник  $(Pr_p/Pr_c)^{0,25}$ .

13. Наведіть і поясніть графік зміни коефіцієнта тепловіддачі за умови природної конвекції вздовж вертикальної стінки.

## 1.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 2.2.1.** Визначити тепловий потік від зовнішньої стінки будинку висотою  $H = 3$  м і довжиною 6 м, якщо температура стінки  $21^\circ\text{C}$ , а температура нерухомого навколишнього повітря  $15^\circ\text{C}$ .

### Розв'язування

Визначальною температурою є температура навколишнього повітря  $t_b = t_n = 15^\circ\text{C}$ . Теплофізичні властивості повітря для  $t_n = 15^\circ\text{C}$  (додаток Д):  $\lambda = 0,0255$  Вт/(м·К);  $\nu = 14,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr = 0,717$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення,  $\text{K}^{-1}$

$$\beta = 1/(t_n + 273) = 1/(15 + 273) = 3,47 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Грасгофа

$$\begin{aligned} Gr &= (g \cdot \beta \cdot (t_{cr} - t_n) \cdot H^3) / \nu^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3} \cdot (21 - 15) \cdot 3^3) / (14,9 \cdot 10^{-6})^2 = 3,31 \cdot 10^{10}. \end{aligned}$$

Критерій Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr = 3,31 \cdot 10^{10} \cdot 0,717 = 2,37 \cdot 10^{10}.$$

Критерій Нуссельта за (2.5)

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{0,33} = 0,15 \cdot (2,37 \cdot 10^{10})^{0,33} = 397,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{H} = \frac{397,8 \cdot 0,0255}{3} = 3,4.$$

Тепловий потік від стінки будинку, Вт

$$Q = \alpha \cdot H \cdot L \cdot (t_{cr} - t_n) = 3,4 \cdot 3 \cdot 6 \cdot (21 - 15) = 367,2.$$

**Задача 2.2.2.** Визначити теплові втрати від ізольованого корпусу горизонтального теплообмінника діаметром 1 м і довжиною 2 м, якщо температура ізоляції  $40^\circ\text{C}$ , а температура повітря в приміщенні  $20^\circ\text{C}$ .

## Розв'язування

Визначальна температура – температура навколишнього повітря  $t_b = t_n = 30\text{ }^\circ\text{C}$ . Теплофізичні властивості повітря для  $t_n = 30\text{ }^\circ\text{C}$  (додаток Д):  $\lambda = 0,0267\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 16\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr} = 0,701$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення,  $\text{K}^{-1}$

$$\beta = 1/(t_n + 273) = 1/(30 + 273) = 3,3 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Грасгофа

$$\begin{aligned} \text{Gr} &= (g \cdot \beta \cdot (t_{\text{ст}} - t_n) \cdot d^3) / \nu_n^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot (40 - 20) \cdot 1^3) / (16 \cdot 10^{-6})^2 = 2,53 \cdot 10^9. \end{aligned}$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}_p = 2,53 \cdot 10^9 \cdot 0,701 = 1,77 \cdot 10^9.$$

Критерій Нуссельта за (2.3)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,5 \cdot \text{Ra}^{0,25} = 0,5 \cdot (1,77 \cdot 10^9)^{0,25} = 102,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d} = \frac{102,6 \cdot 0,0267}{1} = 2,7.$$

Тепловий потік від стінки теплообмінника,  $\text{Вт}$

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{нов}}) = 2,7 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot (40 - 20) = 1017,4.$$

**Задача 2.2.3.** Визначити тепловий потік від горизонтальної плити розмірами  $2 \times 3\text{ м}$ , теплообмінна поверхня якої повернута вгору, якщо температура поверхні плити  $100\text{ }^\circ\text{C}$ , а температура навколишнього повітря  $20\text{ }^\circ\text{C}$ .

## Розв'язування

Визначальним лінійним розміром є найменший розмір плити  $a = 2\text{ м}$ , а визначальною температурою – температура повітря ( $20\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Теплофізичні властивості повітря для температури  $20\text{ }^\circ\text{C}$  (додаток Д):  $\lambda = 0,0259\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr} = 0,703$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення,  $\text{K}^{-1}$

$$\beta = \frac{1}{t_n + 273} = \frac{1}{20 + 273} = 3,413 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr} \cdot \text{Pr}_p = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{\text{ст}} - t_n) \cdot a^3}{\nu_n^2} \cdot \text{Pr}_p = \\ &= \frac{9,81 \cdot 3,413 \cdot 10^{-3} \cdot (100 - 20) \cdot 2^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 6,64 \cdot 10^{10}. \end{aligned}$$

Критерій Нуссельта за (2.5)

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{0,33} = 0,15 \cdot (6,64 \cdot 10^{10})^{0,33} = 610.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки плити до навколишнього повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_0 = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{a} = \frac{610 \cdot 0,0259}{2} = 7,9.$$

В даному випадку коефіцієнт тепловіддачі має бути на 30% більшим, тобто

$$\alpha = \alpha_0 \cdot 1,3 = 7,9 \cdot 1,3 = 10,27.$$

Тепловий потік від плити, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = \alpha \cdot a \cdot b \cdot v \cdot (t_{ст} - t_{пов}) = 10,27 \cdot 2 \cdot 3 \cdot (100 - 20) = 4929,6.$$

**Задача 2.2.4.** Визначити тепловий потік крізь водяний прошарок товщиною 20 мм, якщо температура більш нагрітої поверхні стінки 120 °С, а менш нагрітої 20 °С.

### Розв'язування

Визначальна температура, °С

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = 0,5 \cdot (120 + 20) = 70.$$

Визначальний лінійний розмір – товщина прошарку  $\delta = 0,02$  м.

Для визначальної температури теплофізичні властивості води  $t_b = 70$  °С (додаток В):  $\lambda = 0,666$  Вт/(м·К);  $\nu = 0,33 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\beta = 6,92 \cdot 10^{-4}$  К<sup>-1</sup>;  $Pr = 2,59$ .

Критерій Релея

$$\begin{aligned} Ra &= Gr \cdot Pr_p = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{c1} - t_{c2}) \cdot \delta^3}{\nu^2} \cdot Pr_p = \\ &= \frac{9,81 \cdot 6,92 \cdot 10^{-4} \cdot (120 - 20) \cdot 0,02^3}{(0,33 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 2,59 = 4,26 \cdot 10^7. \end{aligned}$$

Коефіцієнт, що враховує конвекцію за (2.7)

$$\varepsilon_k = 0,18 \cdot Ra^{0,25} = 0,18 \cdot (4,26 \cdot 10^7)^{0,25} = 14,54.$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_{екв} = \bar{\lambda} \cdot \varepsilon_k = 0,666 \cdot 14,54 = 9,68.$$

Питомий тепловий потік крізь водяний прошарок, Вт/м<sup>2</sup>

$$q = \frac{\lambda_{екв}}{\delta} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{9,68}{0,02} \cdot (120 - 20) = 48400.$$



**Задача 2.2.5.** Для опалення приміщення використовують електронагрівник, виготовлений із спіралей дроту діаметром 2 мм. Необхідна потужність для опалення складає 200 Вт. Визначити загальну довжину дроту, якщо його температура складає 320 °С, а температура в приміщенні має бути 20 °С.

### Розв'язування

Визначальним лінійним розміром є діаметр дроту  $d = 3 \cdot 10^{-3}$  м, а визначальною температурою є температура повітря в приміщенні  $t_n = 20$  °С.

Теплофізичні властивості повітря для визначальної температури (додаток Д):  $\lambda = 0,0259$  Вт/(м·К);  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr = 0,703$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення, К<sup>-1</sup>

$$\beta = \frac{1}{t_n + 273} = \frac{1}{20 + 273} = 3,413 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_{cr} - t_n) \cdot d^3}{\nu^2} \cdot Pr =$$

$$= \frac{9,81 \cdot 3,413 \cdot 10^{-3} \cdot (320 - 20) \cdot (2 \cdot 10^{-3})^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 249.$$

Оскільки  $Ra < 500$ , то критерій Нуссельта визначаємо за (2.6)

$$\overline{Nu} = 1,18 \cdot Ra^{0,125} = 1,18 \cdot 249^{0,125} = 2,35.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від дроту до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{2,35 \cdot 0,0259}{0,002} = 30,4.$$

Необхідна довжина дроту з рівняння теплового потоку, м

$$L = \frac{Q}{\alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta t} = \frac{200}{30,4 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 300} = 3,5.$$

## 2.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 2.3.1.** Визначити тепловий потік у повітряному прошарку товщиною 25 мм і висотою 1,5 м, утвореному двома плоскими стінками з температурами 150 і 50 °С.

**Задача 2.3.2.** Горизонтальна плита з повернутою вверх теплообмінною поверхнею має розміри 500×1000 мм і нагріта до 100 °С. Навколишнє повітря має температуру 25 °С. Визначити тепловий потік від плити до повітря.

**Задача 2.3.3.** Вертикальна стінка висотою 4 м і шириною 2 м нагрівається нерухомими димовими газами з температурою 300 °С. Визначити, яким має бути тепловий потік для того, щоб температура стінки була 80 °С.

**Задача 2.3.4.** Горизонтальний трубопровід діаметром 110 мм має температуру стінки 80 °С. Температура повітря вдалині від трубопроводу 25 °С. Визначити теплові втрати, якщо довжина трубопроводу складає 70 м.

**Задача 2.3.5.** Визначити допустиму силу струму для дроту діаметром 0,6 мм за умови, що його температура не перевищуватиме 250 °С. Опір 1 м дроту дорівнює 6 Ом, а температура води віддалік від дроту 20 °С.

**Задача 2.3.6.** Вертикальний паропровід з діаметром 200 мм і довжиною 5 м має температуру стінки 120 °С. Визначити теплові втрати з поверхні паропроводу, якщо температура навколишнього повітря становить 10 °С.

**Задача 2.3.7.** Визначити тепловий потік в циліндричному повітряному прошарку товщиною 20 мм, якщо температура стінок становить  $t_{c1} = 30$  °С і  $t_{c2} = 0$  °С.

**Задача 2.3.8.** Циліндричний бак має висоту 1,75 м. В ньому охолоджується рідина, температура якої 50 °С, з такими теплофізичними властивостями:  $\lambda = 0,33$  Вт/(м·К);  $\nu = 4,85 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\beta = 6,4 \cdot 10^{-4}$  К<sup>-1</sup>;  $Pr_p = 40$ ;  $Pr_c = 650$ . Температура стінки бака 15 °С. Визначити питомий тепловий потік від рідини до стінки бака.

**Задача 2.3.9.** Трансформаторне масло з температурою 30 °С нагрівається в нагрівачі з горизонтальними трубами, температура поверхні яких становить 120 °С, а зовнішній діаметр 33 мм. Визначити необхідний тепловий потік, якщо поверхня нагріву 12 м<sup>2</sup>.

**Задача 2.3.10.** Дві горизонтальні труби з однаковою температурою на поверхні охолоджуються в повітрі. Діаметр першої труби в 10 разів більший, ніж другої. Критерій Релея для другої труби дорівнює  $10^4$ . Визначити відношення коефіцієнтів тепловіддачі та теплових потоків для цих труб.

**Задача 2.3.11.** Температура повітря в приміщенні підтримується рівною 20 °С електронагрівником, діаметр якого 1,25 мм, а питомий електричний опір  $1,2 \cdot 10^{-6}$  Ом·м. Електронагрівник розташований горизонтально, а температура його поверхні становить 800 °С. Визначити максимальну силу електричного струму через електронагрівник.

**Задача 2.3.12.** У великому об'ємі води охолоджується вертикальна пластина розмірами 2×3 м. Визначити тепловий потік, якщо температура пластини 110 °С, а температура води 30 °С.

**Задача 2.3.13.** Горизонтальний паропровід з діаметром 300 мм і довжиною 10 м має температуру поверхні 160 °С. Температура повітря в приміщенні 25 °С. Визначити теплові втрати, а також як вони зміняться в разі зменшення температури стінки в 2 рази.

**Задача 2.3.14.** Між вертикальними стінками з температурами 120 і 40 °С, відповідно, є повітряний прошарок товщиною 30 мм і висотою 3 м. Визначити тепловий потік між стінками.

**Задача 2.3.15.** Вертикальна стінка висотою 4,5 м і шириною 3 м з температурою 250 °С охолоджується в повітрі з температурою 25 °С. Визначити тепловий потік.

**Задача 2.3.16.** Вертикальний паропровід з температурою стінки 150 °С, діаметром 90 мм має довжину 20 м. Визначити теплові втрати, якщо температура зовнішнього повітря –  $t_{\text{п}} = -5$  °С.

**Задача 2.3.17.** У великому об'ємі води охолоджується горизонтальна пластина розмірами 1,5×3 м. Визначити тепловий потік, якщо температура пластини 140 °С, а температура води 35 °С.

**Задача 2.3.18.** Визначити теплові втрати між скляними поверхнями вікна, розділеними повітряним прошарком товщиною 40 мм, якщо температури цих поверхонь становлять  $t_{\text{c1}} = 10$  °С і  $t_{\text{c2}} = -10$  °С.

**Задача 2.3.19.** Горизонтальна плита з повернутою донизу теплообмінною поверхнею має розміри 2,5×5 м і нагріта до 130 °С. Визначити тепловий потік від плити до навколишнього повітря з температурою 20 °С.

**Задача 2.3.20.** Бак великого об'єму має вертикальні труби довжиною 1,2 м для підігрівання води. Визначити тепловий потік, якщо вода з температурою 20 °С нагрівається від поверхонь труб з температурою 120 °С, а діаметр труб складає 80 мм.

**Задача 2.3.21.** Горизонтальна труба діаметром 6 мм охолоджується у воді, температура якої 5 °С. Визначити лінійний тепловий потік, якщо температура поверхні труби складає 45 °С.

**Задача 2.3.22.** В приміщенні необхідно підтримувати температуру повітря 20 °С. Приміщення обігрівається електронагрівником, який виготовлений із дроту діаметром 1 мм. Температура стінки дроту 90 °С. Визначити загальну довжину дроту, якщо теплові втрати складають 1,1 кВт.

**Задача 2.3.23.** В трубі діаметрами 64/58 мм знаходиться інша труба з діаметрами 16/12 мм. Температура на внутрішній поверхні зовнішньої труби 140 °С, а температура на зовнішній стінці внутрішньої труби 40 °С. Визначити питомий тепловий потік між стінками в кільцевому прошарку з трансформаторним маслом.

**Задача 2.3.24.** Вертикальний паропровід з діаметром 270 мм і довжиною 5 м має на поверхні температуру 250 °С. Визначити теплові втрати в повітрі, яке має температуру 30 °С.

**Задача 2.3.25.** За умови задачі 2.3.24 визначити теплові втрати в разі горизонтального розміщення паропроводу.

**Задача 2.3.26.** Визначити, для якої товщини повітряного прошарку в обмеженому просторі впливом конвекції можна знехтувати (теплообмін відбувається за рахунок теплопровідності), якщо температури поверхонь 15 і 5 °С,  $\nu = 14,16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; Pr = 0,7

### 3 ТЕПЛОВІДДАЧА В РАЗІ ВИМУШЕНОГО РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ

#### 3.1 Загальні відомості

Оскільки в цьому випадку процес тепловіддачі пов'язаний з рухом теплоносія, то розрізняють два основних режими течії: ламінарний та турбулентний. Перехід від першого режиму до другого визначається деяким "критичним" значенням критерію Рейнольда  $Re_{кр}$ , яке залежить від ряду факторів: швидкості течії, розмірів каналу, фізичних властивостей теплоносія, шорсткості матеріалу стінки та ін.

Під час руху теплоносія вздовж поверхні на стінці утворюється гідродинамічний приграничний шар (рис. 3.1), рух рідини (газу) в якому може мати ламінарний або турбулентний характер. В процесі теплообміну на поверхні стінки утворюється тепловий приграничний шар (рис.3.1), в межах якого температура теплоносія змінюється від температури на стінці  $t_c$  до температури рідини  $t_p$  вдалині від стінки.

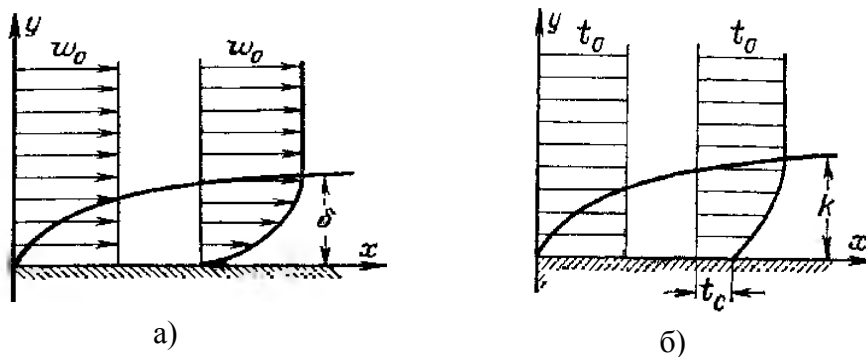


Рисунок 3.1 – Гідродинамічний (а) та тепловий (б) приграничні шари

Під час ламінарної течії теплота в приграничному шарі переноситься поперек теплопровідністю за законом Фур'є  $q = -\lambda \cdot |\text{grad } t|$ . В турбулентному приграничному шарі існує в'язкий ламінарний підшар, де теплота також переноситься теплопровідністю. Температурний градієнт біля поверхні стінки можна оцінити як  $(t_c - t_p) / \delta_T$ , де  $\delta_T$  – товщина приграничного шару. Тоді  $q = -\lambda \cdot \Delta t / \delta_T$ . Через труднощі визначення величини  $\lambda / \delta_T$  користуються формулою конвективного теплообміну Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha \cdot (t_c - t_p) = \alpha \cdot \Delta t, \quad (3.1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{\partial t}{\partial n} \approx \frac{\lambda}{\delta_T}. \quad (3.2)$$

Співвідношення між товщинами теплового і гідродинамічного шару визначається величиною  $\delta_T / \delta_r = Pr^{-0.5}$ . Товщина гідродинамічного пригра-

ничного шару обернено пропорційна критерію Рейнольда:  $Re = w \cdot L_* / \nu$ , де  $w$  – швидкість руху, м/с;  $L_*$  – характерний лінійний розмір поверхні, м;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  зростає в разі збільшення критерію  $Re$  (зменшення товщини приграничного шару). Зазвичай значення коефіцієнтів тепловіддачі визначають за експериментальними критеріальними рівняннями.

### *Повздовжнє обтікання пластин*

Ламінарний приграничний шар спостерігається в разі  $Re_{p,x} = w \cdot x / \nu \leq 5 \cdot 10^5$ , а турбулентний – в разі  $Re_{p,x} = w \cdot x / \nu > 5 \cdot 10^5$ . Товщина ламінарного і турбулентного шару визначаються за формулами

$$\delta_l = \frac{4,64 \cdot x}{Re^{0,5}}; \delta_t = \frac{0,37 \cdot x}{Re^{0,2}}, \quad (3.3)$$

де  $x$  – відстань від передньої кромки пластини.

Із (3.3) видно, що товщина шару зростає зі збільшенням  $x$ . Для певного значення  $x = x_{кр}$  ламінарний приграничний шар перетворюється на турбулентний.

Розрізняють локальний (місцевий) і середній коефіцієнти тепловіддачі. Локальні коефіцієнти тепловіддачі визначаються з критеріальних рівнянь:

– для ламінарного руху в приграничному шарі:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} = 0,33 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (3.4)$$

– для турбулентного руху в приграничному шарі

$$Nu = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} = 0,03 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}. \quad (3.5)$$

Середні значення коефіцієнтів тепловіддачі визначаються за співвідношеннями:

– для ламінарного режиму

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,66 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (3.6)$$

– для турбулентного режиму

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}, \quad (3.7)$$

де  $l$  – загальна довжина пластини.

Для пластин, у яких початкова ділянка довжиною  $l_{н.о}$  не обігривається, для ламінарного режиму течії справедливо критеріальне рівняння

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda} = 0,71 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_{н.о}}{l} \right)^{0,2}. \quad (3.8)$$

В рівняннях (3.4) – (3.8) визначальним геометричним розміром є обіграна частина пластини  $l_o = l - l_{н.о.}$ , а визначальною температурою – температура теплоносія віддалік від пластини.

### Рух теплоносія всередині каналів

Для ламінарної течії  $Re \leq 2300$  рух рідини ускладнюється наявністю природної (*naturally*) конвекції, яка виникає внаслідок різниці температур по перерізу потоку. Завдяки природній конвекції спостерігається деяке прискорення потоку, в результаті чого інтенсивність тепловіддачі збільшується у вертикальних каналах. Визначальним лінійним розміром в критеріях подібності є так званий еквівалентний діаметр, який визначається за формулою

$$d_e = 4f / \Pi, \quad (3.9)$$

де  $f$  і  $\Pi$  – площа поперечного перерізу і периметр каналу, відповідно.

Легко визначити, що для круглих труб (*tubes*)  $d_e$  дорівнює внутрішньому діаметру труби –  $d_b$ ; для прямокутного каналу розмірами  $a \times b$  –  $d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$ ; для кільцевих каналів, утворених круглими трубами діаметрами  $D_{вн}$  і  $d_{зн}$ , –  $d_e = D_{вн} - d_{зн}$ .

Середнє значення критерію Нуссельта для ламінарної течії визначається із рівняння

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda} = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_l. \quad (3.10)$$

В (3.10) визначальною є середня температура рідини в трубі. Множник  $Ra^{0,1}$  вводиться, коли  $Ra > 8 \cdot 10^5$ . Поправковий коефіцієнт  $\bar{\epsilon}_l$  визначається з табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта  $\bar{\epsilon}_l$  в формулі (3.10)

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

В разі турбулентного руху перенесення теплоти здійснюється в основному за рахунок перемішування (*mixing*). Для усталеної турбулентної течії в каналах критеріальне рівняння тепловіддачі має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_{ст})^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_l. \quad (3.11)$$

Визначальним лінійним розміром є еквівалентний діаметр  $d_e$ , а визначальною температурою – середня температура теплоносія. Значення  $\bar{\epsilon}_l$  наведено в таблиці 3.2. Формула (3.11) справедлива в діапазоні  $0,7 < Pr < 2$ . Якщо  $Pr > 2$ , стала в правій частині (3.11) дорівнює 0,023.

Таблиця 3.2 – Значення  $\bar{\varepsilon}_1$  в формулі (3.11)

Re	L/d <sub>вн</sub>								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1000000	1,4	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Для перехідного режиму течії ( $2300 < Re < 1 \cdot 10^4$ ) користуються рівнянням (3.11), вводячи в нього поправковий коефіцієнт  $\varepsilon_{\Pi}$ , значення якого наведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення  $\varepsilon_{\Pi}=f(Re)$ 

Re	2300	3000	4000	5000	6000	8000	10000
$\varepsilon_{\Pi}$	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

Теплообмін в кільцевих каналах, утворених трубами діаметрами  $D_{\text{вн}}$  і  $d_{\text{зн}}$  описується критеріальним рівнянням

$$\overline{Nu} = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot \left( \frac{D_{\text{вн}}}{d_{\text{зн}}} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3.12)$$

За визначальний лінійний розмір в (3.12) береться еквівалентний діаметр  $d_e = D_{\text{вн}} - d_{\text{зн}}$ . Визначальною температурою є середня температура рідини в трубі.

Теплообмін в зігнутих трубах і зміювиках можна обчислювати за формулами для прямих труб, але у формули (3.10) і (3.11) вводиться поправковий множник  $\varepsilon_R = 1 + 1,78 \cdot d_b / R$ , де  $R$  – радіус вигину труби (зміювика);  $\varepsilon_R = 1$ , коли  $Re < 1,5 \cdot 10^4 (d_b / 2 \cdot R)^{0,3}$ .

Для інтенсифікації теплообміну застосовують труби зі штучною шорсткістю (*roughness*) з висотою нерівностей  $\delta$  і кроком між ними  $S$ . Оптимальним співвідношенням вважається  $S/\delta = 13$ . Критеріальне рівняння в цьому випадку має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,022 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,47} (Pr_p / Pr_{\text{ст}})^{0,25} \cdot \varepsilon_{\text{ш}}, \quad (3.13)$$

де  $\varepsilon_{\text{ш}} = \exp [0,85 \cdot 13 / (S/\delta)]$  коли  $[S/\delta > 13]$ ;

$\varepsilon_{\text{ш}} = \exp [0,85(S/\delta)/13]$  коли  $[S/\delta \leq 13]$ .

З метою інтенсифікації теплообміну застосовують також профільно-виті труби з канавками і виступами висотою  $h$  з кроком між виступами (западинами)  $S$ .

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі визначається з критеріального рівняння

$$\overline{Nu} = \frac{Nu_{\text{гл}} \cdot [1 + 592h/S_* + 7053(h/S_*)^2]}{Re \cdot 0,94^a}, \quad (3.14)$$

де  $Nu_{\text{гл}}$  – критерій Нуссельта для гладких труб;  $a = (h/S_*)^{0,34}$ ;  
 $S_* = (S^2 + d_{\text{вн}}^2)^{0,5}$ .

### Контрольні запитання

1. Поясніть механізм теплообміну в разі вимушеної конвекції.
2. Назвіть критерії, які характеризують тепловіддачу для вимушеного руху рідини. Поясніть їх фізичний зміст.
3. Запишіть в загальному вигляді критеріальне рівняння теплообміну для вимушеного руху рідини в трубах. Як враховується вплив вільної конвекції?
4. Що називають еквівалентним діаметром і в яких випадках використовують цю величину?
5. Поясніть, що таке локальний та середній коефіцієнти тепловіддачі.
6. Поясніть, що таке ділянка теплової та гідродинамічної стабілізації.
7. Які особливості теплообміну за умови вимушеного обтікання плоскої пластини?
8. Які режими є характерними для теплообміну в процесі вимушеного руху рідини?
9. Поясніть, які фактори впливають на інтенсивність тепловіддачі в разі стабілізованої течії рідини в трубах.
10. Поясніть розподіл швидкості руху рідини в трубах для вимушеної ламінарної та турбулентної течії.
11. Запишіть в загальному вигляді критеріальне рівняння теплообміну для вимушеного руху двоатомних газів.
12. Що таке коефіцієнт тепловіддачі? Функцією яких величин є коефіцієнт тепловіддачі?
13. Що розуміють під визначальним розміром та визначальною температурою?

## 3.2 Приклади розв'язання задач

### Задача 3.2.1

Пластина розмірами  $0,9 \times 1,5$  м обдувається повітрям, температура якого  $20^\circ\text{C}$ , а швидкість  $0,2$  м/с. Визначити тепловий потік від пластини до повітря, якщо температура стінки пластини  $80^\circ\text{C}$ .



### Розв'язування

Теплофізичні властивості повітря для  $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (додаток Г):  
 $\lambda = 0,0259 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr} = 0,703$ .

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{0,2 \cdot 1,5}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1,99 \cdot 10^4.$$

Оскільки  $\text{Re} < 10^5$ , то режим обтікання пластини ламінарний. Критерій Нуссельта визначаємо за (3.6)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,66 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33} (\text{Pr}_p / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = 0,66 \cdot (1,99 \cdot 10^4)^{0,5} \cdot 0,703^{0,33} = 82,9.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l} = \frac{82,9 \cdot 0,0259}{1,5} = 1,4.$$

Тепловий потік,  $\text{Вт}$

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{пов}}) = 1,4 \cdot 0,9 \cdot 1,5 \cdot (80 - 20) = 116.$$

**Задача 3.2.2.** Вздовж пластини довжиною 5 м рухається вода з температурою  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити питомий тепловий потік, а також товщину приграничного шару на відстані 0,5 м, якщо температура пластини  $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , а швидкість води 1 м/с.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (додаток В):  
 $\lambda = 0,599 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_p = 7,02$ ,  $\text{Pr}_c = 1,75$ .

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_{p,l} = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{1 \cdot 5}{1 \cdot 10^{-6}} = 5 \cdot 10^6.$$

Оскільки  $\text{Re} > 10^5$ , то режим течії води турбулентний.

Критерій Нуссельта визначається за (3.7)

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} (\text{Pr}_p / \text{Pr}_c)^{0,25} = \\ &= 0,037 \cdot (5 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot (7,02 / 1,75)^{0,25} = 27624. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l} = \frac{27624 \cdot 0,599}{5} = 3309.$$

Питомий тепловий потік,  $\text{кВт/м}^2$

$$q = \alpha \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 3309 \cdot (100 - 20) \cdot 10^{-3} = 264,72.$$

Для відстані  $x = 0,5 \text{ м} = 0,5 \cdot 5 = 2,25 \text{ м}$  критерій Рейнольдса буде

$$\text{Re}_{p,x} = \frac{w \cdot x}{\nu} = \frac{1 \cdot 2,25}{1 \cdot 10^{-6}} = 2,25 \cdot 10^6.$$

Товщина приграничного шару за (3.3), м

$$\delta_T = \frac{0,37 \cdot x}{\text{Re}^{0,2}} = \frac{0,37 \cdot 2,25}{(2,25 \cdot 10^6)^{0,2}} = 0,0446.$$

Середнє значення критерію Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr}_p / \text{Pr}_c)^{0,25} = \\ &= 0,037 \cdot (2,25 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot (7,02 / 1,75)^{0,25} = 15159. \end{aligned}$$

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{l'} = \frac{15159 \cdot 0,599}{2,25} = 4036.$$

**Задача 3.2.3.** В трубі з внутрішнім діаметром 9 мм і довжиною 3 м тече вода зі швидкістю 0,1 м/с. Середні значення температур стінки труби і води 20 і 60 °С, відповідно. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $t_b = 60 \text{ °С}$  (додаток В):  $\lambda = 0,659 \text{ Вт/(м·К)}$ ;  $\nu = 4,78 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\beta = 5,11 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$ ;  $\text{Pr}_p = 2,98$ ,  $\text{Pr}_c = 7,02$ .

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_b}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,009}{4,78 \cdot 10^{-7}} = 1880.$$

Оскільки  $\text{Re} < 2300$ , то режим руху ламінарний. Для визначення впливу природної конвекції необхідно визначити критерій Релея. При цьому за визначальну температуру треба брати середню температуру

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_p + t_c) = 0,5 \cdot (60 + 20) = 40 \text{ °С}.$$

Критерій Релея

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr} \cdot \text{Pr}_p = (g \cdot \beta \cdot (t_c - t_b) \cdot d_b^3 \cdot \text{Pr}_p) / \nu^2 = \\ &= (9,81 \cdot 3,87 \cdot 10^{-4} \cdot (60 - 20) \cdot 0,009^3 \cdot 4,31) / (0,659 \cdot 10^{-6})^2 = 1,1 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Оскільки  $\text{Ra} > 8 \cdot 10^5$ , то природна конвекція впливає на теплообмін, а критерій Нуссельта визначається за (3.10)

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,17 \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr}_p)^{0,1} \cdot (\text{Pr}_p / \text{Pr}_c)^{0,25} \cdot \bar{\varepsilon}_\ell = \\ &= 0,17 \cdot 1880^{0,33} \cdot 4,31^{0,33} \cdot (1,1 \cdot 10^6)^{0,1} \cdot (2,98 / 7,02)^{0,25} = 8,8. \end{aligned}$$

Тут  $\varepsilon_\ell = 1$ , оскільки  $\frac{l}{d} = \frac{3}{0,009} = 333 > 50$ .

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_b} = \frac{8,8 \cdot 0,659}{0,009} = 644.$$

**Задача 3.2.4.** В кільцевому каналі (*ring canal*), утвореному трубами діаметром  $D_{\text{вн}} = 60$  мм і  $d_{\text{зн}} = 50$  мм тече вода зі швидкістю 1 м/с і температурою 10 °С. Середня температура стінки становить 60 °С. Визначити питомих та лінійний тепловий потоки.

### Розв'язування

Еквівалентний діаметр кільцевого каналу, м

$$d_e = D_{\text{вн}} - d_{\text{зн}} = 0,06 - 0,05 = 0,01.$$

Теплофізичні властивості води для  $t_b = 20$  °С (додаток В):  
 $\lambda = 0,599$  Вт/(м·К);  $\nu = 1,306 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 9,52$ ,  $Pr_c = 2,98$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,01}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 7692.$$

Для визначення критерію Нуссельта використовуємо рівняння (3.12)

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= \frac{w \cdot d_e}{\nu} = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot (D_{\text{вн}} / d_{\text{зн}})^{0,18} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} = \\ &= 0,017 \cdot 7692^{0,8} \cdot 9,52^{0,4} \cdot (60/50)^{0,18} \cdot (9,52/2,98)^{0,25} = 74. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{74 \cdot 0,574}{0,01} = 4248.$$

Питомий тепловий потік, кВт/м<sup>2</sup>

$$q = \bar{\alpha} \cdot (t_{\text{ст}} - t_b) \cdot 10^{-3} = 4248 \cdot (60 - 10) \cdot 10^{-3} = 212,4.$$

Поверхня теплообміну одного погонного метра каналу, м<sup>2</sup>/м

$$F_1 = \pi \cdot (D + d) \cdot l = 3,14 \cdot (0,06 + 0,05) \cdot 1 = 0,3454.$$

Лінійний тепловий потік, кВт/м

$$q_l = \bar{\alpha} \cdot F_1 \cdot (t_{\text{ст}} - t_b) \cdot 10^{-3} = 4248 \cdot 0,3454 \cdot (60 - 10) \cdot 10^{-3} = 73,4.$$

Визначимо тепер коефіцієнт тепловіддачі за формулою (3.11), зважаючи на те, що  $Pr > 2$  і вводячи поправковий коефіцієнт  $\varepsilon_{\text{п}}$  із табл. 3.3.

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\text{п}} = \\ &= 0,023 \cdot 7698^{0,8} \cdot 9,52^{0,43} \cdot (9,52/2,98)^{0,25} \cdot 0,965 = 100. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{100 \cdot 0,574}{0,01} = 5740.$$

Як видно розбіжність складає 26 %. Отже, формулу (3.11) краще застосовувати для обчислення теплообміну в трубах.

**Задача 3.2.5.** Вода з початковою температурою 10 °С рухається зі швидкістю 2 м/с в трубі з внутрішнім діаметром 16 мм. Середня температура стінки труби становить 30 °С. Визначити тепловий потік і довжину труби, якщо температура води на виході з труби дорівнює 20 °С.

### Розв'язування

Середня температура води

$$t_B = 0,5 \cdot (t_{1B} + t_{2B}) = 0,5 \cdot (10 + 20) = 15.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури  $t_B = 15$  °С (додаток В):  $\lambda_B = 0,5865$  Вт/(м·К);  $\nu_B = 1,15 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 8,27$ ,  $Pr_c = 5,66$ ,  $C_p = 4,148$  кДж/(кг·К),  $\rho_B = 999$  кг/м<sup>3</sup>.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_{BH}}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,016}{1,15 \cdot 10^{-6}} = 27820.$$

Режим течії турбулентний. Критерій Нуссельта визначаємо за (3.11). Оскільки довжина труби невідома, то поправковий коефіцієнт  $\epsilon_\ell$  в першому наближенні беремо рівним одиниці. Тоді для  $Pr > 2$  одержимо

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 27820^{0,8} \cdot 8,27^{0,43} \cdot (8,27 / 5,66)^{0,25} = 225. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{BH}} = \frac{225 \cdot 0,5865}{0,016} = 8248.$$

Площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>

$$f = \pi \cdot d^2 / 4 = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 0,016^2 = 2 \cdot 10^{-4}.$$

Масова витрата води в трубі, кг/с

$$G = w \cdot \rho \cdot f = 2 \cdot 999 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 0,3996.$$

Тепловий потік до води, кВт

$$Q = G \cdot C_p \cdot (t_{2B} - t_{1B}) = 0,3996 \cdot 4,187 \cdot (20 - 10) = 16,73.$$

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\bar{\Delta t}_\pi = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_c - t_{B1}}{t_c - t_{B2}}} = \frac{20 - 10}{\ln \frac{30 - 10}{30 - 20}} = 14,43.$$

Довжина труби, м

$$l = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot d} = \frac{16,73 \cdot 10^3}{8248 \cdot 14,43 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,8.$$

Оскільки  $l/d = 2,79/0,016 = 174,6 > 50$ , то розрахунки уточнювати не потрібно.

**Задача 3.2.6.** Вода зі швидкістю 0,75 м/с і температурою 30 °С надходить в трубу діаметром 12 мм. Визначити температуру води на виході з труби, якщо довжина труби 2,2 м, а температура внутрішньої стінки труби 60 °С.

### Розв'язування

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі необхідно знати середню температуру води в трубі. Оскільки температура води на виході з труби невідома, то задачу розв'язуємо методом послідовних наближень. Беремо температуру води на виході з труби 50 °С.

Середня температура води, °С

$$\bar{t}_B = 0,5 \cdot (t_{1B} + t_{2B}) = 0,5 \cdot (30 + 50) = 40.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури  $t_B = 40$  °С (додаток В):  $\lambda = 0,634$  Вт/(м·К);  $\nu = 0,659 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 4,31$ ;  $Pr_c = 2,98$ ;  $C_p = 4,174$  кДж/(кг·К),  $\rho = 992$  кг/м<sup>3</sup>.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_B}{\nu} = \frac{0,75 \cdot 0,012}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 13500.$$

Режим течії турбулентний. Критерій Нуссельта визначаємо за (3.11).  
для  $Pr > 2$

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_{cr})^{0,25} \cdot \varepsilon_t = \\ &= 0,023 \cdot 13500^{0,8} \cdot 4,31^{0,43} \cdot \left(\frac{4,31}{2,98}\right)^{0,25} \cdot 1 = 87. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_B} = \frac{87 \cdot 0,634}{0,012} = 4600.$$

Площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>

$$f = \pi \cdot d^2 / 4 = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 0,012^2 = 1,13 \cdot 10^{-4}.$$

Масова витрата води в трубі, кг/с

$$G = w \cdot \rho \cdot f = 0,75 \cdot 992 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4} = 0,083.$$

Площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 2,2 = 0,083.$$

Тепловий потік, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \bar{\Delta t}_л = G \cdot C_p \cdot (t_{B2} - t_{B1}),$$

де  $\bar{\Delta t}_л$  – середньологарифмічний температурний напір, °С

Підстановка числових даних в останнє рівняння дає:

$$4600 \cdot 10^{-3} \cdot 0,083 \cdot \bar{\Delta t}_л = 0,083 \cdot 4,174 \cdot (t_{B2} - t_{B1}).$$

Звідки

$$\bar{\Delta t}_л = 0,9 \cdot (t_{B2} - t_{B1})$$

або

$$\frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_c - t_{B1}}{t_c - t_{B2}}} = 0,9(t_{B2} - t_{B1}).$$

$$1 = 0,9 \cdot \ln \frac{60 - 30}{60 - t_{B2}}$$

і  $t_{B2} = 50,2$  °С.

Оскільки розбіжність між вибраним і отриманим значеннями температури води на виході із труби не перевищує 1%, то розрахунки уточнювати не потрібно.

**Задача 3.2.7.** За умови задачі 3.2.6 визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо трубу, в якій тече вода, виконати у вигляді зміювика з радіусом вигину 120 мм.

### Розв'язування

Визначимо співвідношення:

$$\frac{d}{R} = \frac{0,012}{0,12} = 0,1;$$

$$\frac{d}{2R} = \frac{0,012}{2 \cdot 0,12} = 0,05;$$

$$\left(\frac{d}{2R}\right)^{0,3} = \left(\frac{0,012}{2 \cdot 0,12}\right)^{0,3} = 0,407;$$

$$1,5 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{d}{2R}\right)^{0,3} = 1,5 \cdot 10^4 \cdot 0,407 = 6106.$$

Оскільки критерій Ренольдса в задачі 3.2.6  $Re = 13500$ , тобто більший останньої величини, то поправковий коефіцієнт становитиме

$$\varepsilon_R = 1 + 1,78 \cdot d_b / R = 1 + 1,78 \cdot 0,1 = 1,178.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{зм} = \alpha \cdot \varepsilon_R = 4600 \cdot 1,178 = 5418,8.$$

**Задача 3.2.8.** Вода з середньою температурою 150 °С рухається в трубі діаметром 20 мм і довжиною 2,3 м. Визначити, з якою швидкістю треба прокачувати воду, щоб в разі турбулентного режиму її течії тепловий потік дорівнював 8,7 кВт. Визначити також температуру води на вході в трубу та виході з неї, якщо температура стінки труби дорівнює 170 °С і підтримується сталюю.

### Розв'язування

В першому наближенні вважаємо, що середній температурний напір дорівнює, °С

$$\bar{\Delta t}_b = t_c - \bar{t}_b = 170 - 150 = 20.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_d} = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \Delta t_d} = \frac{8700}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 2,3 \cdot 20} = 3000.$$

Теплофізичні властивості води для  $t_b = 150$  °С (додаток В):  
 $C_p = 4,31$  кДж/(кг·К);  $\rho = 917$  кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda = 0,682$  Вт/(м·К);  $\nu = 0,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  
 $Pr_p = 1,17$ ;  $Pr_c = 1,05$ .

Критерій Нуссельта

$$Nu = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_b}{\lambda} = \frac{3000 \cdot 0,02}{0,682} = 87,4.$$

Для турбулентного режиму руху із (3.11) визначаємо

$$Re^{0,8} = \frac{Nu}{0,021 \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr_p/Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell} =$$

$$= \frac{87,4}{0,021 \cdot 1,17^{0,43} \cdot (1,17/1,05)^{0,25} \cdot 1} = 3783.$$

Звідки  $Re = 3 \cdot 10^4$ .

Швидкість води в першому наближенні, м/с

$$w_1 = \frac{Re \cdot \nu}{d_b} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 0,3.$$

Масова витрата води в трубі, кг/с

$$G_1 = w_1 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,785 \cdot d^2 \cdot \rho \cdot w_1 = 0,785 \cdot 0,02^2 \cdot 917 \cdot 0,3 = 0,0864.$$

Підігрів води в трубі, °С

$$\delta t_1 = \frac{Q}{G_1 \cdot C_p} = \frac{8,7}{0,0864 \cdot 4,31} = 23.$$

Початкова і кінцева температури води, °С

$$t_{b1} = \bar{t} - 0,5 \cdot \delta t_1 = 150 - 0,5 \cdot 23 = 137,5;$$

$$t_{b2} = \bar{t} + 0,5 \cdot \delta t_1 = 150 + 0,5 \cdot 23 = 162,5.$$

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\bar{\Delta t}_l = \frac{\delta t_1}{\ln \frac{t_c - t_{B1}}{t_c - t_{B2}}} = \frac{23}{\ln \frac{170 - 137,5}{170 - 162,5}} = 17,5.$$

Розбіжність між вибраним і розрахунковим температурним напором складає 12,7%. Тому для другого наближення беремо  $\bar{\Delta t}_B = 17,5$  °С.

Результати розрахунків для другого наближення такі:  $\alpha = 3400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $Re_2 = 3,5 \cdot 10^4$ ;  $G_2 = 0,182$  кг/с;  $\delta t_2 = 19,9$  °С;  $t_{B1} \approx 140$  °С;  $t_{B2} \approx 160$  °С;  $\bar{\Delta t}_B = 18,2$  °С. Розбіжність між вибраним і розрахунковим  $\bar{\Delta t}_B$  становить 9%.

Для третього наближення беремо  $\bar{\Delta t}_B = 18,2$  °С. Результати розрахунків такі:  $\alpha = 3300$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $Re_3 = 3,45 \cdot 10^4$ ;  $G_3 = 0,191$  кг/с;  $\delta t_3 = 20$  °С;  $t_{B1} \approx 140$  °С;  $t_{B2} \approx 160$  °С;  $\bar{\Delta t}_B = 18,19$  °С. Останнє значення  $\bar{\Delta t}_B$  практично збігається з останнім вибраним значенням.

### 3.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 3.3.1.** В горизонтальному трубопроводі діаметрами 60/55 мм тече повітря зі швидкістю 5 м/с і температурою 95 °С. Температура стінки труби 55 °С. Визначити, в скільки разів зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо в трубі буде протікати вода зі швидкістю 1,25 м/с, а інші умови залишаються сталими.

**Задача 3.3.2.** Визначити необхідну довжину кільцевого каналу, що утворений трубами діаметрами 60 і 50 мм, якщо підігрів рідини в каналі здійснюється від 10 до 40 °С. Середня температура стінки 90 °С, а теплофізичні властивості рідини в приграничному шарі мають такі значення:  $\rho_p = 920$  кг/м<sup>3</sup>;  $C_p = 3,4$  кДж/(кг·К);  $a_p = 1,26 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>/с;  $\nu_p = 2,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

**Задача 3.3.3.** Визначити температуру стінки труби з внутрішнім діаметром 20 мм, в якій рідина підігрівається від 20 °С до 40 °С, якщо витрата рідини 1,8 м<sup>3</sup>/год, а теплофізичні властивості рідини такі:  $\rho_p = 1100$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_p = 1,2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с;  $C_p = 4,5$  кДж/(кг·К);  $a_p = 0,32 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

**Задача 3.3.4.** Конденсатор паротурбінної установки виготовлений із труб зовнішнім діаметром 20 мм. Охолодна вода підігрівається в трубах від 10 до 20 °С, а температура стінки труби 28 °С. Визначити тепловий потік від труби, якщо довжина її 3,4 м, а швидкість води в трубах 1,8 м/с.

**Задача 3.3.5.** Трансформаторне масло з температурою 90 °С охолоджується, протікаючи вздовж металевої горизонтальної пластини з середньою температурою стінки 20 °С. Визначити тепловий потік до пластини, якщо її розміри 1,2×3,2 м, а швидкість масла 0,35 м/с.

**Задача 3.3.6.** В трубі діаметром 10 мм тече вода зі швидкістю 0,4 м/с. Температура внутрішньої стінки труби 50 °С. Визначити, яку довжину повинна мати труба в разі підігрівання води від 10 до 20 °С.

**Задача 3.3.7.** Вода зі швидкістю 0,5 м/с тече в трубі діаметром 8 мм і довжиною 1 м. Визначити температуру води на виході з труби, якщо її температура на вході 10 °С, а температура стінки 80 °С.



**Задача 3.3.8.** В трубі діаметром 12 мм тече трансформаторне масло, витрата якого 135 кг/год. Визначити яку довжину повинна мати труба для того, щоб початкова температура масла  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  зменшилась на виході з труби до  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ , якщо температура стінки становить  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 3.3.9.** В горизонтальній трубі діаметром 14 мм і довжиною 2 м тече вода з витратою  $15 \cdot 10^{-3}$  кг/с. Визначити тепловий потік, якщо середні температури води та стінки труби становлять 30 і  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно.

**Задача 3.3.10.** У вертикальній трубі знизу уверх тече вода з початковою температурою  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  і витратою 96 кг/год. Визначити довжину труби за умови, що температура стінки дорівнює  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура води на виході  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а внутрішній діаметр труби 25 мм.

**Задача 3.3.11.** В трубчастому економайзері із труб діаметрами 38/32 мм вода підігрівається від 105 до  $165\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити тепловий потік, якщо температура поверхні труби становить  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а швидкість води дорівнює 0,7 м/с.

**Задача 3.3.12.** В трубі діаметром 36 мм тече вода зі швидкістю 1,5 м/с. Температура стінки труби становить  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити необхідну довжину труби для підігріву води від 10 до  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 3.3.13.** В теплообмінному апараті вода тече в трубах діаметром 40 мм. Тепловий потік від води має становити 450 кВт, а витрата води 12 кг/с. Визначити кількість труб і сумарну їх довжину, якщо температура води на вході в трубу  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура внутрішньої стінки труби  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  підтримується сталюю. Швидкість води в трубах 2 м/с.

**Задача 3.3.14.** Вода з температурою  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  надходить в трубу діаметром 18 мм і довжиною 3 м. Визначити температуру води на виході з труби, якщо її витрата 0,12 кг/с, а температура внутрішньої поверхні труби  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 3.3.15.** В каналі перерізом  $a \times b = 10 \times 20$  мм і довжиною 2,3 м тече вода зі швидкістю 4 м/с. Визначити тепловий потік, якщо середня по довжині температура води  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура стінок каналу  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 3.3.16.** В кільцевому каналі, утвореному трубами з діаметром 32 і 26 мм, рухається вода зі швидкістю 3 м/с. Визначити потужність такого теплообмінника за умови: середня температура води по довжині каналу  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура зовнішньої стінки труби меншого діаметра  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а довжина труби 2,6 м.

**Задача 3.3.17.** В трубу водонагрівача з температурою стінки  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  входить вода з температурою  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  і підігрівається до температури  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити внутрішній діаметр труби та її довжину, якщо швидкість води 1,5 м/с, а питома теплова потужність поверхні нагріву  $400\text{ кВт/м}^2$ .

**Задача 3.3.18.** Труба конденсатора діаметрами 32/28 мм і довжиною 3 м має внутрішню температуру стінки  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Охолодна вода в трубі підігрівається від 15 до  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити швидкість води та питомий тепловий потік для турбулентного режиму течії в трубі.

**Задача 3.3.19.** Вода з початковою температурою  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  тече в горизонтальній трубі 25/20 мм і охолоджується. Стінка труби має середню температуру  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити довжину труби за умови, що на виході температура води буде становити  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а витрата води дорівнює 275 кг/год.

**Задача 3.3.20.** Трансформаторне масло охолоджується в спіральному охолоднику з радіусом вигину 200 мм. Труба охолодника з діаметром 40 мм має середню температуру 30 °С. Визначити загальну довжину труби і кількість витків охолодника, якщо масло має охолоджуватись від 50 до 20 °С, а його витрата 1,1 т/год.

**Задача 3.3.21.** Повітря з витратою 6 кг/с і середньою температурою 300 °С рухається в каналі з перерізом 400×800 мм і довжиною 10 м. Визначити тепловий потік, якщо середня температура стінки 150 °С.

**Задача 3.3.22.** Рідина з середньою температурою 40 °С має такі теплофізичні властивості:  $\rho_p = 860 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_p = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $C_p = 1,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $\lambda_p = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Рідина тече в трубі з внутрішнім діаметром 50 мм зі швидкістю 0,3 м/с. Температура стінки труби становить 70 °С. Для цієї температури в'язкість рідини дорівнює  $\mu_c = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Визначити тепловий потік.

**Задача 3.3.23.** Нагріту стінку з температурою 150 °С обтікає потік повітря зі швидкістю 10 м/с і температурою 10 °С. Визначити питомий тепловий потік, якщо висота стінки 4 м. Визначити також місцевий коефіцієнт тепловіддачі і товщину приграничного шару на відстані 1,5 м від початку стінки.

**Задача 3.3.24.** В трубі з внутрішнім діаметром 20 мм і довжиною 10 м тече гаряча вода з температурою 90 °С і швидкістю 1,2 м/с. Визначити тепловий потік, якщо середня температура стінки 80 °С.

**Задача 3.3.25.** Плита розмірами 0,6×2,5 м обдувається повітрям з температурою 20 °С. Визначити тепловий потік, а також як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в разі збільшення швидкості повітря від 5 до 10 м/с, якщо температура стінки плити 100 °С.

**Задача 3.3.26.** Визначити середнє значення температури стінки труби діаметром 25 мм і довжиною 3 м, якщо температура води на вході та виході 20 і 50 °С, відповідно, а її витрата 3,6 т/год.

**Задача 3.3.27.** Визначити підігрів рідини в трубі діаметром 12 мм, якщо її початкова температура 20 °С, температура стінки 120 °С, витрата  $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ , а теплофізичні властивості рідини становлять:  $\rho_p = 1100 \text{ кг/м}^3$ ;  $\mu_p = 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $C_p = 3,8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $Pr_p = 7$ .

**Задача 3.3.28.** Визначити довжину кільцевого каналу, утвореного трубами 50 і 38 мм, в якому тече рідина зі швидкістю 0,5 м/с і підігрівається від 20 до 50 °С, якщо температура грійної стінки 90 °С, а теплофізичні властивості рідини становлять:  $\rho_p = 990 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda_p = 0,585 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\mu_p = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $Pr_p = 5,5$ .

**Задача 3.3.29.** Визначити температуру води на виході зі змійовика, виготовленого із труби діаметром 16 мм з діаметром вигину 300 мм. Температура рідини на вході в змійовик 15 °С. Кількість змійовиків 6, а температура грійної стінки 80 °С.

**Задача 3.3.30.** Вертикальна плита висотою 4 м обдувається повздовжнім потоком повітрям з температурою 10 °С. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо температура стінки 120 °С, а швидкість повітря 5 м/с. Визначити також, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в разі протікання води зі швидкістю 0,5 м/с за умови сталих температур.

## 4 ТЕПЛОВІДДАЧА В РАЗІ ОБТІКАННЯ ТРУБ І ТРУБНИХ ПУЧКІВ

### 4.1 Загальні відомості

Поверхні нагріву теплообмінних апаратів складаються із пучків (*beams*) труб. Передача теплоти до нагріваного теплоносія (*bearer heat*), який, як правило, рухається в трубах, здійснюється в результаті зовнішнього обтікання труб потоками грійного теплоносія. Таке обтікання може бути повздовжнім (*longitudinal*) і поперечним (*transverse*). Повздовжнє обтікання труб зустрічається в процесі перенесення теплоти в міжтрубному просторі кожухотрубчастих теплообмінних апаратів.

Площу перерізу для проходу грійного теплоносія визначають за формулою

$$F = \frac{\pi \cdot D_{\text{вн}}^2}{4} - \frac{n \cdot \pi \cdot d_{\text{зн}}^2}{4} = 0,785 \cdot (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{зн}}^2), \quad (4.1)$$

де  $D_{\text{вн}}$  і  $d_{\text{зн}}$  – внутрішній діаметр корпусу апарата і зовнішній діаметр труб, відповідно;

$n$  – кількість труб в апараті.

При цьому еквівалентний діаметр становить

$$d_e = (D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d_{\text{зн}}^2) / (D_{\text{вн}} + n \cdot d_{\text{зн}}). \quad (4.2)$$

Для цього випадку критеріальне рівняння теплообміну для  $Re > 10^4$  має вигляд

$$\overline{Nu} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \bar{\epsilon}_1. \quad (4.3)$$

Визначальним лінійним розміром є еквівалентний діаметр  $d_e$ , а визначальною температурою – середня температура теплоносія. Значення  $\bar{\epsilon}_1$  наведено в таблиці 3.2. Формула (3.11) справедлива в діапазоні  $(0,7 < Pr < 2500)$ ,  $l > 30d$ .

Процес тепловіддачі в разі поперечного обтікання труби має ряд особливостей, що зумовлюються гідродинамікою руху потоку поблизу поверхні труби [2, 4, 6, 7]. З фронтового боку теплоносії щільно обтікає трубу. В цій частині труби утворюється ламінарний приграничний шар, який ослаблює інтенсивність тепловіддачі. В тильній частині труби завдяки сильному завихренню інтенсивність тепловіддачі зростає тим більше, чим більше значення критерію Рейнольдса. Інтенсивність тепловіддачі залежить також від кута атаки  $\varphi$ , який складається напрямом потоку до осі труби. Для визначення середнього значення коефіцієнта тепловіддачі в разі обтікання одиночних труб пропонуються такі критеріальні рівняння:

– для  $Re < 40$

$$\overline{Nu} = 0,76 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \epsilon_\varphi, \quad (4.4)$$

– для  $40 < Re < 10^3$

$$\overline{Nu} = 0,52 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \epsilon_\varphi, \quad (4.5)$$

– для  $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu} = 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_p^{0,37} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (4.6)$$

– для  $2 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

$$\overline{Nu} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot (Pr_p / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (4.7)$$

В формулах (4.5) – (4.7) поправковий коефіцієнт на кут атаки визначається з табл. 4.1. Визначальний розмір – зовнішній діаметр труби, а визначальна температура – середня температура рідини.

Таблиця 4.1 – Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_\varphi$

$\varphi, ^\circ$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\varphi$	1	0,98	0,96	0,90	0,825	0,77	0,67	0,57	0,42

Процес тепловіддачі ускладнюється в разі обтікання пакетів (пучків) труб. В техніці поширені пучки двох основних типів – коридорний (*passage*) та шаховий (*chess*). Характеристиками пучків є діаметр труб і відстані між трубами (поперечний крок  $S_1$  і повздовжній крок  $S_2$ ), а також їх відносні величини:  $\sigma_1 = S_1/d$ ;  $\sigma_2 = S_2/d$ . Від схеми компонування пучків залежить характер обтікання труб та інтенсивність тепловіддачі. Остання збільшується по глибині завдяки зростанню турбулізації потоку. За абсолютним значенням інтенсивність теплообміну в шахових пучках вище, ніж в коридорних, що зумовлено кращим перемішуванням теплоносія в пучку.

Обчислення інтенсивності тепловіддачі в разі поперечного обтікання пучків труб здійснюється за критеріальним рівнянням

$$\overline{Nu} = C \cdot Re^n \cdot Pr_p^m \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (4.8)$$

В (4.8) визначальним лінійним розміром є зовнішній діаметр труб, визначальною температурою – середня температура теплоносія, а визначальною швидкістю – швидкість у найвужчому перерізі пучка.

Значення сталої  $C$  і показників степеня  $n$  і  $m$  наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення сталих в рівнянні (4.8)

Режим обтікання	$C$	$n$	$m$
<b>Коридорні пучки</b>			
Ламінарний ( $Re < 10^3$ )	0,52	0,5	0,36
Турбулентний ( $Re > 2 \cdot 10^5$ )	0,033	0,8	0,4
Перехідний ( $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ )	0,27	0,63	0,36
<b>Шахові пучки</b>			
Ламінарний ( $Re < 10^3$ )	0,6	0,5	0,36
Турбулентний ( $Re > 2 \cdot 10^5$ )	0,031	0,8	0,4
Перехідний ( $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ )	0,4	0,6	0,36

Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_\varphi$  наведені в таблиці 4.1.

Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon_c$ :

$\varepsilon_c = (S_2)^{-0,15}$  для коридорних пучків;  
 $\varepsilon_c = (S_1/S_2)^{1/6}$  для шахових пучків, коли  $S_1/S_2 < 2$  і  $\varepsilon_c = 1,12$ , коли  $S_1/S_2 > 2$ .

Поправковий коефіцієнт  $\varepsilon_z$  враховує зниження інтенсивності тепло-віддачі в першому та другому рядах порівняно з наступним. Для  $z \geq 3$  поправка  $\varepsilon_z=1$ ; для першого ряду труб  $z = 1$  і  $\varepsilon_{z_1} = 0,6$ , для другого ряду  $\varepsilon_{z_2} = 0,7$  для шахового пучка і  $\varepsilon_{z_2} = 0,9$  для коридорного пучка.

Середнє значення  $\varepsilon_z$  визначається за формулою

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_{z_1} + \varepsilon_{z_2} + (z - 2)}{z}. \quad (4.9)$$

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в разі обтікання пучків труб з круглими або квадратними ребрами можна користуватись формулою [12]

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot \left(\frac{d_3}{S_p}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{S_p}\right)^{-0,14} \cdot C_s \cdot C_z, \quad (4.10)$$

де  $S_p$  – крок між ребрами;

$h$  – висота ребра.

Визначальною температурою є середня температура теплоносія, а визначальним розміром – крок між ребрами. Площа вузького перерізу за формулою

$$f = \left[ 1 - \frac{d}{S_1} \cdot \left( 1 + 2 \frac{h}{S_p} \cdot \frac{\delta}{d} \right) \right] \cdot f_r, \quad (4.11)$$

де  $\delta$  – товщина ребра;

$f_r$  – площа перерізу газоходу (без пучка).

Значення сталих в формулі (4.11) наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Значення  $C$  і  $n$  в формулі (4.10)

Тип пучка	Ребра	Значення	
		$C$	$n$
коридорний	круглі	0,105	0,72
	квадратні	0,096	0,72
шаховий	круглі	0,0223	0,65
	квадратні	0,205	0,65

Значення  $C_s$  для шахових пучків:  $C_s = [(S_1 - d_3) / (S_2 - d_3)]^{0,2}$ . Значення  $C_s$  для коридорних пучків визначаються з табл.4.4.

Таблиця 4.4 – Значення  $C_s$  для коридорних пучків

$S_2/d_3$	1,4	1,5	1,6	1,8	$\geq 2$
$C_s$	0,85	0,88	0,92	0,96	1

Значення поправкового коефіцієнта на кількість рядів труб  $C_z$  визначають із табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Значення коефіцієнта  $C_z$

Для шахових пучків						
Z	1	2	4	6	8	10
$C_z$	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99	1
Для коридорних пучків						
Z	1	3	2	$\geq 4$		
$C_z$	1,6	1,3	1,1	1		

### Контрольні запитання

1. Які особливості теплообміну в разі вимушеного обтікання труб?
2. Які схеми розташування труб в пучку застосовуються на практиці? Як розташування впливає на інтенсивність теплообміну?
3. Опишіть особливості теплообміну та гідродинаміки за умов обтікання одиночної труби та пучка труб рідиною.
4. Поясніть, як змінюється коефіцієнт тепловіддачі по периметру труби.
5. Як враховується значення кута атаки на тепловіддачу в разі поперечного обтікання одиночних труб та трубних пучків?
6. Які фактори суттєво впливають на коефіцієнт тепловіддачі за умови вимушеної течії рідини?

### 4.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 4.2.1.** Дріт з алюмінію діаметром 6 мм охолоджується поперечним потоком повітря з температурою 10 °С. Швидкість руху повітря 1 м/с. Визначити температуру дроту і необхідну силу струму, якщо питомий електричний опір алюмінію  $\rho = 2,86 \cdot 10^{-8}$  Ом·м, а тепловий потік 2,7 кВт/м<sup>2</sup>.

#### Розв'язування

Теплофізичні властивості повітря для  $t_{\text{п}} = 10$  °С (додаток Г):  
 $\lambda = 0,0251$  Вт/(м·К);  $\nu = 14,16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 0,705$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,006}{14,16 \cdot 10^{-6}} = 424.$$

Оскільки  $40 < Re < 10^3$ , то критерій Нуссельта визначаємо за (4.5)

$$\overline{Nu} = 0,52 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,37} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,52 \cdot 424^{0,5} \cdot 0,705^{0,37} = 9,4.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від дроту до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{9,4 \cdot 0,0251}{0,006} = 39,4.$$

Температура на поверхні дроту, °С

$$t_{\text{др}} = t_{\text{п}} + \frac{q}{\alpha} = 10 + \frac{2700}{39,4} = 78,5.$$

Електричний опір дроту, Ом

$$R = \frac{\rho \cdot l}{S} = \frac{4 \cdot \rho \cdot l}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 2,86 \cdot 10^{-8} \cdot l}{3,14 \cdot 0,006^2} = 3,177 \cdot 10^{-3} \cdot l.$$

Тепловий потік, Вт

$$Q = \alpha \cdot (t_{\text{др}} - t_{\text{п}}) \cdot \pi \cdot d \cdot l = 39,4 \cdot (78,6 - 10) \cdot 3,14 \cdot 0,006 \cdot l = 50,92 \cdot l,$$

$$Q = I^2 \cdot R.$$

Допустима сила струму, А

$$I = \sqrt{\frac{Q}{R}} = \sqrt{\frac{50,92 \cdot l}{3,177 \cdot 10^{-3} \cdot l}} = 126,6.$$

**Задача 4.2.2.** Труба із зовнішнім діаметром 25 мм охолоджується поперечним потоком ( $\varphi = 90^\circ$ ) трансформаторного масла з температурою 20 °С. Визначити необхідну температуру стінки труби за умови, що швидкість масла 1 м/с, а питома тепловідведення 45 кВт/м<sup>2</sup>.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості трансформаторного масла для  $t_{\text{м}} = 20$  °С (додаток Ж):  $\lambda = 0,11$  Вт/(м·К);  $\nu = 22,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_{\text{п}} = 298$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,025}{22,5 \cdot 10^{-6}} = 1110.$$

Оскільки  $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ , то використовуємо рівняння (4.6)

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_{\text{п}}^{0,37} \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,26 \cdot 1110^{0,6} \cdot 298^{0,37} \cdot \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 164 \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25}. \end{aligned}$$

Через те, що останній вираз містить невідому величину  $Pr_{\text{с}}$ , то задача розв'язується графо-аналітичним методом. Беремо три значення температури стінки:  $t_{\text{с}1} = 40$  °С;  $t_{\text{с}2} = 60$  °С;  $t_{\text{с}3} = 80$  °С. Для таких температур значення  $Pr_{\text{с}}$  будуть дорівнювати 146, 87,8, 59,3, відповідно. Тоді

$$\overline{Nu}_1 = 164 \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 164 \cdot (298/146)^{0,25} = 196;$$

$$\overline{Nu}_2 = 164 \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 164 \cdot (298/87,8)^{0,25} = 225,6;$$

$$\overline{Nu}_3 = 164 \left( \frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25} = 164 \cdot (298/59,3)^{0,25} = 245,5.$$

Коефіцієнти тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda}{d} = \frac{196 \cdot 0,11}{0,025} = 860;$$

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{\bar{Nu}_2 \cdot \lambda}{d} = \frac{225,6 \cdot 0,11}{0,025} = 992;$$

$$\bar{\alpha}_3 = \frac{\bar{Nu}_3 \cdot \lambda}{d} = \frac{245,5 \cdot 0,11}{0,025} = 1080.$$

Питомі теплові потоки, кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_1 = \bar{\alpha}_1 \cdot (t_{c1} - t_M) \cdot 10^{-3} = 860 \cdot (40 - 20) \cdot 10^{-3} = 17,24;$$

$$q_2 = \bar{\alpha}_2 \cdot (t_{c2} - t_M) \cdot 10^{-3} = 992 \cdot (60 - 20) \cdot 10^{-3} = 39,7;$$

$$q_3 = \bar{\alpha}_3 \cdot (t_{c3} - t_M) \cdot 10^{-3} = 1080 \cdot (80 - 20) \cdot 10^{-3} = 64,9.$$

Будуємо залежність  $q = f(t_c)$ , яка показана на рис. 4.1.

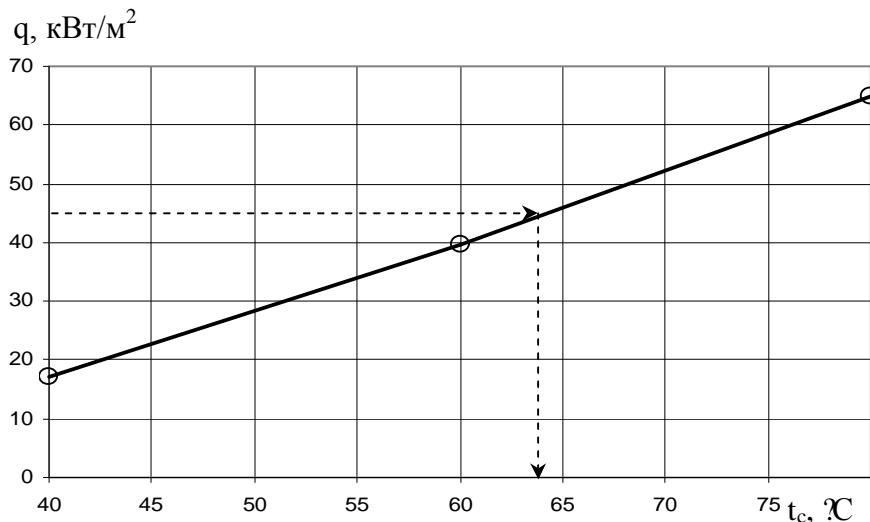


Рисунок 4.1 – Залежність питомого теплового потоку від температури стінки труби

Із рис. 4.1 для заданого теплового потоку ( $q = 45$ кВт/м<sup>2</sup>) визначаємо  $t_c = 64,5$  °C.

$$\text{Тоді } Pr_c = 84; \bar{Nu} = 164 \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} = 164 \cdot \left( \frac{298}{84} \right)^{0,25} = 225.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до масла, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{225 \cdot 0,11}{0,025} = 990.$$

**Задача 4.2.3.** Підігрівник води виготовлений із труб діаметрами 30/26 мм. Труби розташовані в шаховому порядку з поперечним і повздовжнім кроком  $S_1 = S_2 = 2,5d$ . Кількість труб в ряду  $z = 8$ , кількість рядів труб  $n = 6$ . Температури грійного повітря  $t_1 = 400$  °C,  $t_2 = 300$  °C, середня температура стінок труб  $t_c = 150$  °C. Визначити довжину труб підігрівника, якщо його потужність 260 кВт, а швидкість повітря 10 м/с.



## Розв'язування

Середня температура повітря, °С

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (400 + 300) = 350.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури  $t = 350$  °С (додаток Д):  $\lambda = 0,049$  Вт/(м·К);  $\nu = 55,46 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 0,676$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,03}{55,46 \cdot 10^{-6}} = 5409.$$

За таких умов сталі в критеріальному рівнянні (4.8) згідно з табл. 4.2 дорівнюватимуть  $C = 0,4$ ;  $n = 0,6$ ;  $\epsilon_c = 1^{1/6} = 1$ . Тоді критеріальне рівняння буде мати вигляд

$$\overline{Nu} = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_p^{0,36} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 5409^{0,6} \cdot 0,676^{0,36} = 62,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до третього ряду, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_3 = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{62,6 \cdot 0,049}{0,03} = 102.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі в пучку, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\begin{aligned} \bar{\alpha} &= \frac{0,6 \cdot \alpha_3 + 0,7 \cdot \alpha_3 + (n - 2) \cdot \alpha_3}{n} \\ &= \frac{0,6 \cdot 102 + 0,7 \cdot 102 + (6 - 2) \cdot 102}{6} = 90. \end{aligned}$$

Питомий тепловий потік, кВт/м<sup>2</sup>

$$q = \bar{\alpha} \cdot (\bar{t} - t_c) \cdot 10^{-3} = 90 \cdot (350 - 150) \cdot 10^{-3} = 18.$$

Необхідна поверхня нагріву, м<sup>2</sup>

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{260}{18} = 14,44.$$

Необхідна довжина труби в апараті, м

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot z \cdot n} = \frac{14,44}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 8 \cdot 6} = 3,2.$$

**Задача 4.2.4.** Трубчастий підігрівник являє собою коридорний пучок труб зовнішнім діаметром 38 мм і довжиною 3 м. Поперечний і повздовжній кроки в пучку становлять  $S_1 = S_2 = 2,3d$ . Кількість рядів труб  $z = 5$ , кількість труб в одному поперечному ряді  $n = 8$ . Повітря підігрівається від 20 до 80 °С. Температура зовнішньої поверхні труб підтримується рівною 150 °С. Визначити теплову потужність повітропідігрівника, якщо швидкість повітря 10 м/с.

## Розв'язування

Середня температура повітря, °С

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (20 + 80) = 50.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури  $t_{\text{пов}} = 50$  °С (додаток Г):  $\lambda_{\text{пов}} = 0,0283$  Вт/(м·К);  $\nu_{\text{пов}} = 17,95 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 0,7$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re_{p,d} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,038}{17,95 \cdot 10^{-6}} = 2,12 \cdot 10^4.$$

За умови  $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$  критеріальним рівнянням буде рівняння (4.8), яке буде мати вигляд

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_{p,d} &= 0,27 \cdot Re_{p,d}^{0,63} \cdot Pr_p^{0,36} \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot C_s \cdot C_z = \\ &= 0,27 \cdot (2,12 \cdot 10^4)^{0,63} \cdot 0,7^{0,36} \cdot 1 \cdot 1 = 126. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до третього ряду труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\overline{\alpha}_3 = \frac{\overline{Nu}_{p,d} \cdot \lambda_{\text{пов}}}{d} = \frac{126 \cdot 0,0283}{0,038} = 94.$$

Середнє значення коефіцієнта  $\varepsilon_z$  за (4.9)

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_{z_1} + \varepsilon_{z_2} + (z - 2)}{z} = \frac{0,6 + 0,9 + (5 - 2)}{5} = 0,7.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі в пучку, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\overline{\alpha} = \overline{\alpha}_3 \cdot \varepsilon_z = 94 \cdot 0,7 = 66.$$

Питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>

$$q = \overline{\alpha} \cdot (t_c - \bar{t}_{\text{пов}}) = 66 \cdot (150 - 50) = 6600.$$

Поверхня нагріву повітронагрівника, м<sup>2</sup>

$$F = n \cdot z \cdot \pi \cdot d \cdot l = 8 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot 3 = 14,32.$$

Потужність повітронагрівника, кВт

$$Q = q \cdot F = 6600 \cdot 10^{-3} \cdot 14,32 = 94,5.$$

**Задача 4.2.5.** Нагрівний пристрій являє собою корпус з розмірами  $0,8 \times 1,25$  м, в якому в коридорному порядку розташовані оребрені труби. Діаметр труб 20 мм, а поперечний крок між ними  $S_1 = 50$  мм. Висота ребер 10 мм, крок між ребрами 5 мм, а товщина ребер 1 мм. Труби поперечно обтікає повітря з температурою 50 °С і витратою 5,68 кг/с. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі для круглих і квадратних ребер.

## Розв'язування

Площа поперечного перерізу корпусу нагрівника, м<sup>2</sup>

$$f_r = a \times b = 0,8 \times 1,25 = 1.$$

Площа вузького перерізу для проходу повітря за (4.11)

$$f = \left[ 1 - \frac{d}{S_1} \cdot \left( 1 + 2 \frac{h}{S_p} \cdot \frac{\delta}{d} \right) \right] \cdot f_r = \left[ 1 - \frac{20}{50} \cdot \left( 1 + 2 \frac{10}{5} \cdot \frac{1}{20} \right) \right] \cdot 1 = 0,52$$

Середня температура повітря, °С

$$t = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (20 + 80) = 50.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури  $t = 50$  °С (додаток Д):  $\lambda = 0,0283$  Вт/(м·К);  $\nu = 17,95 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_p = 0,7$ .

Швидкість повітря у вузькому перерізі нагрівника, м/с

$$w = \frac{G}{\rho \cdot f} = \frac{5,68}{1,093 \cdot 0,52} = 10.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot S_p}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,005}{17,95 \cdot 10^{-6}} = 2785.$$

Відношення

$$a = \frac{d}{S_p} = \frac{20}{5} = 4; \quad b = \frac{h}{S_p} = \frac{10}{5} = 2.$$

Критерій Нуссельта для труб з круглими ребрами за (4.10) із табл. 4.3.

$$\begin{aligned} Nu_{p,S} &= C \cdot Re_{p,S}^n \cdot (d_3/S_p)^{-0,54} \cdot (h/S_p)^{-0,14} \cdot C_s \cdot C_z = \\ &= 0,105 \cdot 2785^{0,72} \cdot 4^{-0,54} \cdot 2^{-0,14} = 13,6. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для оребреної поверхні з круглими ребрами, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha}_{кр} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{S_p} = \frac{13,6 \cdot 0,02896}{0,005} = 79.$$

Для оребреної поверхні з квадратними ребрами

$$\begin{aligned} Nu_{p,S} &= C \cdot Re_{p,S}^n \cdot (d_3/S_p)^{-0,54} \cdot (h/S_p)^{-0,14} \cdot C_s \cdot C_z = \\ &= 0,096 \cdot 2785^{0,72} \cdot 4^{-0,54} \cdot 2^{-0,14} = 12,4. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для оребреної поверхні з квадратними ребрами, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha}_{кв} = \overline{Nu} \cdot \lambda / S_p = 12,4 \cdot 0,02896 / 0,005 = 72.$$

### 4.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 4.3.1.** Труба з діаметрами 50/45 мм і довжиною 3 м обдувається поперечним потоком повітря, швидкість якого 11 м/с, а температура 20 °С. Визначити тепловий потік, якщо: середня температура стінки 60 °С.

Визначити також як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в разі повздовжнього обтікання труби повітрям.

**Задача 4.3.2.** Трубу з діаметрами 25/22 мм обтікає потік води під кутом до осі труби  $\varphi = 45^\circ$ . Визначити лінійний тепловий потік, якщо швидкість води 6 м/с, температура води  $50^\circ\text{C}$ ; температура внутрішньої поверхні труби  $10^\circ\text{C}$ ; теплопровідність матеріалу труби  $40\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

Примітка. Задачу розв'язувати методом послідовних наближень.

**Задача 4.3.3.** Димові гази з температурою  $50^\circ\text{C}$  поперечно обтікають шаховий пучок труб діаметрами 18/15 мм. Визначити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі, якщо кількість рядів труб за рухом повітря 10.  $S_1 = 2,3d$ ,  $S_2 = 2d$ , а температура газів на виході з пучка  $300^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.3.4.** Восьмирядовий коридорний пучок труб з діаметрами 22/18 мм омиває поперечний потік води з температурою  $30^\circ\text{C}$  і швидкістю 0,6 м/с. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо: середня температура стінки  $40^\circ\text{C}$ ;  $S_1 = 34\text{ мм}$ .

**Задача 4.3.5.** Повітря з температурою ( $-10^\circ\text{C}$ ) зі швидкістю 12 м/с обтікає шаховий пучок труб з діаметрами 59/50 мм. Визначити коефіцієнти тепловіддачі в разі  $z = 10$ ;  $z = 6$  і  $z = 4$  рядів труб з кроками  $S_1 = 160\text{ мм}$ ,  $S_2 = 90\text{ мм}$ .

**Задача 4.3.6.** Труба зовнішнім діаметром 25 мм охолоджується поперечним потоком води зі швидкістю 1 м/с і температурою  $20^\circ\text{C}$ , а середня температура поверхні  $80^\circ\text{C}$ . Визначити коефіцієнти тепловіддачі в разі поперечного і повздовжнього обтікання труби, якщо довжина труби 3 м.

**Задача 4.3.7.** Повітряний потік зі швидкістю 2 м/с і температурою  $10^\circ\text{C}$  обтікає електричний дріт діаметром 5 мм під кутом атаки  $60^\circ$ . Визначити коефіцієнт тепловіддачі і силу струму, якщо питомий електричний опір дроту  $0,15 \cdot 10^{-6}\text{ Ом}\cdot\text{м}$ , а температура на поверхні  $90^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.3.8.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі для 16 рядового шахового пучка труб з круглими ребрами товщиною 1,5 мм, висотою 25 мм і кроком  $S_p = 10\text{ мм}$ . Димові гази омивають пучок в поперечному напрямку і охолоджуються від  $300^\circ\text{C}$  до  $200^\circ\text{C}$ . Труби діаметрами 38/34 мм розташовані з кроками  $S_1 = 120\text{ мм}$ ;  $S_2 = 130\text{ мм}$ . Середня температура поверхні  $160^\circ\text{C}$ , а швидкість газів 12 м/с.

**Задача 4.3.9.** Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі в повітроохолоднику в разі поперечного обтікання восьмирядового шахового пучка труб із зовнішнім діаметром 20 мм, якщо: швидкість повітря 13 м/с, середня температура повітря  $160^\circ\text{C}$ , а кроки труб складають  $S_1 = 42\text{ мм}$ ;  $S_2 = 28\text{ мм}$ .

**Задача 4.3.10.** За умови задачі 4.3.9 визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо пучок труб буде коридорним.

**Задача 4.3.11.** За умови задачі 4.3.9 визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо замість повітря пучок буде омиватись водою зі швидкістю 1,3 м/с, а температура поверхні труб буде дорівнювати  $40^\circ\text{C}$ .

**Задача 4.3.12.** Визначити, яку температуру слід підтримувати на поверхні труби із зовнішнім діаметром 25 мм, щоб питомий тепловий потік дорівнював  $80\text{ кВт}/\text{м}^2$ . Труба охолоджується поперечним потоком трансформаторного масла з температурою  $20^\circ\text{C}$  зі швидкістю 1 м/с під кутом атаки  $70^\circ$ .

**Задача 4.3.13.** Побудувати залежність  $\alpha = f(w)$  для повздовжнього обтікання труби діаметром 40 мм водою з температурою  $20^\circ\text{C}$ , якщо тем-

пература стінки труби  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а швидкості дорівнюють  $0,6; 0,8; 1,2; 2\text{ м/с}$ , відповідно.

**Задача 4.3.14.** За умови задачі 4.3.13 побудувати графік  $\alpha = f(w)$  в разі поперечного обтікання труби.

**Задача 4.3.15.** Побудувати залежність  $\alpha = f(w)$  в разі повздовжнього обтікання труби діаметром  $50\text{ мм}$  повітрям з температурою  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , якщо швидкості повітря складають  $5, 10, 15$  і  $20\text{ м/с}$ , відповідно.

**Задача 4.3.16.** За умови задачі 4.3.15 побудувати графік  $\alpha = f(w)$  в разі поперечного обтікання труби димовими газами (smoke gases).

**Задача 4.3.17.** Димові гази з температурою  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  поперечно обтікають шаховий пучок труб діаметром  $38/32\text{ мм}$ . Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо кількість рядів труб  $z = 16$ , температура газів на виході з пучка  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а відносні кроки становлять  $\sigma_1 = 2,2; \sigma_2 = 1,9$ .

**Задача 4.3.18.** Циліндричний дріт діаметром  $10\text{ мм}$  і довжиною  $1,4\text{ м}$  охолоджується поперечним потоком повітря під кутом атаки  $60^{\circ}$  зі швидкістю  $4\text{ м/с}$ . Визначити тепловий потік і допустиму силу струму за умови, що температура повітря  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура дроту не повинна перевищувати  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а питомий електричний опір  $0,5 \cdot 10^{-6}\text{ Ом}\cdot\text{м}$ .

**Задача 4.3.19.** За умови задачі 4.3.18 визначити, яким буде коефіцієнт тепловіддачі, якщо діаметр дроту буде  $5\text{ мм}$ , а швидкість повітря  $8\text{ м/с}$ .

**Задача 4.3.20.** Десятирядовий коридорний пучок труб діаметрами  $30/26\text{ мм}$  омиває потік води з температурою  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  і швидкістю  $1,2\text{ м/с}$ . Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо середня температура стінки  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а  $S_1 = S_2 = 2d$ .

**Задача 4.3.21.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі для 12-рядового шахового пучка труб з квадратними ребрами товщиною  $1\text{ мм}$ , висотою  $20\text{ мм}$  і кроком між ребрами  $15\text{ мм}$ . Повітря омиває пучок в поперечному напрямку і нагрівається від  $20$  до  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ребра закріплені на трубах діаметрами  $42/38\text{ мм}$ , швидкість повітря  $12\text{ м/с}$ .

**Задача 4.3.22.** За умови задачі 4.3.21 визначити коефіцієнт тепловіддачі в разі омивання пучка водою, якщо температура стінки  $260\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а швидкість води  $0,85\text{ м/с}$ .

**Задача 4.3.23.** Пучок труб діаметром  $30\text{ мм}$  і довжиною  $5\text{ м}$  омивається димовими газами з температурою  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ , які рухаються вздовж труб зі швидкістю  $16\text{ м/с}$ . Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі, якщо  $S_1 = S_2 = 2,3d$ .

**Задача 4.3.24.** Визначити, яку температуру необхідно підтримувати на поверхні труби діаметром  $33\text{ мм}$  для того, щоб питомий тепловий потік становив  $60\text{ кВт/м}^2$ . Труба охолоджується поперечним потоком води зі швидкістю  $1,8\text{ м/с}$  і температурою  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 4.3.25.** Порівняти середні значення коефіцієнтів тепловіддачі десятирядних шахових пучків труб, які обтікаються поперечним потоком повітря зі швидкістю  $12\text{ м/с}$  і з температурою  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Діаметри труб дорівнюють  $50$  і  $20\text{ мм}$ , відповідно, а кроки складають  $S_1 = S_2 = 2d$ .

## 5 ТЕПЛООБМІН В РАЗІ ЗМІНИ АГРЕГАТНОГО СТАНУ РЕЧОВИНИ

### 5.1 Загальні відомості

Зміна агрегатного стану здійснюється під час конденсації (*condensation*) пари або кипіння (*boiling*) рідини. Конденсація – це процес перетворення пари в рідину. Пара певного тиску конденсується на поверхні теплообміну, температура якої нижча від температури насичення ( $t_{ст} < t_H$ ). Розрізняють краплинну (*dropping*) та плівкову (*film*) конденсацію. Краплинна виникає тоді, коли конденсат не змочує поверхні та рухається на ній у вигляді окремих крапель. В процесі плівкової конденсації конденсат змочує поверхню теплообміну та утворює суцільну плівку, яка рухається на поверхні (рис. 5.1). Під час плівкової конденсації пара переходить в рідкий стан на зовнішній поверхні плівки конденсату. Температура конденсату на поверхні стінки дорівнює температурі стінки. При цьому товщина теплового приграничного шару дорівнює товщині плівки конденсату  $\delta$ . Різниця температур  $t_H - t_{ст} = \Delta t$  є рушійною силою процесу конденсації. На практиці краплинна конденсація зустрічається значно менше, ніж плівкова.

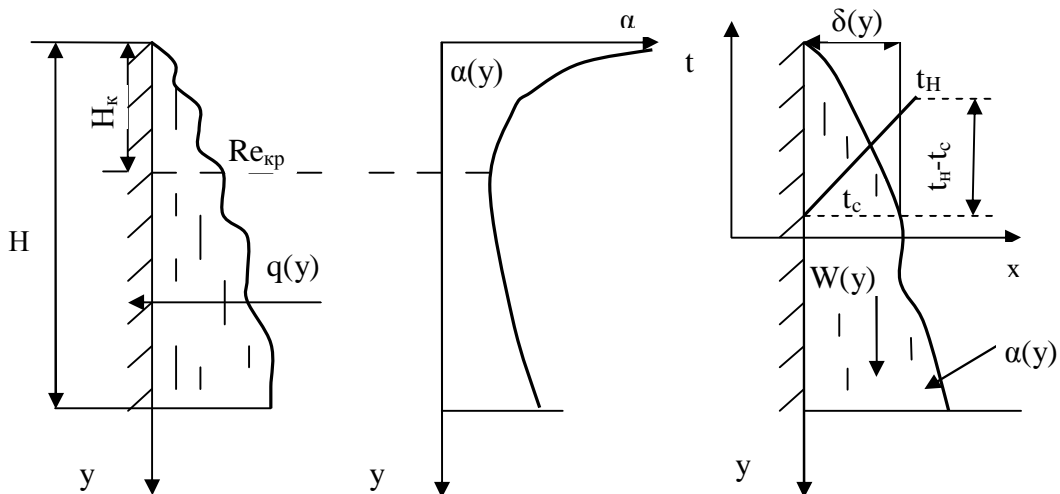


Рисунок 5.1 – Плівкова конденсація на вертикальній поверхні

Для плівкової конденсації на вертикальних поверхнях визначальною температурою є температура насичення, а визначальним лінійним розміром  $l^* = (v^2 \cdot \rho^* / g)^{1/3}$ , де  $\rho^* = \rho' / (\rho' - \rho'')$ ,  $\rho'$  і  $\rho''$  – густина рідкої і газоподібної фази, відповідно. Для заданого температурного напору  $\Delta t$  визначальним критерієм є так звана приведена висота поверхні (критерій Григуля)

$$Z = A \cdot H \cdot (t_H - t_{ст}) = A \cdot H \cdot \Delta t, \quad (5.1)$$

де  $H$  – висота поверхні,  $A = \lambda / (l^* \cdot r \cdot \rho' \cdot v')$ ,

$r$  – теплота пароутворення.

Критерій Рейнольдса визначається за формулою

$$Re = \frac{4qH}{r \cdot \mu'} = \frac{4\alpha \cdot H \cdot \Delta t}{\rho' \cdot r \cdot v'} = \alpha \cdot B \cdot H \cdot \Delta t, \quad (5.2)$$

де  $B = \frac{4}{\rho' \cdot r \cdot v'}$ , м/Вт.

Значення комплексів А і В для водяної пари наведено в таблиці 5.1.  
Для ламінарного режиму течії плівки ( $Re < 1600$  і  $Z < 2300$ )

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78} \text{ і } \alpha = \frac{Re}{H \cdot B \cdot \Delta t}. \quad (5.3)$$

За умови змішаної течії ( $Z > 2300$ )

$$\alpha = \frac{Re'}{H \cdot B \cdot \Delta t}; \quad (5.4)$$

$$Re' = 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 Pr^{0,5} \left( \frac{Z}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}}. \quad (5.5)$$

Таблиця 5.1 – Значення А і В для водяної пари

$t_n$ , °C	A, 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$ , м/Вт	$t_n$ , °C	A, 1/(м·К)	$B \cdot 10^3$ , м/Вт
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,54	180	150	12,90
40	11,4	2,06	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72
150	107	10,15	300	354	31,21
160	122	11,09			

Для турбулентної течії ( $Z \gg 2300$ )

$$Nu_* = 0,025 \cdot Re_*^{0,25} \cdot Pr^{0,5}. \quad (5.6)$$

В разі конденсації на горизонтальних трубах

$$Z = \pi \Delta t \cdot R \cdot A, \quad (5.7)$$

$$Re = \alpha \pi R \Delta t \cdot B, \quad (5.8)$$

$$\alpha = \frac{Re}{\pi R \cdot \Delta t \cdot B} \quad (5.9)$$

$$\alpha = \frac{3,25 \cdot A^{0,75}}{B \cdot (\pi R \cdot \Delta t)^{0,25}}, \quad (5.10)$$

де  $R$  – радіус труби, м.

В процесі конденсації пари на пучках горизонтальних труб в кожному наступному ряді труб товщина плівки збільшується, а швидкість пари зменшується. За таких умов інтенсивність тепловіддачі буде визначатись як добуток  $\alpha_1$  для першого ряду труб, визначений за (5.10), на поправковий коефіцієнт  $\varepsilon_z$ . Для шахового і коридорного пучків труб значення  $\varepsilon_z$  визначається відповідно за формулами [6]

$$\begin{aligned} \varepsilon_z^m &= 1,21 \cdot Z^{-0,25}, \\ \varepsilon_z^k &= Z^{-0,25}. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі в разі конденсації пари на горизонтальних трубах залежить також від швидкості пари, а критеріальне рівняння теплообміну за умови  $W_{\Pi}^2 \cdot \rho'' > 1$  має вигляд [4]

$$\overline{Nu} = \alpha d / \lambda' = 30,2 Re_{\Pi}^{0,16} \cdot Re_*^{-0,125} Ga^{0,045} (\mu'' / \mu')^{0,08}, \quad (5.12)$$

де  $Re_{\Pi} = W'' d / \nu''$ ;  $Re_* = \lambda' \Delta t / (r \rho' \nu')$ ;  $Ga = g \cdot d^3 / \nu'^2$ .

У випадку конденсації пари всередині труб визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр труби. Середній по довжині коефіцієнт тепловіддачі можна визначати за формулами

$$\bar{\alpha} = 0,5 \alpha_k \left[ \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_{cm1}}} + \sqrt{\frac{\rho'}{\rho_{cm2}}} \right], \quad (5.13)$$

де  $\alpha_k$  – конвективний коефіцієнт тепловіддачі для турбулентної течії рідини в трубі, який визначається за формулою (3.11);  $\frac{\rho'}{\rho_{cm}} = 1 + \rho_* \cdot x$ ;

$\rho_* = \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}$ ;  $x$  – масовий паровміст.

Швидкість рідини в критерії Рейнольда визначається або за відомою витратою пари  $G$ , кг/с, або за відомим тепловим потоком, тобто

$$W = \frac{G}{\rho' \cdot f}; \quad W = \frac{Q}{\rho' \cdot r \cdot f}, \quad (5.14)$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу труби.

На виході з труби в разі повної конденсації  $x = 0$  і  $\rho_{cm} = \rho'$ . У вхідному перерізі  $x \leq 1$ .

Кипіння – це процес перетворення рідини на пару (*steam*). Розрізняють кипіння на твердій поверхні та кипіння в об'ємі рідини. Під час кипіння на твердій поверхні утворення парової фази виникає в окремих місцях цієї поверхні. В разі кипіння в об'ємі процес пароутворення виникає в усьому об'ємі у вигляді окремих бульбашок (*bubble*) пари. Об'ємне кипіння виникає в разі значного перегріву рідини відносно температури наси-



чення для заданого тиску. Перегрів рідини має максимальне значення біля поверхні теплообміну. Утворення бульбашок пари здійснюється безпосередньо на поверхні теплообміну. Кипіння, при якому пара утворюється у вигляді безперервних бульбашок, називається бульбашковим кипінням.

Зі збільшенням теплового потоку до певної величини (критичного теплового потоку) окремі парові бульбашки зливаються і утворюють біля стінки суцільний паровий шар. Такий режим називається плівковим кипінням. Інтенсивність тепловіддачі в разі бульбашкового кипіння значно вища, ніж для плівкового, оскільки в першому випадку теплота передається рідкій фазі, яка має значно більший коефіцієнт теплопровідності. Основним термічним опором в разі кипіння, як і у випадку конвективного теплообміну без фазових перетворень, є термічний опір приграничного шару.

Критеріальними рівняннями для бульбашкового кипіння у великому об'ємі є співвідношення [4, 7].

$$\text{Nu}_* = 0,125 \text{Re}_*^{0,65} \text{Pr}^{1/3}, \text{ коли } \text{Re}_* \geq 0,01; \quad (5.15)$$

$$\text{Nu}_* = 0,0625 \text{Re}_*^{0,65} \text{Pr}^{1/3}, \text{ коли } \text{Re}_* < 0,01. \quad (5.16)$$

В формулах (5.15) і (5.16) позначено:  $\text{Nu}_* = \alpha_* / \lambda'$ ;  $\text{Re}_* = W_* l_* / \nu' = q l_* / (\rho'' r v')$ ;  $\text{Pr} = \nu' / a'$ ;  $l_* = \sigma T_n \rho' C_p' / (\rho'' r)^2$ ;  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу;  $T_n$  – абсолютна температура насичення, К.

Для відомого температурного напору  $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_n$  останні формули будуть мати вигляд

$$\text{Nu}_* = 2,63 \cdot 10^{-3} [\lambda \Delta t / (\rho'' r v')]^{1,86} \text{Pr}^{2/3}; \quad (5.15, a)$$

$$\text{Nu}_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t [\lambda / (\rho'' r v')] \text{Pr}^{2/3}. \quad (5.16, a)$$

Формула (5.15, a) справедлива, коли  $\lambda \Delta t \cdot \text{Pr}^{1/3} / (\rho'' r v') > 1,6$ , а формула (5.16 a) – коли  $\lambda \Delta t \cdot \text{Pr}^{1/3} / (\rho'' r v') \leq 1,6$ .

Для спрощення обчислень значення характерних комплексів  $l_*$ ;  $[l_* / (\rho'' \cdot r \cdot \nu')]$ ;  $[\lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu')]$  для води наведені в табл. 5.2.

Для води з тиском  $1 < P < 200$  бар може бути запропонована більш проста емпірична формула

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P_n^{0,8} \cdot q^{2/3}}{1 - 0,0045 \cdot P_n}, \quad (5.17)$$

де  $P_n$  – тиск насичення в барах;

$q$  – питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>.

Критичне значення теплового потоку, коли бульбашковий режим кипіння переходить у плівковий

$$q_{\text{кр}} = 0,14 \cdot r \sqrt{\rho''} \cdot [\sigma \cdot g(\rho' - \rho'')]^{0,25}. \quad (5.18)$$

Тепловіддача за умови вимушеної течії киплячої рідини в трубах обчислюється за формулою за умови, що ( $0,5 < \alpha_k / \alpha_w < 2$ )

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_k}{5\alpha_w - \alpha_k}, \quad (5.19)$$

де  $\alpha_k$  і  $\alpha_w$  – коефіцієнти тепловіддачі, які обчислені за формулами бульбашкового кипіння та за формулами вимушеної конвекції.

Якщо  $\alpha_k/\alpha_w < 0,5$  то  $\alpha = \alpha_w$ . Якщо  $\alpha_k/\alpha_w > 2$ , то  $\alpha = \alpha_k$ .

Таблиця 5.2 – Значення комплексів для води залежно від температури насичення

$t_n, ^\circ\text{C}$	$l_* \cdot 10^6, \text{м}$	$[l_*/(\rho'' \cdot r \cdot v')] \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{Вт}$	$[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v')] \cdot 10^2, 1/^\circ\text{C}$
1	2	3	4
30	16450	276870	1040
40	5950	73345	782
50	2305	20894	587
60	960	6543	450
70	423	2201	347
80	197	798	273
90	96,0	304	216
100	48,7	122,4	172
110	25,9	51,8	138
120	14,2	22,8	110
130	8,05	10,7	96,0
140	4,70	5,13	75,0
150	2,82	2,58	60,5
160	1,73	1,33	52,6
170	1,08	0,710	44,5
180	0,715	0,396	37,5
190	0,450	0,216	32,2
200	0,296	0,123	27,5
210	0,200	0,0718	23,5
220	0,136	0,0426	20,2
230	0,0938	0,0254	17,3
240	0,0646	0,0155	15,1
250	0,0451	0,00989	13,6
260	0,0318	0,00593	11,4
270	0,0224	0,00373	9,80
280	0,0158	0,00243	8,80
290	0,0114	0,00153	7,47
300	0,00800	0,000911	6,16
310	0,00565	0,000609	5,64
320	0,00398	0,000388	4,93
330	0,00278	0,000249	4,34
340	0,00192	0,000158	3,77
350	0,00126	0,0000989	3,36

Розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі на горизонтальних трубах для плівкового кипіння у великому об'ємі здійснюється за формулою

$$\alpha = 0,62 \left[ \frac{\lambda'^3 (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{v'' \cdot d \cdot (t_{\text{ст}} - t_n)} \right]^{0,25}, \quad (5.20)$$

де  $r_* = r + 0,5C_p(t_{ct} - t_n)$  – ефективна теплота пароутворення; теплофізичні властивості визначаються для середньої температури  $\bar{t} = 0,5 \cdot (t_{ct} + t_n)$ .

В разі плівкового кипіння на поверхні вертикальних труб інтенсивність тепловіддачі не залежить від висоти труби і визначається за співвідношенням

$$\alpha = 0,25 \left[ \frac{\lambda''^2 \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\nu''} \right]^{1/3}. \quad (5.21)$$

Теплофізичні властивості пари, як і в (5.20), визначаються для середньої температури.

### Контрольні запитання

1. За яких умов виникає процес конденсації? Поясніть її види.
2. Запишіть в загальному вигляді рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації на вертикальних і горизонтальних трубах.
3. Назвіть фактори, які впливають на інтенсивність теплообміну в процесі конденсації.
4. Поясніть, як впливають домішки неконденсованих газів у парі на інтенсивність теплообміну при конденсації.
5. Поясніть, в якому випадку і чому інтенсивність теплообміну буде вищою: при конденсації перегрітої пари чи при конденсації насиченої пари.
6. Сформулюйте умови виникнення процесу кипіння і поясніть його механізм.
7. Чим характеризується інтенсивність тепловіддачі в разі кипіння?
8. Перерахуйте фактори, які впливають на інтенсивність теплообміну в процесі конденсації.
9. Як впливає розташування поверхні на інтенсивність теплообміну в процесі конденсації пари?
10. Поясніть, де за однакових умов буде вищою інтенсивність теплообміну: на одиночній трубі чи в пучку труб. Як впливає схема компонування труб в пучку на тепловіддачу під час конденсації?
11. Поясніть особливості конденсації пари із парогазової суміші.
12. Що називають кипінням? Які є режими кипіння?
13. Проаналізуйте залежність коефіцієнта тепловіддачі та питомого теплового потоку від температурного напору під час кипіння води у великому об'ємі.
14. Які фактори впливають на тепловіддачу в процесі кипіння?
15. Що називають кризою кипіння?
16. Як враховується вплив вимушеного руху середовища на тепловіддачу в процесі кипіння в трубах?
17. Поясніть особливості кипіння рідини в трубах.
18. Які умови необхідні для виникнення та існування бульбашкового кипіння?

## 5.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 5.2.1.** На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром 33 мм і довжиною 3 м конденсується суха насичена пара з тиском 0,145 МПа. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі та витрату пари, якщо температура стінки дорівнює 100 °С.

### Розв'язування

Із додатка Б визначаємо температуру насичення  $t_n = 110$  °С і теплоту конденсації  $r = 2223$  кДж/кг.

Температурний напір, °С

$$\Delta t = t_n - t_{ст} = 110 - 100 = 10.$$

Із табл. 5.1 визначаємо комплекси А і В

$$A = 60,7, 1/(м \cdot К); B = 6,45 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі за (5.10), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{3,25 \cdot A^{0,75}}{B \cdot (\pi R \cdot \Delta t)^{0,25}} = \frac{3,25 \cdot 60,7^{0,75}}{6,45 \cdot 10^{-3} (3,14 \cdot 0,0165 \cdot 10)^{0,25}} = 12913.$$

Площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,033 \cdot 3 = 0,3108.$$

Потужність теплового потоку, кВт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 12913 \cdot 10 \cdot 0,3108 \cdot 10^{-3} = 40,1.$$

Витрата пари, кг/с

$$G'' = \frac{Q}{r} = \frac{40,1}{2223} = 1,8 \cdot 10^{-2}.$$

**Задача 5.2.2.** За умови задачі 5.2.1 здійснити розрахунки для конденсації пари на вертикальній поверхні труби.

### Розв'язування

Приведена довжина за (5.1)

$$Z = A \cdot H \cdot \Delta t = 60,7 \cdot 3 \cdot 10 = 1821.$$

Оскільки  $Z < 2300$ , то режим течії плівки конденсату ламінарний, а критерій Рейнольдса визначається за (5.3)

$$Re = 3,8Z^{0,78} = 3,8 \cdot 1821^{0,78} = 1326,9.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_1 = \frac{Re}{H \cdot \Delta t \cdot B} = \frac{1326,9}{3 \cdot 10 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}} = 6857.$$

Отже, інтенсивність тепловіддачі на вертикальній поверхні менша, ніж на горизонтальній.

Теплова потужність, кВт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 6857 \cdot 0,3108 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 21,3.$$

Витрата пари, кг/с

$$G'' = \frac{Q}{r} = \frac{21,3}{2223} = 9,587 \cdot 10^{-3}.$$

**Задача 5.2.3.** Суха насичена водяна пара з тиском 0,101 МПа конденсується на горизонтальній трубі діаметром 20 мм. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо швидкість пари буде 20 м/с, а температура стінки труб становитиме 94 °С.

### Розв'язування

Із додатків Б і В визначаємо теплофізичні властивості плівки конденсату і пари для заданого тиску:

$\rho' = 958,4 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda' = 0,683 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\mu' = 383,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $\nu' = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  
 $r = 2258 \text{ кДж/кг}$ .

$\rho'' = 0,598 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda'' = 0,0237 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\mu'' = 11,97 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $\nu'' = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Величина  $\rho'' \cdot W_{\text{п}}^2 = 0,598 \cdot 20^2 = 239,2 > 1$ .

Визначаємо критерії в рівнянні (5.12):

$$\text{Re}'' = \frac{W'' \cdot d}{\nu''} = \frac{20 \cdot 0,02}{20 \cdot 10^{-6}} = 2 \cdot 10^4;$$

$$\text{Re}_* = \frac{\lambda' \Delta t}{r \rho' \nu'} = \frac{0,683 \cdot (100 - 94)}{2258 \cdot 10^3 \cdot 958,4 \cdot 0,295 \cdot 10^{-6}} = 6,42 \cdot 10^{-3};$$

$$\text{Ga} = \frac{g \cdot d^3}{\nu'^2} = \frac{9,8 \cdot 0,02^3}{(0,295 \cdot 10^{-6})^2} = 9 \cdot 10^8;$$

$$\frac{\mu''}{\mu'} = \frac{11,97 \cdot 10^{-6}}{383,4 \cdot 10^{-6}} = 0,0312.$$

Критерій Нуссельта за (5.12)

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 30,2 \text{Re}''^{0,16} \text{Re}_*^{-0,125} \text{Ga}^{0,045} (\mu''/\mu')^{0,08} = \\ &= 30,2 \cdot (2 \cdot 10^4)^{0,16} \cdot (6,42 \cdot 10^{-3})^{-0,125} \cdot (9 \cdot 10^8)^{0,045} (0,0312)^{0,08} = 525,3. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі за для рухомої пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_p = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda'}{d} = \frac{525,3 \cdot 0,683}{0,02} = 17932.$$

В разі конденсації нерухомої пари за (5.7) – (5.9) одержимо

$$Z = \pi \Delta t \cdot R \cdot A = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 6 \cdot 51,5 = 19,4;$$

$$\text{Re} = 3,25 Z^{0,75} = 3,25 \cdot 19,4^{0,75} = 30;$$

$$\alpha_1 = \frac{\text{Re}}{\pi R \cdot \Delta t \cdot B} = \frac{30}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 6 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}} = 12698.$$

Значення комплексів А і В визначені з табл. 5.1.

Із наведених розрахунків видно, що для заданої швидкості пари коефіцієнт тепловіддачі в 1,38 раза більший за коефіцієнт тепловіддачі у випадку нерухомої пари.

**Задача 5.2.4.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі до киплячої води з тиском 0,2 МПа, якщо питомий тепловий потік  $q = 200 \text{ кВт/м}^2$ , а режим кипіння бульбашковий.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $P = 0,2 \text{ МПа}$  (додаток Б):  
 $t_n = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\lambda = 0,686 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $Pr = 1,47$ .

Із табл. 5.2 визначаємо  $l_* = 14,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;  $[l_*/(\rho'' \cdot r \cdot v')] = 22,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{Вт}$ ;  
 $[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v')] = 0,11 \text{ 1/К}$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re_* = \frac{q \cdot l_*}{\rho'' r v'} = 2 \cdot 10^5 \cdot 22,56 \cdot 10^{-6} = 4,51.$$

Оскільки  $Re_* > 10^{-2}$ , то критерій Нуссельта обчислюємо за (5.15)

$$Nu_* = 0,125 \cdot Re_*^{0,65} \cdot Pr^{1/3} = 0,125 \cdot 4,51^{0,65} \cdot 1,47^{1/3} = 0,378.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{Nu_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{0,378 \cdot 0,686}{14,08 \cdot 10^{-6}} = 18400.$$

**Задача 5.2.5.** Вода з тиском 0,6 МПа кипить у великому об'ємі. Визначити питоме теплове навантаження поверхні, якщо температура її  $175 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для заданого тиску із додатка Б:  
 $t_n = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\lambda = 0,683 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $Pr = 1,1$ .

Із табл. 5.2 визначаємо  $l_* = 1,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;  $[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v')] = 0,526 \text{ 1/К}$ .

Температурний напір,  $^\circ\text{C}$

$$\Delta t = t_{ст} - t_n = 175 - 160 = 15.$$

Значення комплексів

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot v'} = 0,526 \cdot 15 = 7,9; \quad \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot v'} \cdot Pr^{1/3} = 7,9 \cdot 1,1^{1/3} = 8,15.$$

Оскільки останнє значення більше 1,6, то розрахунки здійснюємо за (5.15, а).

$$Nu_* = 2,63 \cdot 10^{-3} [\lambda' \cdot \Delta t / (\rho'' r v')]^{1,86} Pr^{2/3} = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 7,9^{1,86} \cdot 1,1^{2/3} = 0,134.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до води,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{Nu_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{0,134 \cdot 0,683}{1,73 \cdot 10^{-6}} = 52800.$$

Питоме теплове навантаження,  $\text{кВт/м}^2$

$$q = \alpha \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 52800 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 790.$$

**Задача 5.2.6.** В трубі з внутрішнім діаметром 20 мм тече кипляча вода зі швидкістю 1 м/с. Визначити значення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до води, якщо тиск складає 0,8 МПа, а температура стінки 173 °С.

### Розв'язування

Теплофізичні властивості води для  $P = 0,8$  МПа визначаємо із додатка Б:  $t_H = 170$  °С;  $\lambda = 0,679$  Вт/(м·К);  $\nu = 0,181 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr = 1,05$ ; для  $t_H = 173$  °С –  $Pr_{ct} = 1,04$ .

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_B}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,02}{0,181 \cdot 10^{-6}} = 110444 = 1,1 \cdot 10^5 > 10^4.$$

Критерій Нуссельта в разі конвективного теплообміну для турбулентного руху води

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_{ct})^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (1,1 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,05^{0,43} \cdot (1,05 / 1,04)^{0,25} \cdot 1 = 236. \end{aligned}$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_w = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{BH}} = \frac{236 \cdot 0,679}{0,02} = 8012.$$

Із табл. 5.2 для  $t_H = 170$  °С визначаємо  $l_* = 1 \cdot 10^{-6}$  м;  $[\lambda / (\rho'' \cdot r \cdot \nu)] = 44 \cdot 10^{-2}$  1/К.

Оскільки  $\Delta t = t_{ct} - t_H = 173 - 170 = 3$  °С,

$$\text{то } \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} = 44,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 = 1,326; \quad \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot \nu'} \cdot Pr^{1/3} = 1,326 \cdot 1,05^{1/3} = 1,347 < 1,6.$$

Критерій Нуссельта за формулою (5.16, а)

$$Nu_* = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t [\lambda / (\rho'' r \nu')] Pr^{2/3} = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot 1,326 \cdot 1,05^{2/3} = 5,35 \cdot 10^{-3}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового кипіння, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_k = \frac{Nu_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{5,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,679}{1 \cdot 10^{-6}} = 3632.$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_w} = \frac{3632}{8012} = 0,453.$$

Оскільки  $\alpha_k / \alpha_w < 0,5$ , то інтенсивність теплообміну визначається вимушеною конвекцією, тобто  $\alpha = \alpha_w = 8012$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**Задача 5.2.7.** Визначити тепловий потік від горизонтальної поверхні труби діаметром 12 мм і довжиною 1,5 м під час плівкового режиму кипіння води у великому об'ємі, якщо температура стінки труби 500 °С, а тиск дорівнює 101 кПа. Визначити також, як зміниться тепловий потік в разі вертикального розташування труби.

## Розв'язування

Для заданого тиску температура насичення становить 100 °С.

Визначальна температура, °С

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_{\text{ст}} + t_{\text{н}}) = 0,5 \cdot (500 + 100) = 300.$$

Із додатка Г визначаємо теплофізичні властивості пари для середньої температури:  $\rho'' = 0,384 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_p'' = 2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $\lambda'' = 0,0443 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu'' = 4,43 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Із додатка Б визначаємо:  $\rho' = 958 \text{ кг/м}^3$ ;  $r = 2260 \text{ кДж/кг}$ .

Ефективна теплота пароутворення, кДж/кг

$$r_* = r + 0,5C_p(t_{\text{ст}} - t_{\text{н}}) = 2260 + 0,5 \cdot 2 \cdot (500 - 100) = 2660.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за (5.20), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = 0,62 \left[ \frac{\lambda''^3 (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r_*}{\nu'' \cdot d \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{н}})} \right]^{0,25} =$$
$$= 0,62 \left[ \frac{0,0443^3 (958 - 0,384) \cdot 9,81 \cdot 2,66 \cdot 10^6}{4,43 \cdot 10^{-5} \cdot 0,012 \cdot (500 - 100)} \right]^{0,25} = 197.$$

Площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 1,5 = 5,652 \cdot 10^{-2}.$$

Тепловий потік, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 197 \cdot 5,652 \cdot 10^{-2} \cdot 400 = 4453,8.$$

Якщо труба розташована вертикально, то коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за (5.21), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = 0,25 \left[ \frac{\lambda''^2 \cdot C_p \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g}{\nu''} \right]^{1/3} =$$
$$= 0,25 \cdot \left[ \frac{0,0443^2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot (958 - 0,384) \cdot 9,8}{4,43 \cdot 10^{-5}} \right]^{1/3} = 220.$$

Тепловий потік, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 220 \cdot 5,652 \cdot 10^{-2} \cdot 400 = 4973,8.$$

Отже, інтенсивність тепловіддачі від вертикальної труби на 10% більша, ніж від горизонтальної, що пояснюється більшою турбулізацією плівки пари.

### 5.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 5.3.1.** Конденсатор виготовлений із горизонтальних труб діаметром 30 мм і довжиною 3,5 м. Визначити необхідну кількість труб для конденсації 1 т/год сухої насиченої пари з тиском 100 кПа, якщо температура стінки труб становить 80 °С.



**Задача 5.3.2.** На зовнішній поверхні вертикальної труби діаметром  $d$  і довжиною  $l$  конденсується суха насичена водяна пара з тиском  $P$ . Визначити кількість сконденсованої пари, якщо середня температура поверхні труби  $t_{ст}$ . Визначити також, як зміниться витрата пари, якщо трубу розташувати горизонтально. Дані для розрахунків вибрати із табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Дані для розв'язання задачі 5.3.2

Варіант	$d$ , мм	$l$ , мм	Варіант	$P$ , кПа	$t_{ст}$ , °C
1	20	2	а	7	25
2	25	2,5	б	4	17
3	30	2,8	в	5	20
4	33	3,2	г	4,5	18
5	40	3,5	д	6	22
6	45	1,8	е	8	30
7	50	2,4	ж	7	22
8	18	2,6	и	9	35
9	22	3,3	к	5	24

**Задача 5.3.3.** В конденсатор паротурбінної установки надходить суха насичена пара з тиском 37,5 мм рт. ст. зі швидкістю 20 м/с. Конденсатор виготовлений із горизонтальних труб діаметрами 22/18 мм. Температура пари на 12 °C більша за температуру стінки труби. Проаналізувати зміну коефіцієнта тепловіддачі для першого ряду труб залежно від швидкості пари, яка змінюється до 30, 40 і 50 м/с. Побудувати графік залежності  $\alpha = f(W)$ .

**Задача 5.3.4.** За умови задачі 5.3.3 проаналізувати, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі для 3, 5, 7 ряду пучка труб. Побудувати залежність  $\alpha = f(z)$  для коридорного і шахового розташування труб.

**Задача 5.3.5.** Конденсатор виготовлений із 60 вертикальних труб діаметрами 25/22 мм. В конденсаторі конденсується суха насичена водяна пара з тиском 0,28 МПа і витратою 360 кг/год. Визначити середню температуру стінки труби, якщо висота труб 0,6 м.

**Задача 5.3.6.** На вертикальній стінці з температурою 80 °C конденсується суха насичена водяна пара з температурою 110 °C. Визначити висоту стінки для того, щоб рух плівки конденсату був турбулентним. Визначити також коефіцієнт тепловіддачі.

**Задача 5.3.7.** На горизонтальній трубці діаметром 50 мм конденсується суха насичена водяна пара з тиском 0,12 МПа. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо температурний напір становить 10 °C. Визначити також, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в разі збільшення тиску пари до 0,2; 0,4; 0,6 МПа за умови, що температурний напір залишається сталим. Побудувати залежність  $\alpha = f(P)$ .

**Задача 5.3.8.** Який температурний напір необхідно забезпечити для того, щоб в разі конденсації сухої насиченої водяної пари на горизонтальній трубці діаметром 40 мм питомий тепловий потік дорівнював 60 кВт/м<sup>2</sup>, якщо тиск пари 0,12 МПа.

**Задача 5.3.9.** За умови задачі 5.3.8 визначити температурний напір для вертикальної труби діаметром 50 мм, якщо  $q = 50 \text{ кВт/м}^2$  і  $P = 0,14 \text{ МПа}$ .

**Задача 5.3.10.** На зовнішній поверхні вертикальної труби діаметром 25 мм і висотою 2,5 м конденсується суха насичена водяна пара з тиском 0,15 МПа. Визначити витрату сконденсованої пари, якщо температура стінки  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 5.3.11.** На вертикальній трубі конденсується суха насичена водяна пара з тиском 4 МПа. Визначити витрату сконденсованої пари, якщо діаметр труби 50 мм, висота 3,2 м, а температура стінки  $230 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 5.3.12.** У вертикальному нагрівачі суха насичена водяна пара конденсується на горизонтальних трубах діаметром 20 мм. Визначити потужність нагрівача, якщо тиск пари 1 МПа, кількість труб 100, довжина труб 2,5 м, а температурний напір  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 5.3.13.** За умови задачі 5.3.12 визначити, як зміниться потужність нагрівача, якщо висота труб буде 1,5; 3,5 і 4 м. Побудувати графік  $Q = f(H)$ .

**Задача 5.3.14.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари до горизонтальних труб конденсатора у вигляді коридорного пучка, який складається із 14 рядів, якщо діаметр труб 18 мм. На поверхні труб конденсується суха насичена водяна пара з тиском 10 кПа, температура поверхні труб  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити, як змінюється коефіцієнт тепловіддачі для 3, 5, 7 і 14 ряду. Побудувати залежність  $\alpha = f(z)$ .

**Задача 5.3.15.** На горизонтальній трубі діаметром 25 мм конденсується суха насичена водяна пара з тиском 509 мм. вод. ст. Визначити коефіцієнт тепловіддачі, якщо температура стінки становить  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити також, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в разі рухомої пари зі швидкістю  $20 \text{ м/с}$ .

**Задача 5.3.16.** Кипляча вода з тиском  $P$  тече зі швидкістю  $w$  в трубі діаметром  $d$  і довжиною  $l$ . Визначити тепловий потік за умови, що температурний напір становить  $\Delta t$ . Дані для розрахунків взяти в табл. 5.4 для заданого варіанта.

Таблиця 5.4 – Дані для розв'язання задачі 5.3.16

Варіант	d, мм	l, мм	Варіант	P, МПа	w, м/с	$\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$
1	25	3	а	0,6	1,8	30
2	30	2,5	б	0,8	2	35
3	20	3,5	в	0,4	1,5	40
4	50	2	г	0,5	1,9	33
5	40	2,2	д	1	2,2	42
6	45	1,8	е	1,2	1,7	40
7	18	4	ж	0,7	1,4	36
8	33	3,4	и	0,9	2	34
9	25	2,8	к	1,4	1,8	37

**Задача 5.3.17.** На поверхні електрокип'ятильника відбувається бульбашкове кипіння води у великому об'ємі. Визначити найбільшу силу струму та критичне теплове навантаження, якщо діаметр електричного дроту 3 мм, тиск 0,14 МПа, а питомий електричний опір  $1,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}\cdot\text{м}$ , температурний напір  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Задача 5.3.18.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі в разі плівкового кипіння води на зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром 12 мм, якщо температура насичення  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура поверхні труби  $370\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 5.3.19.** Визначити питомий тепловий потік на поверхні вертикальної труби зовнішнім діаметром 22 мм і довжиною 0,6 м, де відбувається плівковий режим кипіння води, якщо тиск води 0,15 МПа, а температура стінки  $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 5.3.20.** Вода з тиском 1,5 МПа кипить у великому об'ємі. Питомий тепловий потік складає  $1250\text{ кВт/м}^2$ . Визначити коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового кипіння.

**Задача 5.3.21.** Із киплячої у великому об'ємі води необхідно отримати 0,5 т/год сухої насиченої пари з тиском 0,36 МПа. Визначити необхідну площу поверхні нагріву, якщо температура теплообмінної поверхні  $155\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 5.3.22.** Питомий тепловий потік від поверхні теплообміну складає  $335\text{ кВт/м}^2$ , а температура киплячої води  $195\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити температуру поверхні теплообміну за умови бульбашкового кипіння у великому об'ємі.

**Задача 5.3.23.** За умови задачі 5.3.22 визначити, як зміниться поверхня теплообміну в разі зміни температури киплячої води до 210, 230,  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Побудувати графік залежності  $F = f(t_{\text{в}})$ .

**Задача 5.3.24.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубки до киплячої води, якщо питомий тепловий потік  $200\text{ кВт/м}^2$ , режим кипіння бульбашковий, тиск води 0,2 МПа.

**Задача 5.3.25.** За умови задачі 5.3.24 визначити коефіцієнти тепловіддачі для  $q = 150\text{ кВт/м}^2$  і  $q = 300\text{ кВт/м}^2$ .

**Задача 5.3.26.** За умови задачі 5.3.24 визначити коефіцієнти тепловіддачі в разі зміни тиску до 0,4 і 0,6 МПа.

**Задача 5.3.27.** Визначити теплове навантаження поверхні нагріву в разі бульбашкового кипіння води у великому об'ємі для тисків 0,5 і 0,8 МПа, якщо температурний напір складає  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 5.3.28.** Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до киплячої води з тиском 4 МПа для температур стінки труби 270, 280 і  $285\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити також питомі теплові потоки.

**Задача 5.3.29.** Визначити необхідну площу поверхні нагріву парогенератора з паровидатністю 10 т/год сухої насиченої водяної пари з тиском 1,5 МПа, якщо температурний напір становить  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 5.3.30.** За умови задачі 5.3.29 визначити, який температурний напір необхідно забезпечити, щоб паровидатність парогенератора збільшити вдвічі для тієї ж самої поверхні нагріву.

**Задача 5.3.31.** На зовнішній поверхні труби кипить вода під тиском 3,5 МПа. При цьому питомий тепловий потік складає  $180\text{ кВт/м}^2$ . Визначити температуру поверхні труби.

**Задача 5.3.32.** За умови задачі 5.3.31 визначити температуру поверхні труби за умови, що питомий тепловий потік збільшиться в 1,5 і 2 рази.

## 6 ТЕПЛООБМІН ВИПРОМІНЮВАННЯМ

### 6.1 Загальні відомості

Теплове випромінювання (*radiation*) – це процес поширення енергії за допомогою електромагнітних хвиль (*electromagnetic waves*). Воно виникає за рахунок внутрішньої енергії речовини. Енергія випромінюється та поглинається окремими дискретними порціями – квантами (фотонами), які поширюються зі швидкістю світла  $c$ . Енергія кожного фотона дорівнює  $h\nu$ , де  $h$  – стала Планка;  $\nu$  – частота (*frequency*) випромінювання. Для характеристики випромінювання використовують також довжину (*length*) хвилі  $\lambda$ . Зв'язок між довжиною хвилі та частотою визначається за формулою  $c = \lambda \cdot \nu$ . Спектр рівноважного випромінювання не залежить від природи речовини. Область теплового випромінювання охоплює діапазон  $\lambda = 10^{-4} - 10^{-7}$  м. В процесі теплообміну беруть участь лише короткі хвилі ( $10^{-3} - 1$  мм). Тому теплове випромінювання можна розглядати як поверхневе явище. Випромінювання залежить від температури тіла. Зі зміною температури змінюється не тільки інтенсивність, але й склад (спектр) випромінювання.

Енергія теплового випромінювання, яка падає на тіло, може поглинатися (*absorb*), відбиватись (*reflect*) або проходити крізь нього (*pass through*), тобто

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (6.1)$$

Якщо (6.1) поділити на  $Q$ , то одержимо

$$A + R + D = 1, \quad (6.2)$$

де  $A$ ,  $R$ ,  $D$  – поглинальна, відбивальна та пропускна здатність тіла, відповідно (рис. 6.1).

Окремі випадки (6.2) дають поняття ідеальних тіл:

$A = 1$ ;  $R = D = 0$  – тіло абсолютно чорне;

$D = 1$ ;  $R = A = 0$  – тіло абсолютно прозоре (діатермічне);

$R = 1$ ;  $A = D = 0$  – тіло абсолютно дзеркальне.

Якщо на тіло зовні не падає ніяких променів, то з одиниці його поверхні відводиться променистий потік енергії  $E_1$  (рис. 6.2). Величина  $E_1$  за-

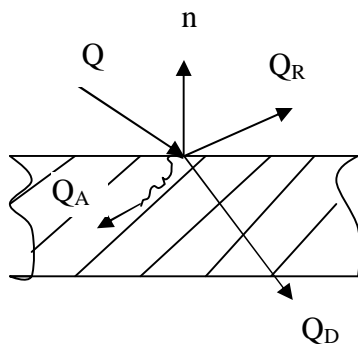


Рисунок 6.1 – Розподіл променистої енергії  $Q$ , яка попадає на тіло

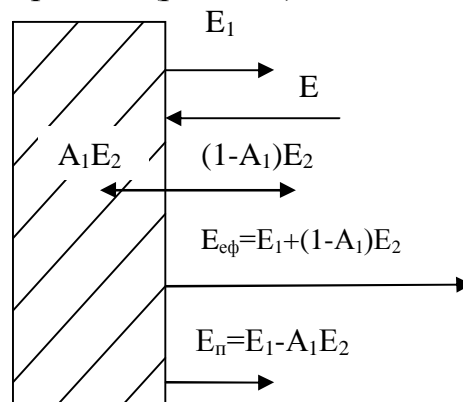


Рисунок 6.2 – До визначення видів теплового випромінювання

лежить від температури та фізичних властивостей тіла і називається власним випромінюванням тіла або випромінювальною здатністю. Якщо з боку інших тіл на тіло попадає промениста енергія  $E_2$ , то частина  $A_1 E_2$  поглинається тілом, а решта  $(1 - A_1) \cdot E_2$  відбивається. Власне випромінювання в сумі з відбитим називається ефективним  $E_{\text{еф}} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_2$ .

Результативне випромінювання являє собою різницю між власним випромінюванням тіла і тією частиною зовнішнього випромінювання  $E_2$ , яка поглинається даним тілом  $A_1 E_2$ , тобто

$$E_{\text{рез}} = E_1 - A_1 E_2. \quad (6.3)$$

Величина  $E_{\text{рез}}$  визначає потік енергії, яку дане тіло передає зовнішнім тілам в процесі променистого теплообміну. Якщо  $E_{\text{рез}} < 0$ , то це означає, що тіло отримує променисту енергію.

Розглянемо основні закони теплового випромінювання для абсолютно чорного тіла.

Закон (*law*) Планка

$$E_{0\lambda} = C_1 \lambda^{-5} \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda T} - 1\right) \right]^{-1}, \quad (6.4)$$

де  $E_{0\lambda}$  – спектральний (*spectral*) питомий тепловий потік випромінюванням;

$T$  – абсолютна температура тіла;

$C_1 = 3,7 \cdot 10^{-16}$ , Вт·м<sup>2</sup>;  $C_2 = 1,44 \cdot 10^2$ , м·К – сталі Планка.

Індексом "0" тут і далі позначаються величини для абсолютно чорного тіла.

Вираз (6.4) являє собою закон спектрального випромінювання або розподіл енергії по довжинах хвиль.

Закон Стефана-Больцмана експериментально встановлений Стефаном і обґрунтований теоретично Больцманом.

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (6.5)$$

де  $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,7$  коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>).

Для будь-яких "сірих" тіл (*grey body*)

$$E = C \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad E = \varepsilon C_0 (T/100)^4, \quad (6.6)$$

де  $0 < C < 5,7$  – коефіцієнт випромінювання "сірого" тіла;

$\varepsilon = E/E_0 = C/C_0$  – ступінь чорноти (*degree black*) даного тіла, який характеризує повне або інтегральне випромінювання в усьому діапазоні довжин хвиль. Значення  $\varepsilon$  для деяких матеріалів наведено в табл. 6.1.

Закон Кірхгофа установлює зв'язок між випромінювальною та поглинальною здатностями тіла.

$$\begin{aligned} E_1/A_1 = E_2/A_2 = E_3/A_3 = \dots E_0/A_0 = E_0 = f(T); \\ C_1/A_1 = C_2/A_2 = C_3/A_3 = \dots = C_0; \\ A_1 = \varepsilon_1; A_2 = \varepsilon_2; A_0 = \varepsilon_0 = 1. \end{aligned} \quad (6.7)$$

В останній формі закон Кірхгофа показує, що в разі термодинамічної рівноваги (*thermodynamic balans*) поглинальна здатність і ступінь чорноти дорівнюють одне одному.

Таблиця 6.1 – Ступінь чорноти деяких матеріалів

Матеріал	$\epsilon$	Матеріал	$\epsilon$
Алюміній:		Латунь:	
шорсткий	0,55	окислена	0,6
окислений	0,15	полірована	0,03
полірований	0,048	Масляна фарба	0,94
Алюмінієва фарба	0,5	Мідь:	
Азбест	0,96	окислена	0,62
Бетон	0,8	полірована	0,02
Вода	0,93	Ніхромовий дріт	0,96
Гіпс	0,78-0,9	Срібло поліроване	0,02
Дерево стругане	0,9	Сталь:	
Залізо необроблене	0,91	окислена	0,8
Залізо оцинковане	0,27	полірована	0,54
Кладка із червоної цегли	0,93	листова	0,6
Кладка із шамоту	0,8	Хром	0,17
Лак	0,8-0,98	Чавун:	
Лак алюмінієвий	0,4	обточений	0,65
		окислений	0,96
		Штукатурка	0,93

На підставі закону Планка (6.4) В. Віном було встановлено, що добуток  $\lambda_{\max} T = 2,89 \cdot 10^{-3}$ , (м·К) є стала величина.

$$\lambda_{\max} = (2,898 \cdot 10^{-3}) / T. \quad (6.8)$$

Зі збільшенням температури максимум випромінювання зміщується в бік коротких хвиль.

Й. Г. Ламберт установив, що максимальне випромінювання спостерігається в напрямку нормалі до поверхні. Енергія, що випромінюється під кутом  $\varphi$  до нормалі, пропорційна косинусу кута  $\varphi$ :

$$E_{\varphi} = E_n \cdot \cos \varphi. \quad (6.9)$$

Променистий теплообмін між двома тілами визначається різницею між потоками ефективного випромінювання

$$q = E_{1\text{еф}} - E_{2\text{еф}},$$

де

$$\begin{aligned} E_{1\text{еф}} &= E_1 + (1 - A_1)E_{2\text{еф}}; \\ E_{2\text{еф}} &= E_2 + (1 - A_2)E_{1\text{еф}}. \end{aligned} \quad (6.10)$$

Розв'язання системи рівнянь (6.10) дає

$$q = \frac{E_1 A_2 - E_2 A_1}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (6.11)$$

Для “сірих” тіл на підставі (6.7)  $A_1 = \epsilon_1$ ;  $A_2 = \epsilon_2$  має місце не тільки для температурної рівноваги, але й в умовах променистого теплообміну, коли  $T_1 \neq T_2$ . Згідно із законом Стефана-Больцмана можна отримати

$$E_1 = \varepsilon_1 C_0 (T_1 / 100)^4; \quad E_2 = \varepsilon_2 C_0 (T_2 / 100)^4,$$

а також рівняння

$$q = \varepsilon_n C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.12)$$

де  $\varepsilon_n = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1}$  – приведений ступінь чорноти системи тіл.

В разі променистого теплообміну між двома тілами в замкненому просторі розрахункова формула має вигляд

$$Q_{1-2} = \varepsilon_n C_0 F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.13)$$

де  $\varepsilon_n = \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)^{-1}$ . (6.13, a)

Якщо  $F_2 \gg F_1$ , то  $\varepsilon_n = \varepsilon_1$ . Для того, щоб інтенсифікувати променистий теплообмін, необхідно збільшити температуру тіла, що випромінює, та ступінь чорноти системи. Навпаки, щоб зменшити променистий теплообмін, необхідно зменшити температуру випромінювального тіла та ступінь чорноти системи. У випадках, коли температуру тіла змінити не можна, використовують екрани. Якщо між двома плоскими поверхнями з температурами  $T_1$  і  $T_2$  розмістити плоский екран (*shield*) з  $\varepsilon_e = \varepsilon_1$ , то температура екрана дорівнюватиме

$$T_e^4 = 0,5(T_1^4 + T_2^4). \quad (6.14)$$

При цьому питомий тепловий потік складатиме

$$q_e = 0,5\varepsilon_n C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6.15)$$

тобто вдвічі менше, ніж тепловий потік між тілами без екрана.

Більший ефект досягається в разі застосування екранів з малим ступенем чорноти. Якщо між двома плоскими поверхнями зі ступенем чорноти  $\varepsilon_1$  установити  $n$  екранів зі ступенем чорноти  $\varepsilon_e$ , то відношення теплових потоків становитиме [7]

$$\frac{q_e}{q_{1-2}} = \left[ 1 + n \left( \frac{2 - \varepsilon_e}{2 - \varepsilon_1} \right) \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_e} \right]^{-1}. \quad (6.16)$$

Якщо для прикладу установити лише один екран зі ступенем чорноти  $\varepsilon_e = 0,1$  між поверхнями зі ступенем чорноти  $\varepsilon = 0,8$ , то тепловий потік зменшиться в 14 разів.

Променистий теплообмін між двома поверхнями з площами  $F_1$  і  $F_2$ , довільно розташованими в просторі, визначається за формулою

$$Q_{1-2} = \varepsilon_n C_0 F_p \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2}, \quad (6.17)$$

де  $\varphi_{1-2}$  – середній кутовий коефіцієнт випромінювання, який визначає ту частку енергії випромінювання, що з поверхні 1 попадає на поверхню 2;

$F_p$  – розрахункова поверхня, яка дорівнює  $F_1$  або  $F_2$ .

Кутові коефіцієнти мають властивість взаємності, тобто

$$\varphi_{1-2} F_1 = \varphi_{2-1} F_2. \quad (6.18)$$

Приведений ступінь чорноти системи двох тіл, які довільно розташовані в просторі, в загальному випадку визначається за формулою

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \varphi_{1-2} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2-1} + 1}. \quad (6.19)$$

Для  $n$  плоских екранів, розташованих між двома тілами з паралельними поверхнями

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} + 2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\varepsilon_{ei}} - (n+1)}. \quad (6.20)$$

Для  $n$  циліндричних екранів, розташованих між тілом і зовнішньою оболонкою

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \frac{F_1}{F_2} + \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{ei}} \left( \frac{2}{\varepsilon_{ei}} - 1 \right)}. \quad (6.21)$$

Кутові коефіцієнти випромінювання визначаються залежно від геометричних параметрів і способу розташування двох тіл в просторі. Для двох паралельних дисків на загальній нормалі з однаковими діаметрами  $d$

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = \left[ \frac{S}{d} - \sqrt{1 + \left( \frac{S}{d} \right)^2} \right]^2, \quad (6.22)$$

де  $S$  – відстань між дисками.

Для двох паралельних пластин однакової ширини  $a$

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = \sqrt{1 + \left( \frac{S}{a} \right)^2} - \frac{S}{a}, \quad (6.23)$$

де  $S$  – відстань між поверхнями пластин.

Для стінки з розташованим на ній рядом труб із зовнішнім діаметром  $d$  і кроком між трубами  $S$

$$\varphi_{1-2} = 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{d}{S} \right)^2} + \frac{d}{S} \arctg \sqrt{\left( \frac{S}{d} \right)^2 - 1}. \quad (6.24)$$



Різні гази мають різну здатність випромінювати і поглинати енергію. Одно- і двоатомні гази з симетричними молекулами практично прозорі для теплових променів. Триатомні гази мають велику випромінювальну та поглинальну здатність в певних інтервалах довжин хвиль, які називають смугами (*strips*) випромінювання (поглинання). В короткохвильовій частині спектра гази випромінюють і поглинають гірше, ніж в довгохвильовій. Для короткохвильового випромінювання Сонця атмосфера Землі є практично прозорою, тоді як довгохвильове теплове випромінювання Землі значною мірою вловлюється нею. Цим зумовлений "парниковий" ефект впливу атмосфери на можливе потепління клімату в разі збільшення  $\text{CO}_2$  внаслідок збільшення виробничої діяльності людини.

Оскільки поглинання (випромінювання) газу здійснюється в певному об'ємі, його поглинальна здатність залежить від кількості молекул на довжині шляху променю, тобто від густини або тиску та товщини шару газу  $l$ .

Випромінювання газів відрізняється від закону четвертого степеня. Однак для зручності в технічних розрахунках використовують закон Стефана-Больцмана, а відхилення від нього відносять за рахунок відносної випромінювальної здатності (ступеня чорноти) газу. Для технічних розрахунків основний інтерес являють ступені чорноти діоксиду вуглецю (*dioxide carbon*) і водяної пари, які утворюються в процесах згорання палива і для яких відомі надійні вимірювання цих величин. Результати таких вимірювань наведені в додатках И та К. Для водяної пари вплив тиску  $P$  дещо більший, ніж вплив товщини шару  $l$ , тому значення  $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ , що визначено з додатка К, потрібно помножити на поправковий множник  $\beta$ , який визначається із рис. 6.3.

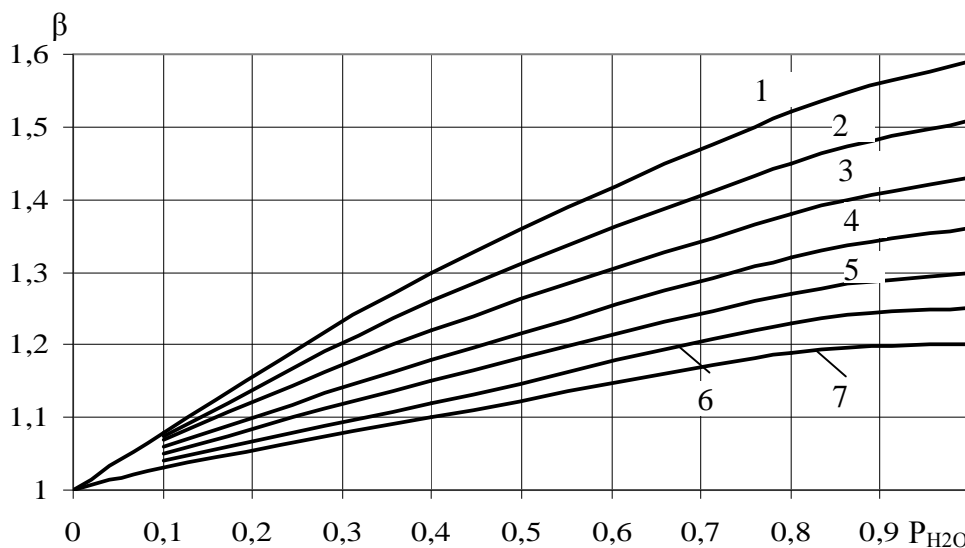


Рисунок 6.3 – Поправковий коефіцієнт  $\beta$  на парціальний тиск пари:

1 –  $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l = 0,015 \text{ м} \cdot \text{бар}$ ; 2 – 0,075;  
3 – 0,15; 4 – 0,2; 5 – 0,75; 6 – 1,5; 7 – 3.

Середня довжина шляху променя визначається за наближеною формулою

$$l = 0,9 \frac{4V}{F} = 3,6 \frac{V}{F}, \quad (6.25)$$

де  $V$  – об'єм газу;

$F$  – поверхня його оболонки.

Для деяких газових тіл середні значення  $l$  наведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Середні значення  $l$  для тіл різної форми

Форма газового тіла	$l$
Сфера діаметром $d$	$0,6d$
Куб з висотою $a$	$0,6a$
Циліндр діаметром $d$ , безмежно довгий	$0,9d$
Циліндр висотою $h = d$ , випромінювання на бокову поверхню	$0,6d$
Циліндр висотою $h = d$ , випромінювання на основу	$0,77d$
Циліндр $h = \infty$ , основа – півкруг радіусом $r$ , випромінювання на бокову поверхню	$1,26r$
Плоскопаралельний шар необмежених розмірів товщиною $\delta$	$1,8\delta$
Пучок труб діаметром $d$ з відстанню між поверхнями труб $x$ для розташування труб:	
по трикутнику $x = d$	$2,8x$
по трикутнику $x = 2d$	$3,8x$
по квадрату $x = d$	$3,5x$

Ефективна довжина променю в трубних пучках обчислюється за формулою

$$l = 0,9d_3 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right), \quad (6.26)$$

де  $s_1$  і  $s_2$  – поперечний і повздовжній крок між трубами.

Тепловий потік визначається за (6.17). За допомогою (6.5) і номограм (*abac*) із додатків И та К можна визначити власне випромінювання газового об'єму, який має сталу температуру. Якщо газ перебуває між стінками, температура яких відмінна від температури газу, то між газом і стінками здійснюється процес теплообміну. Цей процес є складним, оскільки між газом і стінками крім променистого теплообміну відбувається конвективний теплообмін. Такий складний процес називають складним теплообміном.

Для наближених розрахунків складного теплообміну застосовують метод окремого обчислення переносу теплоти конвекцією  $q_k$  і випромінюванням  $q_b$ :

$$q_0 = q_k + q_b.$$

Променистий тепловий потік визначається за формулою

$$q_b = \varepsilon_n \cdot C_0 \cdot \left[ (T_r / 100)^4 - (T_{ct} / 100)^4 \right], \quad (6.27)$$

$$\text{де } \varepsilon_n = \frac{\varepsilon_r \cdot \varepsilon_{ct}}{\varepsilon_{ct} + \varepsilon_r (1 - \varepsilon_{ct})};$$

$\varepsilon_r$ ,  $\varepsilon_{ст}$  – ступінь чорноти газу і стінки, відповідно.

Величину  $\varepsilon_r$  за умови  $T_r > T_{ст}$  слід вибрати для температури  $T_r$ . Якщо  $T_{ст} > T_r$ , то величина  $\varepsilon_r$  вибирається для температури стінки.

Величину  $q_k$  визначають за співвідношенням

$$q_k = \alpha_k \cdot (t_r - t_{ст}). \quad (6.28)$$

Тоді сумарний питомий тепловий потік дорівнюватиме

$$q_0 = q_k + q_b = \alpha_k (t_r - t_{ст}) + \varepsilon_{п} \cdot C_0 \left[ (T_r / 100)^4 - (T_{ст} / 100)^4 \right]. \quad (6.29)$$

Враховуючи, що  $T_r - T_{ст} = t_r - t_{ст}$  останнє рівняння можна записати

$$q_0 = (\alpha_k + \alpha_b) (t_r - t_{ст}) = \alpha_0 \cdot (t_r - t_{ст}), \quad (6.30)$$

де  $\alpha_b = \varepsilon_{п} c_0 \left[ (T_r / 100)^4 - (T_{ст} / 100)^4 \right] / (T_r - T_{ст})$ ;

$\alpha_0$  – сумарний коефіцієнт тепловіддачі.

### Контрольні запитання

1. Поясніть механізм перенесення теплоти випромінюванням.
2. Поясніть, що розуміють під власним, ефективним і результативним випромінюванням.
3. Запишіть рівняння закону Стефана-Больцмана для абсолютно чорних і "сірих" тіл.
4. В чому суть законів Ламберта та Планка?
5. Поясніть суть закону Кірхгофа. Запишіть його вираз для інтегрального і монохроматичного випромінювання.
6. Поясніть фізичний зміст взаємних поверхонь та кутових коефіцієнтів випромінювання в разі променистого теплообміну в замкненому просторі.
7. Поясніть, яким чином можна підвищити та зменшити інтенсивність променистого теплообміну.
8. Поясніть, від яких величин залежить міра чорноти газів.
9. Поясніть, що розуміють під оптичною товщиною газового шару і від яких величин вона залежить.
10. Поясніть, що розуміють під спектральним коефіцієнтом поглинання газів.
11. Поясніть, як буде впливати на інтенсивність променистого теплообміну від газів наявність в них дрібних домішок.
12. Поясніть, що розуміють під поглинальною та випромінювальною властивостями сірих тіл.
13. Поясніть особливості випромінювання газів. Як застосовується закон Стефана-Больцмана для газів?

## 6.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 6.2.1.** Визначити питомий тепловий потік випромінюванням між двома паралельними пластинами. Температура першої пластини

200 °С, матеріал – окислена сталь. Температура другої пластини 20 °С, матеріал – алюміній окислений. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік, якщо обидві пластини відполірувати.

### Розв'язування

Із табл. 6.1 визначаємо ступінь чорноти пластин  $\epsilon_{ст} = 0,8$ ;  $\epsilon_{ал} = 0,15$ .  
Приведена ступінь чорноти для системи плоскопаралельних тіл

$$\epsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{ст}} + \frac{1}{\epsilon_{ал}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,15} - 1} = 0,1445.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням за (6.12), Вт/м<sup>2</sup>

$$q_v = \epsilon_n \cdot C_0 \left[ (T_{ст}/100)^4 - (T_{ал}/100)^4 \right] = \\ = 0,1445 \cdot 5,7 \cdot \left[ (473/100)^4 - (293/100)^4 \right] = 351,6.$$

Із табл. 6.1 для полірованих поверхонь визначаємо  $\epsilon_{ст} = 0,54$ ;  $\epsilon_{ал} = 0,048$ .

Приведена ступінь чорноти для системи плоскопаралельних тіл

$$\epsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{ст}} + \frac{1}{\epsilon_{ал}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,54} + \frac{1}{0,048} - 1} = 0,046.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_v = \epsilon_n \cdot C_0 \left[ (T_{ст}/100)^4 - (T_{ал}/100)^4 \right] = \\ = 0,046 \cdot 5,7 \cdot \left[ (473/100)^4 - (293/100)^4 \right] = 112,2.$$

Отже, зменшення ступенів чорноти стінок призводить до зменшення питомого теплового потоку в три рази.

**Задача 6.2.2.** Сталева окислена труба зовнішнім діаметром 0,1 м і довжиною 10 м розташована в приміщенні, довжина, ширина і висота якого становлять 12, 6 і 4 м, відповідно. Температура стінки труби 77 °С, а температура в приміщенні 17 °С. Визначити тепловий потік випромінюванням від труби.

### Розв'язування

Площа зовнішньої поверхні труби, м<sup>2</sup>

$$F_{пр} = \pi \cdot d_3 \cdot l = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 10 = 3,14.$$

Загальна площа стін приміщення, м<sup>2</sup>

$$F_{пр} = 2 \cdot (L \cdot H + V \cdot H + L \cdot V) = 2 \cdot (12 \cdot 4 + 6 \cdot 4 + 12 \cdot 6) = 288.$$

Приведений ступінь чорноти визначається за (6.13а). В даному випадку  $F_{\text{пр}} \gg F_{\text{тр}}$ , тому  $\varepsilon_{\text{п}} = \varepsilon_{\text{тр}} = 0,8$ .

Абсолютні температури, °С

$$T_{\text{тр}} = 77 + 273 = 350; T_{\text{пр}} = 17 + 273 = 290.$$

Променистий тепловий потік, Вт

$$\begin{aligned} Q_{\text{в}} &= \varepsilon_{\text{п}} \cdot C_0 \cdot F_{\text{тр}} \cdot \left[ \left( \frac{T_{\text{тр}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,8 \cdot 5,7 \cdot 3,14 \cdot \left[ \left( \frac{350}{100} \right)^4 - \left( \frac{290}{100} \right)^4 \right] = 1136. \end{aligned}$$

**Задача 6.2.3.** Обмурівка топкової камери виконана із шамотної кладки та зовнішньої обшивки з листової сталі. Відстань між кладкою та обшивкою 30 мм, її можна вважати досить малою порівняно з розмірами стінок топки. Визначити питомі втрати за рахунок променистого теплообміну між кладкою та обшивкою, якщо температура обмурівки 127 °С, а температура обшивки 47 °С. Визначити також як зміниться питомий тепловий потік в разі установлення сталевого екрана зі ступенем чорноти 0,6.

### Розв'язування

Із табл. 6.1 визначаємо:  $\varepsilon_{\text{ш}} = 0,8$ ;  $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,6$ ;  $\varepsilon_{\text{е}} = 0,6$ .

Приведений ступінь чорноти системи без екрана

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left( \frac{1}{\varepsilon_{\text{ш}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} - 1 \right)^{-1} = \left( \frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1 \right)^{-1} = 0,522.$$

Абсолютні температури, °С

$$T_{\text{ш}} = 127 + 273 = 400;$$

$$T_{\text{ст}} = 47 + 273 = 320.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_{\text{в}} = \varepsilon_{\text{п}} C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ш}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] = 0,522 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{320}{100} \right)^4 \right] = 449,7.$$

Приведений ступінь чорноти системи з екраном

$$\varepsilon_{\text{пе}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{ш}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} + 2 \frac{1}{\varepsilon_{\text{е}}} - (n+1)} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} + 2 \frac{1}{0,6} - (1+1)} = 0,279.$$

Питомий тепловий потік випромінюванням з екраном, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_{\text{в}} = \varepsilon_{\text{пе}} C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ш}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] = 0,279 \cdot 5,7 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{320}{100} \right)^4 \right] = 240.$$

**Задача 6.2.4.** Паропровід зовнішнім діаметром  $d = 200$  мм розташований у великому приміщенні з температурою 27 °С. Температура поверхні

паропроводу 397 °С. Визначити лінійні теплові втрати за рахунок випромінювання та конвекції, якщо  $\varepsilon_{\text{тр}} = 0,8$ .

### Розв'язування

Площа поверхні одного погонного метра трубопроводу, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 1 = 0,628.$$

Оскільки площа приміщення набагато більша площі трубопроводу, то  $\varepsilon_{\text{п}} = \varepsilon_{\text{тр}} = 0,8$ .

Питомий лінійний тепловий потік випромінюванням, Вт/м

$$\begin{aligned} q_{\text{в}} &= \varepsilon_{\text{п}} C_0 \cdot F_{\text{пог}} \left[ \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,8 \cdot 5,7 \cdot 0,628 \left[ \left( \frac{397 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right] = 5538,6. \end{aligned}$$

Для визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі використаємо формулу (2.3) для горизонтальної труби

$$\overline{\text{Nu}} = 0,5 \cdot \text{Ra}^{0,25}.$$

Теплофізичні властивості повітря для  $t_{\text{п}} = 27$  °С (додаток Д):  $\lambda = 0,0268$  Вт/(м·К);  $\nu = 25,6 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\text{Pr}_{\text{п}} = 0,7$ .

Коефіцієнт об'ємного розширення, К<sup>-1</sup>

$$\beta = (t_{\text{п}} + 273)^{-1} = (27 + 273)^{-1} = 3,33 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Грасгофа

$$\begin{aligned} \text{Gr} &= (g \cdot \beta \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}) \cdot d^3) / \nu^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,33 \cdot 10^{-3} \cdot (397 - 27) \cdot 0,2^3) / (25,2 \cdot 10^{-6})^2 = 1,52 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Критерій Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}_{\text{п}} = 1,52 \cdot 10^8 \cdot 0,7 = 1,06 \cdot 10^8.$$

Критерій Нуссельта за (2.3)

$$\overline{\text{Nu}} = 0,5 \cdot \text{Ra}^{0,25} = 0,5 \cdot (1,06 \cdot 10^8)^{0,25} = 50,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d} = \frac{50,7 \cdot 0,0268}{0,2} = 6,8.$$

Теплові втрати за рахунок конвективного теплообміну, Вт/м

$$q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} \cdot \pi \cdot d \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{пов}}) = 6,8 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot (397 - 27) = 1580.$$

Загальні теплові втрати, Вт/м

$$q_0 = q_{\text{к}} + q_{\text{в}} = 1580 + 5538,6 = 7118,6.$$

Променистий коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_B = \frac{q_B}{\pi \cdot d \cdot \Delta t} = \frac{5538,6}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 370} = 23,8.$$

Загальний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_0 = \alpha_B + \alpha_K = 23,8 + 6,8 = 30,6.$$

**Задача 6.2.5.** На стінах топкової камери розташований один ряд екранних труб діаметром 100 мм з кроком 120 мм. Розміри поверхні стін і довжина труб достатньо великі, а відстань між стінкою та трубами не впливає на інтенсивність променистого теплообміну. Визначити питомий променистий тепловий потік, якщо ступені чорноти стінки топки і труб 0,8 і 0,8, відповідно, а температури 1027 і 627 °С.

### Розв'язування

Кутовий коефіцієнт променистого теплообміну за (6.24)

$$\begin{aligned} \varphi_{1-2} &= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{S}\right)^2} + \frac{d}{S} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{S}{d}\right)^2 - 1} = \\ &= 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{100}{120}\right)^2} + \frac{100}{120} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{120}{100}\right)^2 - 1} = 0,934. \end{aligned}$$

Значення  $\varphi_{2-1}$  визначаємо за умови взаємності:  $\varphi_{1-2}F_1 = \varphi_{2-1}F_2$ , тоді

$$\varphi_{2-1} = \varphi_{1-2} \cdot \frac{F_1}{F_2} = 0,934 \cdot \frac{S}{\pi \cdot d} = 0,934 \cdot \frac{120}{3,14 \cdot 100} = 0,357.$$

Взаємні поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>/м

$$H_{1-2} = H_{2-1} = \varphi_{1-2} \cdot F_1 = 0,934 \cdot S = 0,934 \cdot 0,12 = 0,112.$$

Приведений ступінь чорноти за (6.19)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\pi} &= \left[ \left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \varphi_{1-2} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \varphi_{2-1} + 1 \right]^{-1} = \\ &= \left[ \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right) \cdot 0,934 + \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right) \cdot 0,357 + 1 \right]^{-1} = 0,756. \end{aligned}$$

Променистий тепловий потік від стінки до екрана, Вт/м

$$\begin{aligned} Q_B &= \varepsilon_{\pi} \cdot C_0 \cdot H_{1-2} \cdot \left[ (T_{ст}/100)^4 - (T_{тр}/100)^4 \right] = \\ &= 0,756 \cdot 5,7 \cdot 0,112 \cdot \left[ (1300/100)^4 - (900/100)^4 \right] = 10617,8. \end{aligned}$$

**Задача 6.2.6.** В міжтрубному просторі шахового трубного пучка рухаються продукти згорання природного газу з тиском 0,28 МПа, які містять 8,7% CO<sub>2</sub> і 18% H<sub>2</sub>O за об'ємом. Середня температура газів 1173 К, а

середня температура стінки труби 673 К. Визначити променистий коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, якщо ступінь чорноти труб 0,9, зовнішній діаметр 38 мм, а поперечний та повздовжній крок між трубами  $S_1 = 78$  мм,  $S_2 = 64$  мм.

### Розв'язування

Ефективна довжина променя в пучку труб за (6.26), м

$$l = 0,9d_3 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,078 \cdot 0,064}{0,038^2} - 1 \right) = 0,117.$$

Повний тиск газів, бар

$$P_r = P_H + P_6 = 2,8 + 1,02 = 3,82.$$

Добутки парціальних тисків газів на середню довжину променя, Па·м

$$P_{CO_2} \cdot l = 3,82 \cdot 0,087 \cdot 0,117 \cdot 10^5 = 0,429 \cdot 10^4 = 0,042 \text{ м·бар};$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 3,82 \cdot 0,18 \cdot 0,117 \cdot 10^5 = 0,887 \cdot 10^4 = 0,0887 \text{ м·бар}.$$

Ступінь чорноти газів із додатків И, К та рис. 6.1

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,084; \varepsilon_{H_2O} = 0,111; \beta = 1,35.$$

Ступінь чорноти газів

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,084 + 1,35 \cdot 0,111 = 0,233.$$

Питомий променистий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_v = \varepsilon_r \cdot C_0 \left[ (T_r / 100)^4 - (T_{ct} / 100)^4 \right] = \\ = 0,233 \cdot 5,7 \cdot \left[ (1173 / 100)^4 - (673 / 100)^4 \right] = 22418,8.$$

Променистий коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_v = \frac{q_v}{T_r - T_{ct}} = \frac{22418,8}{1173 - 673} = 44,8.$$

### 6.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 6.3.1.** Для зменшення променистого теплового потоку від топкової камери в приміщення котельної між стінкою камери із шамотної цегли і зовнішньою обшивкою із листової сталі установлюють екран. Визначити, з яким ступенем чорноти має бути екран для того, щоб температура зовнішньої обшивки не перевищувала 50 °С за умови, що температура шамотної кладки 150 °С, а тепловий потік має не перевищувати 200 Вт/м<sup>2</sup>. Визначити також температуру екрана.

**Задача 6.3.2.** В печі розмірами 2,5×3×6 м температура газів становить 400 °С. Гази містять 10% CO<sub>2</sub>; 7% H<sub>2</sub>O за об'ємом. Визначити питомий тепловий потік випромінюванням до поду печі, якщо температура поду 180 °С, а ступінь чорноти 0,9.



**Задача 6.3.3.** Визначити втрати теплоти від паропровода в приміщення з температурою  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , якщо діаметр паропровода  $150\text{ мм}$ , ступінь його чорноти  $0,6$ , довжина  $25\text{ м}$ , а температура зовнішньої поверхні  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 6.3.4.** Електронагрівник у вигляді дроту діаметром  $0,5\text{ мм}$  споживає потужність  $400\text{ Вт}$ . Ступінь чорноти дроту  $0,85$ , а температура огороження нагрівача  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити температуру дроту без урахування конвективного теплообміну.

**Задача 6.3.5.** Між двома сталевими плоскими листами з температурами  $450$  і  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  розташований екран із окисленої латуні. Визначити температуру екрана і променистий тепловий потік, а також як зміняться ці величини в разі встановлення екрана із хрому.

**Задача 6.3.6.** На відстані  $0,4\text{ м}$  одна від одної розташовані дві пластини однакової ширини по  $0,8\text{ м}$ . Більш нагріта пластина із окисленої міді має температуру  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  і передає  $2516\text{ Вт/м}^2$  другій пластині з окисленої сталі. Визначити температуру поверхні сталеві пластини.

**Задача 6.3.7.** Стінка трубопроводу діаметром  $400\text{ мм}$  нагріта до  $527\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Трубопровід розміщений в каналі розмірами  $600\times 800\text{ мм}$ , поверхня якого має температуру  $127\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити променистий тепловий потік, якщо ступінь чорноти трубопроводу і каналу  $0,75$  і  $0,5$ , відповідно.

**Задача 6.3.8.** Труба із окисленої сталі діаметром  $100\text{ мм}$  і довжиною  $5\text{ м}$  оточена екраном із окисленого алюмінію діаметром  $120\text{ мм}$ . Визначити, в скільки разів зменшиться променистий тепловий потік за умови, що температури труби і зовнішнього середовища залишаються сталими.

**Задача 6.3.9.** По ніхромовому дроту діаметром  $1\text{ мм}$  проходить електричний струм силою  $8\text{ А}$ . Визначити температуру дроту, якщо температура довкілля  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а питомий електричний опір дорівнює  $1,1\cdot 10^{-6}\text{ Ом}\cdot\text{м}$ . Конвективною тепловіддачею знехтувати.

**Задача 6.3.10.** Горизонтальний паропровід із окисленої сталі діаметром  $300\text{ мм}$  і довжиною  $10\text{ м}$  має температуру зовнішньої поверхні  $507\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Паропровід прокладений в приміщенні віддалік від стін. Визначити коефіцієнт променисто-конвективного теплообміну і теплові втрати, якщо температура довкілля  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 6.3.11.** На стінках топкової камери (*furnace*) установлений однорядовий екран із сталевих труб діаметром  $70\text{ мм}$  і з кроком між трубами  $100\text{ мм}$ . Визначити променистий тепловий потік, якщо температура стінки  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура поверхні труб  $607\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а ступінь чорноти стінки  $0,85$ .

**Задача 6.3.12.** Дві горизонтальні труби з окисленої сталі діаметром  $300$  і  $150\text{ мм}$  і довжиною  $30\text{ м}$  мають однакову температуру  $407\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Визначити втрати теплоти за рахунок вільної конвекції та променистого теплообміну, якщо температура зовнішнього повітря  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Задача 6.3.13.** Температури двох сталевих пластин дорівнюють  $327$  і  $127\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно. Відстань між пластинами  $0,3\text{ м}$ . Визначити питомий

променистий тепловий потік, а також як він зміниться, якщо між пластинами встановити екран зі ступенем чорноти 0,08.

**Задача 6.3.14.** Визначити променистий тепловий потік між двома чорними дисками, розташованими в паралельних площинах на відстані 0,5 м. Температура першого диска 527 °С, а другого 207 °С. Диски однакових діаметрів  $d_1=d_2=0,5$  м.

**Задача 6.3.15.** За умовами задачі 6.3.14 визначити, як зміниться променистий тепловий потік в разі збільшення діаметра менш нагрітого диска в 2 рази за умови сталих інших параметрів.

**Задача 6.3.16.** За умовами задачі 6.3.14 визначити, як зміниться променистий тепловий потік в разі зменшення відстані між дисками в 2 рази за умови незмінних інших параметрів.

**Задача 6.3.17.** Визначити променистий тепловий потік від димових газів до поверхні циліндричного газоходу діаметром 0,5 м. Гази містять 12%  $\text{CO}_2$  і 5%  $\text{H}_2\text{O}$ . Тиск газів 100 кПа, температура газів на вході та на виході з газоходу 800 і 600 °С, відповідно. Середня температура стінок газоходу (*gas main*) 380 °С, а ступінь чорноти 0,85.

**Задача 6.3.18.** Визначити променистий коефіцієнт тепловіддачі від потоку газів до поверхні труб пароперегрівника діаметром 38 мм. Труби розташовані в шаховому порядку з кроками  $S_1 = S_2 = 2d$ . Температура газів на вході в пароперегрівник 1000 °С, а на виході з нього 787 °С. Середня температура стінки труби 487 °С, а її ступінь чорноти 0,8. Гази містять 10%  $\text{CO}_2$  і 5%  $\text{H}_2\text{O}$ . Загальний тиск газів 100 кПа.

**Задача 6.3.19.** За умовами задачі 6.3.18 визначити променистий коефіцієнт тепловіддачі, якщо  $S_1 = S_2 = 1,7d$ , вміст  $\text{CO}_2$  – 14%, вміст  $\text{H}_2\text{O}$  – 7%, а інші дані залишаються незмінними.

**Задача 6.3.20.** В нагрівальній печі (*heating stove*), об'єм якої 12 м<sup>3</sup> температура газів стала і дорівнює 1200 °С. Поверхня огороження складає 28 м<sup>2</sup>. Загальний тиск 100 кПа. Гази містять 12%  $\text{CO}_2$  і 6%  $\text{H}_2\text{O}$ . Визначити ступінь чорноти газової суміші та власне випромінювання продуктів згорання.

**Задача 6.3.21.** На стінках топкової камери розташований однорядний екран із труб діаметром 80 мм з кроком між трубами 110 мм. Визначити питомий променистий тепловий потік, якщо ступені чорноти стінок і труб 0,85 і 0,75, відповідно, температури стінок і труб 1273 К і 723 К.

**Задача 6.3.22.** За умови задачі 6.3.20 визначити променистий коефіцієнт тепловіддачі, якщо парціальні тиски двоокису вуглецю і водяної пари становлять  $1 \cdot 10^4$  Па, а всі інші значення залишилися без змін.

**Задача 6.3.23.** Електронагрівник води являє собою циліндр діаметром 1 м і висотою 2 м з окисленою сталеву поверхнею. Він установлений в приміщенні розмірами 4×10×6 м. Температура повітря та стін в примі-

щенні 20 °С. Визначити променистий і конвективний коефіцієнт тепловіддачі та втрати теплоти нагрівачем, якщо температура його поверхні 70 °С.

**Задача 6.3.24.** В каналі із полірованої сталі внутрішнім діаметром 160 мм співвісно розташований трубопровід із полірованої латуні діаметром 80 мм. Між каналом і трубопроводом розташовують циліндричний екран із полірованого алюмінію. Визначити, в скільки разів зменшиться променистий тепловий потік від труби до стінок каналу, якщо температура труби 327 °С, а температура каналу 47 °С.

**Задача 6.3.25.** Визначити, в скільки разів зменшиться променистий тепловий потік між двома паралельними пластинами, якщо між ними установити два екрани із полірованого алюмінію. Одна пластина сталева, а інша – латунна.

**Задача 6.3.26.** Визначити променистий тепловий потік від димових газів до поверхні квадратного перерізу розмірами 300×300 мм. Середня температура газів 600 °С, температура стінки 300 °С. Ступінь чорноти газозоходу 0,8. Гази містять 16% CO<sub>2</sub> і 5% H<sub>2</sub>O. Тиск газів 100 кПа.

**Задача 6.3.27.** Паропровід зовнішнім діаметром 150 мм проходить в приміщенні з температурою 17 °С. Визначити теплові втрати за рахунок конвективного і променистого теплообміну, якщо ступінь чорноти паропроводу 0,8, а довжина 15 м.

**Задача 6.3.28.** Сталева труба діаметром 70 мм і довжиною 10 м має температуру поверхні 250 °С. Труба розташована в бетонному каналі з перерізом 150×150 мм. Визначити променистий тепловий потік, якщо температура стінок каналу складає 40 °С.

**Задача 6.3.29.** Електричний струм проходить по ніхромовому дроту діаметром 2 мм і нагріває його до температури 447 °С. Сила струму дорівнює 20 А, а опір дроту – 0,85 Ом. Дріт охолоджується як за рахунок променистого теплообміну, так і за рахунок конвективного теплообміну. Визначити променистий та конвективний коефіцієнти тепловіддачі та загальний питомий тепловий потік, якщо температура повітря 20 °С.

**Задача 6.3.30.** Визначити променистий коефіцієнт тепловіддачі від потоку газів до поверхні труб теплообмінника діаметром 22 мм. Труби сталеві, розташовані в шаховому порядку з кроками  $S_1 = S_2 = 1,7d$ . Середня температура газів в теплообміннику 477 °С, а температура стінок труб 277 °С. Гази містять 17% CO<sub>2</sub> і 7% H<sub>2</sub>O. Тиск газів 100 кПа.

**Задача 6.3.31.** За умовами задачі 6.3.30 визначити, як зміниться променистий коефіцієнт тепловіддачі в разі збільшення діаметра труб до 30 мм і об'ємного вмісту газів: CO<sub>2</sub> – 12%, H<sub>2</sub>O – 8%.

## 7 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

### 7.1. Загальні відомості

Теплопередачею (*heat transfer*) називається процес перенесення теплоти від більш нагрітого ("гарячого") теплоносія до менш нагрітого ("холодного") теплоносія через роздільну стінку. Теплопередача являє собою складний теплообмін, який складається із ланцюжка окремих його видів. Від гарячого теплоносія до стінки перенесення теплоти здійснюється конвективним теплообміном. Усередині стінки теплота переноситься теплопровідністю. Від стінки до холодного теплоносія теплота переноситься конвективним теплообміном. Додамо, що поряд з конвективним теплообміном одночасно може здійснюватися і променистий теплообмін. Інтенсивність перенесення теплоти в окремих видах теплообміну визначається за відповідними формулами.

Роздільна стінка може бути плоскою або циліндричною, одно- і багат шаровою (рис. 7.1).

Для одношарової плоскої стінки величина питомого теплового потоку в разі теплопередачі визначається за формулою

$$q = \frac{t_r - t_x}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{\Delta t}{R_{\alpha r} + R_{\text{ст}} + R_{\alpha x}} = k \cdot \Delta t, \quad (7.1)$$

де  $k = \frac{1}{R_{\alpha r} + R_{\text{ст}} + R_{\alpha x}} = \frac{1}{1/\alpha_r + (\delta/\lambda)_{\text{ст}} + 1/\alpha_x}$  – коефіцієнт теплопередачі;

$\alpha_r$  і  $\alpha_x$  – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки і від стінки до холодного теплоносія, відповідно;

$t_r$  і  $t_x$  – температура гарячого і холодного теплоносія;

$\Delta t = t_r - t_x$  – температурний напір;

$\delta$  і  $\lambda$  – товщина і коефіцієнт теплопровідності стінки;

$R_{\alpha r}$  – термічний опір тепловіддачі з боку гарячого теплоносія;

$R_{\text{ст}}$  – термічний опір теплопровідності (стінки);

$R_{\alpha x}$  – термічний опір тепловіддачі з боку холодного теплоносія.

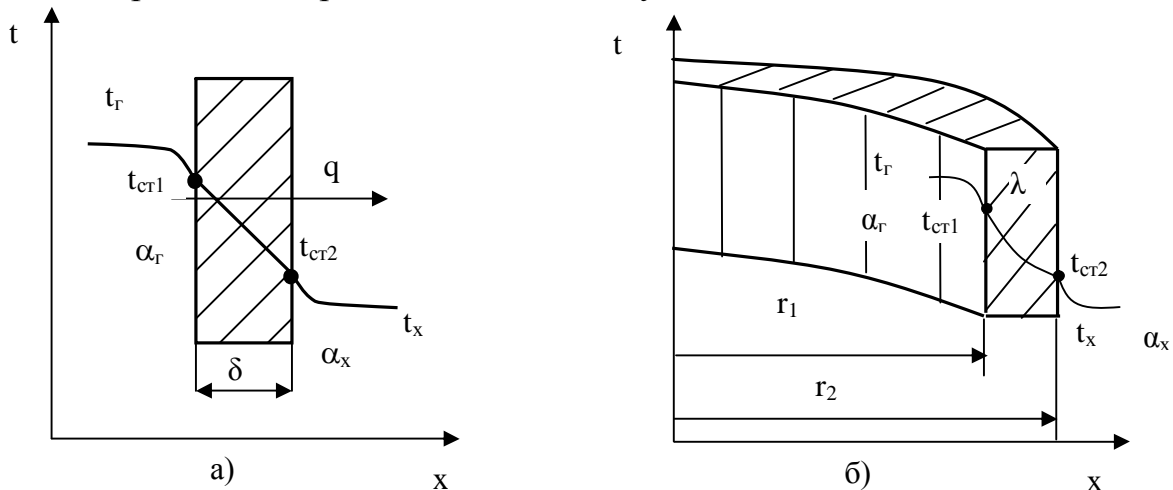


Рисунок 7.1 – Характер зміни температур в теплоносіях і стінці  
а) – плоска стінка; б) – циліндрична стінка

Коефіцієнт теплопередачі характеризує інтенсивність перенесення теплоти і являє собою тепловий потік для одиничного температурного напору ( $k = q / \Delta t$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К). Величина, обернена коефіцієнту теплопередачі, називається повним термічним опором теплопередачі

Для багат шарової плоскої стінки коефіцієнт теплопередачі дорівнюватиме

$$k = \frac{1}{1/\alpha_r + \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i)_{\text{ст}} + 1/\alpha_x}. \quad (7.2)$$

Для одношарової циліндричної стінки значення лінійного теплового потоку визначаються за формулою

$$q_l = \frac{\pi(t_r - t_x)}{\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_3}{d_b} + \frac{1}{\alpha_x d_3}} = \pi \cdot k_l \cdot \Delta t, \quad (7.3)$$

де  $d_b$  і  $d_3$  – внутрішній та зовнішній діаметр циліндричної поверхні.

Із співвідношення (7.3) лінійний (на 1 м довжини труби) коефіцієнт теплопередачі дорівнює

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r d_b} + \frac{1}{2\lambda} \ln(d_3 / d_b) + \frac{1}{\alpha_x d_3}}. \quad (7.4)$$

Знаменник (7.4) являє собою лінійний термічний опір теплопередачі, який дорівнює сумі окремих термічних опорів – термічного опору теплопровідності циліндричної стінки  $\frac{1}{2\lambda} \ln(d_3 / d_b)$  і термічних опорів тепловід-

дачі  $\frac{1}{\alpha_r d_b}$  та  $\frac{1}{\alpha_x d_3}$ .

Для багат шарової циліндричної стінки лінійний коефіцієнт теплопередачі становить

$$k_l = \left[ \frac{1}{\alpha_r d_b} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln(d_{i+1} / d_i) + \frac{1}{\alpha_x d_3} \right]^{-1}. \quad (7.5)$$

Лінійний тепловий потік визначається за формулою

$$q_l = \pi \cdot k_l (t_r - t_x) = \pi \cdot k_l \Delta t. \quad (7.6)$$

За умови  $d_3/d_b < 1,2$  циліндрична стінка вважається тонкостінною, оскільки величина теплового потоку мало залежить від кривизни поверхні. В цьому випадку можна застосовувати формулу для плоскої стінки, яка буде мати вигляд

$$q_l = \frac{\pi \cdot \bar{d} \cdot (t_r - t_x)}{\frac{1}{\alpha_r} + \left( \frac{\delta}{\lambda} \right)_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (7.7)$$

де  $\bar{d} = 0,5(d_b + d_3)$  – середній діаметр труби.

Якщо потрібно зменшити інтенсивність теплопередачі, необхідно збільшувати термічний опір. Це досягається шляхом нанесення на стінку шару ізоляції. Для теплової ізоляції застосовуються матеріали з низькою теплопровідністю. Збільшуючи термічний опір теплопередачі зменшують теплові втрати в навколишнє середовище. Запишемо рівняння конвективного теплообміну від шару ізоляції в докільля для плоскої та циліндричної поверхні

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_x (t_{i3} - t_x) \cdot F_{ст}; \\ Q &= \alpha_x (t_{i3} - t_x) \cdot \pi d_{i3} l. \end{aligned} \quad (7.8)$$

В цих формулах  $t_{i3}$  – температура зовнішньої стінки ізоляції;  $F_{ст}$  – площа поверхні плоскої стінки;  $d_{i3}$  – зовнішній діаметр ізоляції;  $l$  – довжина труби.

На підставі вищевикладеного очевидно, що зі збільшенням товщини ізоляції температура  $t_{i3}$  зменшується в обох випадках. При цьому площа поверхні  $F$  плоскої стінки залишається сталою, а площа поверхні циліндра збільшується внаслідок збільшення  $d_{i3}$ . У випадку плоскої стінки тепловий потік  $Q$  зменшується. У випадку циліндричної стінки такого висновку зробити не можна, оскільки  $Q_{ц}$  визначається добутком  $(t_{i3} - t_x) \cdot d_{i3}$ , в якому перший співмножник зменшується, а другий зростає. Це свідчить про існування екстремуму. В [7] показано, що в разі ізолювання циліндричної поверхні одношаровою ізоляцією додатковий термічний опір порівняно з неізолюваною поверхнею становить

$$\Delta R_1 = \frac{1}{2\lambda_{i3}} \ln(d_{i3}/d_3) - \frac{1}{\alpha_2} \left( \frac{1}{d_3} - \frac{1}{d_{i3}} \right), \quad (7.9)$$

де  $\lambda_{i3}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції.

Із останнього виразу наочно видно, що термічний опір ізоляції (перший доданок) зростає, а другий доданок зменшується внаслідок зростання зовнішньої поверхні ( $d_{i3} > d_3$ ). Для зменшення теплових втрат необхідно, щоб  $\Delta R > 0$ . З урахуванням цього, розв'язування нерівності (7.9) відносно  $\lambda_{i3}$  дає

$$\lambda_{i3} < \frac{1}{2} \alpha_2 d_2 k, \quad (7.10)$$

де  $k = [\ln(d_{i3}/d_3)]/[1 - (d_3/d_{i3})]$ .

Найменше значення  $k$  дорівнює одиниці за умови  $d_{i3} \rightarrow d_3$ . Аналіз показує, що матеріал ізоляції вибраний правильно, якщо виконується нерівність

$$\lambda_{i3} < \alpha_2 d_3 / 2, \quad (7.11)$$

а так званий критичний діаметр ізоляції має дорівнювати

$$d_{кр} = 2\lambda_{i3} / \alpha_2. \quad (7.11a)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням від поверхні ізоляції до повітря можна визначати за наближеною формулою [6], Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_x = 5,74 + 0,07(t_{i3} - t_{пов}). \quad (7.12)$$

Формула справедлива для  $t_{i3} < 150$  °С.

Беручи до уваги погану теплопровідність повітря, в стінках житлових будинків і в обмурівках теплових установок залишають повітряні

прошарки (*air layer*). Якщо ці прошарки герметичні, то процес перенесення теплоти між двома стінками можна розглядати як елементарний процес передачі теплоти шляхом теплопровідності. В цьому випадку тепловий потік визначається за співвідношенням:

$$Q = k_{\text{п}} \cdot F \cdot (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) = \frac{\lambda_{\text{ек}}}{\delta} \cdot F \cdot (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}), \quad (7.13)$$

де  $k_{\text{п}}$  – коефіцієнт теплопередачі через прошарки шляхом контакту;

$\lambda_{\text{ек}}$  – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, для якого через прошарки передається той самий тепловий потік, що і в складному процесі теплопередачі. Якщо позначити відношення  $\lambda_{\text{ек}}/\lambda$  через  $\varepsilon_{\text{к}}$ , то формули теплопередачі через прошарки мають вигляд [7]:

- для плоских прошарків

$$q = \left( \varepsilon_{\text{к}} \frac{\lambda}{\delta} + \alpha_{\text{пр}} \right) (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) = \varepsilon_{\text{к}} \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) + \varepsilon_{\text{п}} \cdot c_0 \left[ (T_{\text{ст1}}/100)^4 - (T_{\text{ст2}}/100)^4 \right]; \quad (7.14)$$

- для циліндричних прошарків

$$q_{\text{л}} = \left( \frac{2\pi\varepsilon_{\text{к}}\lambda}{\ln(d_3/d_B)} \right) (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) + \varepsilon_{\text{п}} \cdot c_0 \pi d_B \left[ (T_{\text{ст1}}/100)^4 - (T_{\text{ст2}}/100)^4 \right]. \quad (7.15)$$

Якщо прошарок є лише частиною складної стінки, необхідно визначити ефективний коефіцієнт теплопровідності прошарків з урахуванням променистого теплообміну за формулами [7]:

- для плоских прошарків

$$\lambda_{\text{еф}} = \varepsilon_{\text{к}}\lambda + \alpha_{\text{пр}} \cdot \delta; \quad (7.16)$$

- для циліндричних прошарків

$$\lambda_{\text{еф}} = \varepsilon_{\text{к}}\lambda + 0,5\alpha_{\text{пр}} \cdot d_B \ln \left( \frac{d_3}{d_B} \right), \quad (7.17)$$

де  $\alpha_{\text{пр}}$  – променистий коефіцієнт тепловіддачі.

### Контрольні запитання

1. Який фізичний зміст коефіцієнта теплопередачі?
2. Запишіть вираз для визначення лінійного термічного опору теплопередачі через багат шарову циліндричну стінку.
3. Запишіть вираз для визначення термічного опору теплопередачі через плоску одно шарову та багат шарову стінку.
4. Запишіть вираз для визначення коефіцієнта теплопередачі через плоску та циліндричну стінки.
5. Як визначити температури на поверхні плоскої багат шарової стінки?
6. Як визначити температури на поверхні циліндричної багат шарової стінки?
7. Що розуміють під складним теплообміном та ефективною товщиною теплопровідності?
8. Які матеріали називають теплоізоляційними?

9. Поясніть, що розуміють під критичним діаметром ізоляції та умову для правильного вибору матеріалу ізоляції.

10. Запишіть, як визначається тепловий потік через багат шарову циліндричну стінку.

## 7.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 7.2.1.** Визначити коефіцієнт теплопередачі у вертикальному трубчастому теплообміннику (*heater*), який призначений для нагрівання 30 т/год води від 20 °С до 95 °С. Швидкість води в латунних трубах діаметрами 14/12 мм і висотою 2,45 м складає 1,5 м/с. Труби обігріваються сухою насиченою парою з тиском 0,128 МПа. Визначити також витрату пари. Поверхня нагріву теплообмінника складає 19,38 м<sup>2</sup>.

### Розв'язування

Середня температура води, °С

$$t_b = 0,5(t'_b + t''_b) = 0,5(20 + 95) = 57,5.$$

Теплофізичні характеристики води для середньої температури (додаток В):  
 $\rho = 984 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_p = 4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $\lambda = 0,665 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr_b = 3,12$ .

Секундна витрата води, кг/с

$$G_b = 30/3,6 = 8,333.$$

Теплова потужність теплообмінника, кВт

$$Q = G_b \cdot C_{pb} (t''_b - t'_b) = 8,333 \cdot 4,187 \cdot (95 - 20) = 2620.$$

Параметри пари на лінії насичення (додаток Б):  $t_n = 107 \text{ °С}$ ;  
 $h'' = 2685 \text{ кДж/кг}$ ;  $r = 2238 \text{ кДж/кг}$ ;  $h' = 447 \text{ кДж/кг}$ .

Витрата (*expanse*) грійної пари, кг/с

$$G_n = \frac{Q}{h'' - h'} = \frac{2620}{2685 - 447} = 1,17.$$

Із табл. 5.7 для температури  $t_n = 107 \text{ °С}$  визначаємо комплекси:  
 $A = 57,6 \text{ 1/м}$ ;  $B = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}$ .

Температуру зовнішньої стінки труби в першому наближенні беремо рівною  $t_{zn} = 85 \text{ °С}$ . Значення критерію Прандтля  $Pr_p = 1,7$  (додаток Б).

Різниця температур в процесі конденсації пари, °С

$$\Delta t_k = t_n - t_{zn} = 107 - 85 = 22.$$

Приведена висота труб

$$Z = \Delta t_k \cdot H \cdot A = 22 \cdot 2,45 \cdot 57,6 = 3104,6.$$

Оскільки  $Z > Z_{кр} = 2300$ , то рух плівки конденсату змішаний, тоді

$$\begin{aligned} Re &= 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 Pr^{0,5} \left( \frac{Z}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}} = \\ &= 1600 \cdot \left[ 1 + 0,625 \cdot 1,7^{0,5} \left( \frac{3104,6}{2300} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}} = 2235,22. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі в процесі конденсації пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_k = \frac{Re}{H \cdot B \cdot \Delta t_k} = \frac{2235,22}{2,45 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} \cdot 22} = 6190.$$



Критерій Рейнольдса для потоку води в трубах

$$Re = \frac{w_B \cdot d_B}{\nu_B} = \frac{1,5 \cdot 0,012}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 3,6 \cdot 10^4.$$

Температуру внутрішньої стінки труби в першому наближенні беремо рівною 83,6 °С. Критерій Прандтля для цієї температури визначаємо із додатка В:  $Pr_{ст} = 2$ .

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot (Pr_p / Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell = \\ &= 0,023 \cdot (3,6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,12^{0,43} \cdot (3,12 / 2)^{0,25} \cdot 1 = 169,2. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до води, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_B = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_B} = \frac{169,2 \cdot 0,665}{0,012} = 9376.$$

Коефіцієнт теплопровідності латуні (додаток А):  $\lambda_{л} = 104$  Вт/(м·К).

Оскільки відношення діаметрів  $d_3/d_B = 14/12 = 1,166 < 1,2$ , то коефіцієнт теплопередачі можна визначати як для плоскої стінки, тобто, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_B} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{6190} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{104} + \frac{1}{9376} \right)^{-1} = 3599.$$

Питомий тепловий потік, кВт/м<sup>2</sup>

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{2620}{19,38} = 135,2.$$

Перевіряємо вибрані температури стінок труби, °С

$$t_{зн} = t_n - \frac{q}{\alpha_k} = 107 - \frac{135,2 \cdot 10^3}{6190} = 85,15;$$

$$t_{вн} = t_{зн} - q \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = 85,15 - 135,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,001}{104} = 83,86.$$

Оскільки розбіжність між вибраними і розрахунковими значеннями температур не перевищує 1%, уточнювати розрахунки не потрібно.

**Задача 7.2.2.** В трубчастому підігрівнику повітря з витратою 21,5 кг/с має підігріватись від 30 до 260 °С. Грійним теплоносієм є димові гази, які містять 12% CO<sub>2</sub> і 5% H<sub>2</sub>O за об'ємом. Гази з витратою 19,6 кг/с і швидкістю 8 м/с поперечно обтікають шаховий пучок труб з діаметрами 38/32 мм і кроками між трубами  $S_1 = 78$  мм і  $S_2 = 64$  мм. Повітря рухається в трубах зі швидкістю 12 м/с. Температура газів на вході в повітропідігрівник складає 380 °С, а тиск газів 100 кПа. Визначити коефіцієнт теплопередачі. Кількість рядів труб 10. Матеріал труб – сталь ( $\lambda = 45$  Вт/(м·К)).

### Розв'язування

Середня температура повітря

$$t_n = 0,5(t'_n + t''_n) = 0,5(30 + 260) = 145.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури (додаток Д):  $\rho_{\text{п}}=0,844 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_{\text{рп}} = 1,01 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $\lambda_{\text{п}} = 0,0352 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu_{\text{п}} = 28,3\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_{\text{п}} = 0,684$ .

Теплова потужність повітропідігрівника, кВт

$$Q = G_{\text{п}} \cdot C_{\text{рп}} (t''_{\text{п}} - t'_{\text{п}}) = 25,1 \cdot 1,01 \cdot (260 - 30) = 5000.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$\text{Re}_{\text{п}} = \frac{w_{\text{п}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{12 \cdot 0,032}{28,3 \cdot 10^{-6}} = 1,356 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для повітря

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{п}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,43} = 0,021 \cdot (1,356 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,684^{0,43} = 36,1.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{п}} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{в}}} = \frac{36,1 \cdot 0,0352}{0,032} = 40.$$

Оскільки кінцева температура відхідних газів, їх середня температура та теплоємність невідомі беремо в першому наближенні  $t''_{\text{г}} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня температура газів,  $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{г}} = 0,5(t'_{\text{г}} + t''_{\text{г}}) = 0,5(380 + 160) = 270.$$

Теплоємність газів для середньої температури із додатка Е:  $C_{\text{рг}} = 1,1145 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

Середня теплоємність газів із рівняння теплового балансу, кДж/(кг·К)

$$\overline{C}_{\text{рг}} = \frac{Q}{G_{\text{г}}(t'_{\text{г}} - t''_{\text{г}})} = \frac{5000}{19,6 \cdot (380 - 160)} = 1,159.$$

Оскільки розбіжність між значеннями  $C_{\text{рг}}$  перевищує 3%, уточнюємо розрахунки. В другому наближенні беремо  $t''_{\text{г}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тоді  $t_{\text{г}} = 265 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $C_{\text{рг}} = 1,111 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ , а  $\overline{C}_{\text{рг}} = 1,113 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ . Отже, подальших уточнень робити не потрібно.

Теплофізичні властивості газів для середньої температури  $t_{\text{г}} = 265 \text{ }^\circ\text{C}$  із додатка Е:  $\lambda_{\text{г}} = 0,045 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu_{\text{г}} = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_{\text{г}} = 0,66$ .

Критерій Рейнольдса для потоку газів

$$\text{Re}_{\text{г}} = \frac{w_{\text{г}} \cdot d_{\text{зн}}}{\nu_{\text{г}}} = \frac{8 \cdot 0,038}{41,2 \cdot 10^{-6}} = 7378.$$

Оскільки  $10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$ , то режим обтікання шахового пучка перехідний. Відношення  $S_1/S_2 = 74/68 = 1,22$ .

Поправковий коефіцієнт

$$\varepsilon_{\text{S}} = 1,22^{1/6} = 1,033.$$

Критерій Нуссельта для газів

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{г}} = 0,4 \cdot \text{Re}_{\text{г}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{г}}^{0,33} \cdot \varepsilon_{\text{S}} = 0,4 \cdot (7378)^{0,6} \cdot 0,66^{0,33} \cdot 1,033 = 75,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до третього ряду, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{г}} \cdot \lambda_{\text{г}}}{d_{\text{зн}}} = \frac{75,3 \cdot 0,045}{0,038} = 89.$$

Для однакової поверхні нагріву рядів середній коефіцієнт тепловіддачі буде, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\bar{\alpha}_r = \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \alpha_i = \frac{1}{10} (0,6\alpha_{r3} + 0,7\alpha_{r3} + 8\alpha_{r3}) = 0,93 \cdot \alpha_{r3} = 0,93 \cdot 89 = 83.$$

Ефективна довжина променя в пучку труб за (6.26), м

$$l = 0,9d_3 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,078 \cdot 0,064}{0,038^2} - 1 \right) = 0,117.$$

Добутки парціальних тисків газів на середню довжину променя, кПа·м

$$P_{\text{CO}_2} \cdot l = 100 \cdot 0,12 \cdot 0,117 = 1,44 \text{ або } 0,0144 \text{ м·бар};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l = 100 \cdot 0,05 \cdot 0,117 = 0,585 \text{ або } 0,00585 \text{ м·бар}.$$

Ступінь чорноти газів із додатків И, К та рис. 6.1

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,052; \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,105; \beta = 1,05.$$

Ступінь чорноти газів

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,052 + 1,05 \cdot 0,105 = 0,162.$$

Орієнтовна середня температура стінки труби з боку газів, °С

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_r + \bar{t}_n}{2} = \frac{265 + 145}{2} = 205.$$

Абсолютні температури, °С

$$T_{\text{ст}} = \bar{t}_{\text{ст}} + 273 = 205 + 273 = 478;$$

$$T_r = \bar{t}_r + 273 = 265 + 273 = 538.$$

Питомий променистий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_b = \varepsilon_r \cdot C_0 \left[ (T_r/100)^4 - (T_{\text{ст}}/100)^4 \right] = 0,162 \cdot 5,7 \cdot \left[ (538/100)^4 - (478/100)^4 \right] = 292.$$

Променистий коефіцієнт тепловіддачі від газів до зовнішньої стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_b = \frac{q_b}{\bar{t}_r - \bar{t}_{\text{ст}}} = \frac{292}{265 - 205} = 5.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_r = \alpha_r + \alpha_{\text{пр}} = 83 + 5 = 88.$$

Оскільки  $d_3/d_b = 38/32 = 1,187 < 1,2$ , то коефіцієнт теплопередачі можна визначати як для плоскої стінки, тобто, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_r} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{89} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{88} \right)^{-1} = 44.$$

**Задача 7.2.3.** В приміщенні з температурою 20 °С прокладений сталевий трубопровід з діаметрами 219/210 мм, в якому зі швидкістю 1 м/с тече вода з температурою 140 °С. Температура внутрішньої стінки труби дорівнює 135 °С. Коефіцієнт теплопровідності сталі 45 Вт/(м·К). Визначити товщину шару ізоляції із совеліту ( $\lambda_{\text{із}} = 0,1$  Вт/(м·К)) за умови, що температура зовнішньої стінки ізоляції не повинна перевищувати 45 °С, а лінійні втрати теплоти – 60 Вт/м.

## Розв'язування

Орієнтовно значення коефіцієнта тепловіддачі до навколишнього повітря за (7.12)

$$\alpha_{\text{пов}} = 5,74 + 0,07(t_{\text{із}} - t_{\text{пов}}) = 5,74 + 0,07(45 - 20) = 7,49.$$

Критичний діаметр теплової ізоляції, м

$$d_{\text{кр}} = \frac{2\lambda_{\text{із}}}{\alpha_{\text{пов}}} = \frac{2 \cdot 0,1}{7,49} = 0,0267.$$

Оскільки  $d_{\text{кр}} < d_3 = 0,219$ , то ізоляція "працюватиме" ефективно.

Із додатка В визначаємо теплофізичні властивості води для температури  $140^\circ\text{C}$  і критерій Прандтля для температури стінки:  $\lambda_{\text{в}} = 0,685 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $\nu_{\text{в}} = 0,217 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_{\text{в}} = 1,26$ ;  $\text{Pr}_{\text{ст}} = 1,36$ .

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{в}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{1,0 \cdot 0,21}{0,217 \cdot 10^{-6}} = 9,677 \cdot 10^5.$$

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}} &= 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,43} \cdot (\text{Pr}_{\text{п}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (9,677 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 1,26^{0,43} \cdot (1,26/1,36)^{0,25} = 1372,9. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_{\text{в}}} = \frac{1372,9 \cdot 0,685}{0,21} = 4478.$$

Необхідний термічний опір теплопередачі за умови заданої величини втрат,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_{1\text{к}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{пов}}}{q_1} = \frac{135 - 20}{60} = 1,92.$$

Лінійний термічний опір процесу тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_{1\text{в}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}} \pi d_{\text{в}}} = \frac{1}{4478 \cdot 3,14 \cdot 0,21} = 3,39 \cdot 10^{-4}.$$

Лінійний опір стінки труби,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_{1\text{ст}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_3}{d_{\text{в}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 45} \ln \frac{219}{210} = 1,49 \cdot 10^{-4}.$$

Лінійний опір тепловіддачі від стінки ізоляції до повітря,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_{1\text{пов}} = \frac{1}{\alpha_{\text{пов}} \pi d_3} = \frac{1}{1,49 \cdot 3,14 \cdot 0,219} = 1,27.$$

Сумарний термічний опір без опору ізоляції,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_1 = R_{1\text{в}} + R_{1\text{ст}} + R_{1\text{пов}} = 3,39 \cdot 10^{-4} + 1,49 \cdot 10^{-4} + 1,27 = 1,27.$$

Термічний опір шару ізоляції,  $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$

$$R_{1\text{із}} = R_{1\text{к}} + R_1 = 1,92 - 1,27 = 0,65.$$

Зовнішній діаметр ізоляції, м

$$d_{\text{із}} = d_3 \cdot \exp(2\pi\lambda_{\text{із}} \cdot R_{1\text{із}}) = 0,219 \cdot \exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,65) \approx 0,33.$$

Товщина ізоляції, м

$$\delta_{\text{із}} = \frac{d_{\text{із}} - d_3}{2} = \frac{0,33 - 0,219}{2} = 0,0555 \text{ або } \delta_{\text{із}} = 55,5 \text{ мм.}$$

### 7.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 7.3.1.** Вертикальний трубчастий підігрівник води виконаний із труб з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ , діаметрами  $d_3/d_B$ , висотою  $H$  і площею поверхні нагріву  $F$ . В трубах тече вода з об'ємною витратою  $V$  і швидкістю  $W$ . Вода підігривається від температури  $t'$  до температури  $t''$ . Грійний теплоносій – суха насичена водяна пара з тиском  $P$ . Визначити коефіцієнт теплопередачі. Дані для розрахунків взяти із табл. 7.1 за заданим варіантом.

Таблиця 7.1 – Дані до задачі 7.3.1

№ вар.	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$d_3/d_B$ , мм	$H$ , м	$F$ , м <sup>2</sup>	$V$ , м <sup>3</sup> /ГОД	$W$ , м/с	$t'$ , °С	$t''$ , °С	$P$ , МПа
1	40	22/18	2,5	22	30	1,3	15	85	0,13
2	105	18/14	2,7	19	26	1,2	20	100	0,14
3	38	16/14	2,4	18	28	1,5	10	90	0,12
4	46	14/12	2,3	17	26	1,4	15	95	0,16
5	64	18/16	2,7	24	32	1,45	20	110	0,18
6	93	20/14	2,8	26	34	1,6	10	100	0,14
7	18	26/20	3	30	36	1,3	20	120	0,2
8	200	28/22	2,7	28	40	1,5	30	100	0,18
9	46	25/20	2,8	22	30	1,45	20	110	0,16
10	50	24/18	2,7	19	28	1,55	5	95	0,14
11	370	22/16	2,9	21	27	1,6	15	105	0,2
12	45	16/12	3	32	32	1,7	10	90	0,13
13	50	18/14	2,8	28	28	1,55	15	55	0,15
14	48	20/16	2,6	22	24	1,45	17	83	0,12
15	37	28/22	2,75	26	32	1,5	20	100	0,16
16	180	26/20	3	28	34	1,7	15	105	0,2
17	68	20/16	2,6	24	30	1,75	10	110	0,22
18	47	18/14	2,4	20	32	1,6	10	100	0,18
19	100	22/18	2,6	23	29	1,4	20	100	0,14
20	40	16/12	2,7	22	24	1,3	15	95	0,12
21	60	18/14	2,5	20	28	1,55	10	90	0,14
22	210	24/18	2,7	22	32	1,7	5	85	0,12
23	39	20/16	2,5	24	33	1,45	10	100	0,14
24	104	25/18	2,65	27	42	1,65	5	95	0,18
25	40	18/14	2,7	24	32	1,35	10	110	0,22
26	20	18/12	2,5	20	30	1,6	15	105	0,24
27	46	16/12	2,65	21	28	1,5	5	105	0,3
28	37	28/22	2,75	26	32	1,7	20	110	0,16

**Задача 7.3.2.** Повітропідігрівник виконаний із сталевих труб діаметрами  $d_3/d_B$ , які розташовані в шаховому порядку з кроками  $S_1 = S_2 = 1,8d_3$ . Димові гази з витратою  $G_r$  і температурою  $t_{1r}$  рухаються в трубах зі швидкістю  $W_r$ . Повітря з витратою  $G_n$  і швидкістю  $W_n$  поперечно обтікає труби і підігривається від температури  $t_{1n}$  до температури  $t_{2n}$ . Визначити коефіцієнт теплопередачі, якщо кількість рядів труб складає  $Z$ . Дані для розрахунків наведені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 – Дані до задачі 7.3.2

№ вар.	$d_3/d_b$ , мм	$G_r$ , кг/с	$W_r$ , м/с	$t_{1r}$ , °C	$G_n$ , кг/с	$W_n$ , м/с	$t_{1n}$ , °C	$t_{2n}$ , °C	Z
1	36/32	20	12	400	22	8	20	240	12
2	38/36	18	13	370	21	7,5	25	220	10
3	40/36	32	11	390	34	8,2	25	250	14
4	42/38	26	12,5	410	29	7,6	22	245	13
5	42/39	16	11,5	380	18,4	7,8	25	240	12
6	38/34	24	12,8	400	26,6	8,3	20	260	15
7	44/42	36	13,2	390	39	8	25	245	13
8	32/26	33	14	375	35,2	7,8	20	250	12
9	33/30	15,8	13	385	18	7,6	22	245	14
10	32/28	24,6	12,6	380	27	7,85	25	235	12
11	46/40	28,5	12,2	395	31	7,7	23	245	11
12	48/45	16,8	12	405	18,2	7,5	25	255	12
13	52/48	28	11,7	410	31,6	7,3	20	225	14
14	50/46	32	12,3	400	34	7,8	27	245	15
15	42/37	25,5	11,8	390	27,8	8	30	260	16
16	34/28	18	13	395	22,2	7,7	24	242	14
17	36/33	19,4	12,6	400	22,4	8	23	255	15
18	45/40	25	11,8	385	27,2	8,4	25	245	13
19	42/38	17,6	11,6	400	20,8	8,1	21	236	14
20	38/33	19,5	11,4	408	22	7,9	20	240	12
21	40/36	26	12	400	30	7,7	25	235	11
22	44/40	28	11,8	395	30,6	7,4	23	245	13
23	42/36	24,2	12	400	28	8,1	25	230	12
24	50/46	32	11,5	395	34	7,9	22	245	13
25	46/42	19,6	11,8	387	21,5	7,8	20	250	14
26	48/45	34	11,4	405	36,2	8,1	25	255	15
27	45/40	27	11,6	395	28,7	7,75	22	250	13

**Задача 7.3.3.** В трубі діаметрами  $d_3/d_b$  тече гаряча вода зі швидкістю  $W$  і температурою  $t_b$ . Температура внутрішньої стінки труби з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_{тр}$  становить  $t_{ст}$ . Визначити необхідну товщину шару ізоляції з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_{із}$  за умови, що температура зовнішньої поверхні ізоляції  $t_{із}$ , температура довкілля  $t_d$ , а лінійні теплові втрати не перевищують значення  $q_l$ . Дані для розв'язування задачі за виданим варіантом взяти в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 – Дані для розв'язування задачі 7.3.3

Варіант	$t_b$ , °C	$d_3/d_b$ , мм	$W$ , м/с	$\lambda_{тр}$ , Вт/(м·К)	$t_{ст}$ , °C	Варіант	$\lambda_{із}$ , Вт/(м·К)	$t_{із}$ , °C	$t_d$ , °C	$q_l$ , Вт/м
1	150	279/270	1,2	45	146	а	0,11	50	0	60
2	135	300/290	1	48	130	б	0,08	45	-5	80
3	125	150/144	1,3	50	122	в	0,12	60	-10	90
4	120	175/170	0,9	68	115	г	0,09	40	5	70
5	110	250/242	1,1	40	105	д	0,14	47	10	80
6	100	125/120	0,85	20	95	е	0,095	50	15	90
7	90	135/128	0,95	46	84	ж	0,13	55	-20	110
8	130	110/100	1,2	52	127	и	0,085	50	20	65

## 8 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНІ ПОВЕРХНІ

### 8.1 Загальні відомості

Оребрення поверхонь (*surface with rib*) теплообміну застосовується як для зменшення габаритів теплообмінних апаратів, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Виготовляються оребрені поверхні різними способами. В одних випадках вони є суцільною відливкою з чавуну, в інших – ребра виготовляються окремо, а потім кріпляться до відповідної гладкої поверхні. В останньому випадку ребра можна виготовляти із більш легкого і теплопровідного матеріалу. Щільний контакт між стінкою і ребрами здійсню-

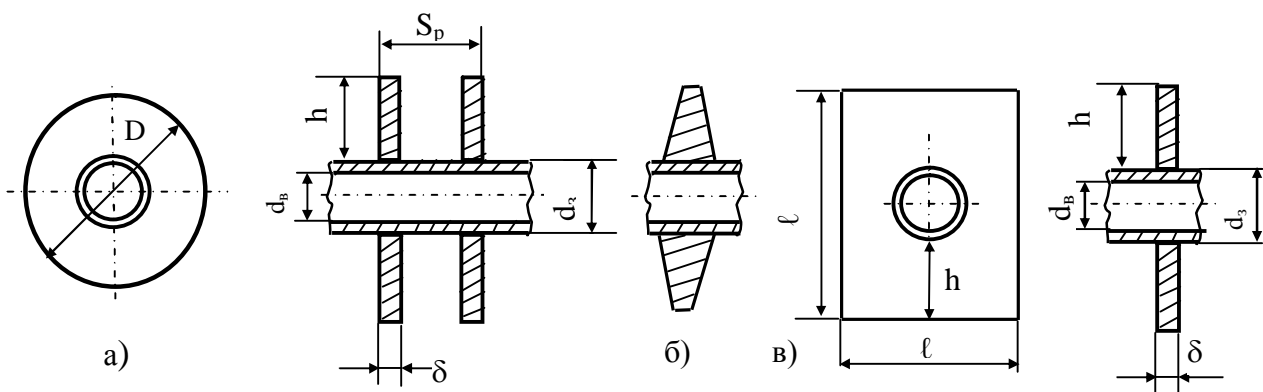


Рисунок 8.1 – Труби з оребренням: а) – круглі ребра (*round rib*); б) – трикутні ребра (*triangular rib*); в) – квадратні ребра (*quadratic rib*)

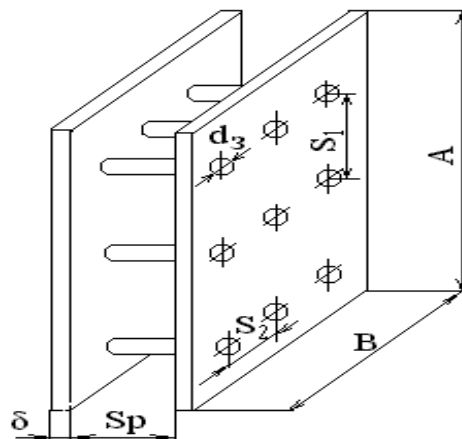


Рисунок 8.2 – Пластинчасте оребрення коридорного пучка труб

ється шляхом насадження ребер у гарячому стані з наступним припаюванням. Площина ребра, як правило, має бути спрямована за рухом теплоносія, а в разі вільної конвекції – вертикально. Ребра можуть мати плоский або трапецієподібний профіль і бути круглої, квадратної, прямокутної або трикутної форми (рис. 8.1). Для пучків труб застосовують також суцільне пластинчасте оребрення (рис. 8.2).

## Характеристики поверхонь з круглими ребрами на один погонний метр труби

Для круглих ребер використовують умовну висоту ребра

$$h' = h \cdot [(1 + 0,35 \cdot \ln(D/d_3))]. \quad (8.1)$$

Внутрішня поверхня труб

$$F_{вн} = \pi \cdot d_b \cdot 1 = \pi \cdot d_b. \quad (8.2)$$

Зовнішня поверхня без ребер

$$F_3 = \pi \cdot d_3. \quad (8.3)$$

Поверхня ребер

$$F_p = \pi[0,5 \cdot (D^2 - d_3^2) + D \cdot \delta] / S_p. \quad (8.4)$$

Поверхня міжреберних ділянок

$$F_{мп} = \pi \cdot d_3 (S_p - \delta) / S_p. \quad (8.5)$$

Повна площа оребреної поверхні

$$F_{ор} = F_p + F_{мп}. \quad (8.6)$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = F_{ор} / F_{вн}. \quad (8.7)$$

Ступінь зовнішнього оребрення

$$\varphi = F_{ор} / F_3. \quad (8.8)$$

Ступінь зовнішнього оребрення, що віднесений до поверхні міжреберних ділянок

$$\varphi' = F_{ор} / F_{мп}. \quad (8.9)$$

Визначальний розмір в критеріях подібності

$$I_o = d_3 / \varphi' \cdot (1 - 1/\varphi') [0,785(D^2 - d_3^2)^{0,5}]. \quad (8.10)$$

Показник степеня критерію Рейнольдса

$$n = 0,6 \cdot (\varphi)^{0,07}. \quad (8.11)$$

Параметр

$$m = (2\alpha_0 / (\lambda \cdot \delta))^{0,5}. \quad (8.12)$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \text{th}(mh') / (mh'). \quad (8.13)$$

Для визначення гіперболічного тангенсу можна скористатись залежністю, що показана на рис. 8.3.

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh'. \quad (8.14)$$

Коефіцієнт тепловіддачі оребреного пучка труб, приведений до повної (зовнішньої) поверхні труби

$$\alpha_{пр} = \alpha_0 / F_{ор} (F_p \cdot E \cdot \psi + F_{мп}). \quad (8.15)$$



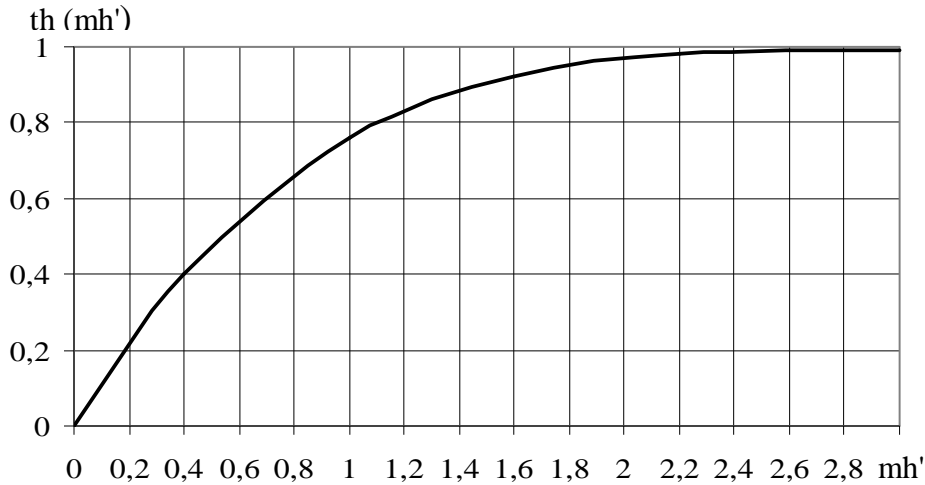


Рисунок 8.3 – Значення th (mh')

В формулах (8.12) і (8.15)  $\alpha_0$  – коефіцієнт тепловіддачі неоребреної (гладкої) поверхні.

Для прямокутних ребер площа їх поверхні складає

$$F = 2 \cdot [A \cdot B - 0,785 \cdot d_3^2 + 2(A + B) \cdot \delta] / S_p, \quad (8.16)$$

а умовна висота ребра дорівнює

$$h' = 0,5 \cdot d_3 (\rho - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg \rho), \quad (8.17)$$

де  $\rho = (B/A)(A/B - 2)^{0,5}$ ;

A і B – більша і менша сторони прямокутника, відповідно.

Для суцільного пластинчастого оребрення пучків труб (рис. 8.2) умовною висотою ребра є величини

$$h' = d_3 (\rho_o - 1) (1 + 0,35 \cdot \ln \rho_o) / 2, \quad (8.18)$$

де  $\rho_o = 1,15 \cdot S_1 / d_3$ .

Коефіцієнт оребрення (*coefficient of ribbing*)

$$\beta = [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 (S_p - \delta)] / (\pi \cdot d_3 \cdot S_p). \quad (8.19)$$

Еквівалентний діаметр для течії теплоносія

$$d_e = 2(S_1 - d_3)(S_p - \delta) / [(S_1 - d_3) + (S_p - \delta)]. \quad (8.20)$$

Ступінь оребрення (*degree ribbing*)

$$\varphi' = [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 (S_p - \delta)] / [\pi \cdot d_3 (S_p - \delta)]. \quad (8.21)$$

Площа внутрішньої поверхні

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_3 (S_p + \delta) \cdot n \cdot z, \quad (8.22)$$

де n і z – кількість труб і пластин, відповідно.

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$E_{\text{оп}} = 0,75 \cdot E + (1 - 0,75 \cdot E) / \varphi'. \quad (8.23)$$

Площа оребреної поверхні

$$F_{\text{оп}} = F_{\text{вн}} \cdot \beta. \quad (8.24)$$

Для поверхонь із суцільнопластинчастим оребренням критеріальне рівняння теплообміну можна записати у вигляді [14]

$$\text{Nu}_{de} = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot \text{Re}^{0,62} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (8.25)$$

де  $\sigma_p = S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p / (d_e \cdot d_{zn}^2)$  – характерний параметр оребрення.

Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в разі обтікання пучків оребрених труб застосовують узагальнене критеріальне рівняння [15]

$$\text{Nu}_d = 0,2 \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \varphi^{-0,7} \cdot C_s \cdot C_z. \quad (8.26)$$

Тут показник степеня  $n$  визначається за (8.11), а поправкові коефіцієнти  $C_s$  і  $C_z$  із таблиць 4.1 і 4.5.

Визначальним лінійним розміром в критеріях (8.26) є величина

$$l^* = F_{mp} \frac{d_3}{F} + \frac{F_p}{F} \sqrt{0,785(D^2 - d_3^2)}, \quad (8.27)$$

де значення  $F_p$ ,  $F_{mp}$ ,  $F$  визначаються за формулами (8.3) – (8.5).

### Контрольні запитання

1. Поясніть, які методи інтенсифікації теплопередачі Ви знаєте.
2. У чому полягає загальне правило інтенсифікації теплопередачі?
3. З якою метою застосовують оребрення поверхонь теплообміну і для яких теплоносіїв?
4. Поясніть, що розуміють під коефіцієнтом оребрення поверхонь і як ця величина впливає на інтенсивність теплопередачі.
5. Запишіть вираз коефіцієнта теплопередачі через оребрену стінку.
6. Як впливає збільшення кроку між ребрами на приведений коефіцієнт тепловіддачі?
7. Як впливає збільшення коефіцієнта оребрення на інтенсивність теплопередачі?

## 8.2 Приклади розв'язання задач

### Задача 8.2.1.

Опалювальний прилад (*heating appliance*) являє собою зміювик (*coil*) із горизонтальних труб діаметрами 44/40 мм, на які насаджені круглі сталеві ребра висотою 20 мм і товщиною 0,5 мм. Крок між трубами становить 180 мм, а крок між ребрами – 10 мм. В сталевих трубах тече вода зі швидкістю 0,5 м/с, яка охолоджується від 60 до 40 °С. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні за умови, що температура повітря в приміщенні 20 °С.

### Розв'язування

Середня температура грійної води, °С

$$\bar{t}_B = 0,5(t'_B + t''_B) = 0,5(60 + 40) = 50.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури води із додатка В:  $\rho_B = 987,7 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_{PB} = 4,176 \text{ кДж/(кг·К)}$ ;  $\lambda_B = 0,6465 \text{ Вт/(м·К)}$ ;  $\nu_B = 0,5685 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr_B = 3,645$ .

Різниця температур між водою та повітрям,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$- \text{більша } \Delta t_{\sigma} = t''_B - t'_{PB} = 60 - 20 = 40;$$

$$- \text{менша } \Delta t_M = t'_B - t''_{PB} = 40 - 20 = 20.$$

Середньологарифмічний температурний напір,  $^{\circ}\text{C}$

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\sigma} / \Delta t_M)} = \frac{40 - 20}{\ln(40/20)} = 29.$$

Орієнтовно середню температуру стінки труби вибираємо рівною  $30^{\circ}\text{C}$

$$t_{CT} = 0,5(\Delta t_M + \Delta t_{\sigma}) = 0,5(40 + 20) = 30.$$

Критерій Прандтля води для температури стінки із додатка В:  $Pr_{CT} = 5,665$ .

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$Re_B = \frac{w_B \cdot d_B}{\nu_B} = \frac{0,5 \cdot 0,04}{0,685 \cdot 10^{-6}} = 3,518 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \bar{Nu}_B &= 0,023 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43} \cdot (Pr_B / Pr_{CT})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot (3,518 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 3,645^{0,43} \cdot (3,645 / 5,665)^{0,25} = 142,2. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_B = \frac{\bar{Nu}_B \cdot \lambda_B}{d_B} = \frac{142,2 \cdot 0,6465}{0,04} = 2298.$$

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря,  $1/\text{К}$

$$\beta = 1/T = 1/293 = 3,41 \cdot 10^{-3}.$$

Теплофізичні властивості повітря (додаток Д):  $\lambda_{\Pi} = 0,02675 \text{ Вт/(м·К)}$ ;

$$\nu_{\Pi} = 15,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{\Pi} = 0,703.$$

Температуру зовнішньої стінки труби орієнтовно беремо  $25^{\circ}\text{C}$ .

Критерій Грасгофа, віднесений до зовнішньої поверхні труб

$$\begin{aligned} Gr &= (g \cdot \beta \cdot (t_{CT} - t_{\Pi}) \cdot d_{3H}^3) / \nu_{\Pi}^2 = \\ &= (9,8 \cdot 3,41 \cdot 10^{-3} \cdot (25 - 20) \cdot 0,044^3) / (15,08 \cdot 10^{-6})^2 = 6,26 \cdot 10^4. \end{aligned}$$

Критерій Нуссельта

$$Nu_d = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr_{\Pi})^{0,25} = 0,5 \cdot (6,26 \cdot 10^4 \cdot 0,703)^{0,25} = 7,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_d = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{\Pi}}{d_B} = \frac{7,8 \cdot 0,02675}{0,044} = 4,7.$$

Умовна висота ребра, м

$$h' = h \cdot [(1 + 0,35 \cdot \ln(D/d_3))] = 0,02 \cdot [1 + 0,35 \ln(84/44)] \cdot 10^{-3} = 0,0245.$$

Коефіцієнт  $m$ ,  $1/\text{м}$

$$m = (2\alpha_d / (\lambda_p \cdot \delta_p))^{0,5} = (2 \cdot 4,56 / (0,0005 \cdot 45))^{0,5} = 20,13.$$

Добуток

$$mh' = 20,13 \cdot 0,0245 = 0,493.$$

Коефіцієнт ефективності погонного метра труби

$$E = th(mh') / (mh') = 0,458 / 0,493 = 0,93.$$

*Характеристики одного погонного метра оребрених труб.*

Площа внутрішньої поверхні, м<sup>2</sup>/м

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{в}} \cdot l = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 1 = 0,1256.$$

Площа зовнішньої поверхні, м<sup>2</sup>/м

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_3 \cdot l = 3,14 \cdot 0,044 \cdot 1 = 0,13816.$$

Площа ребер, м<sup>2</sup>/м

$$F_p = \pi[0,5 \cdot (D^2 - d_3^2) + D \cdot \delta] / S_p = \\ = 3,14[0,5 \cdot (0,084^2 - 0,044^2) + 0,084 \cdot 0,0005] / 0,01 = 0,817.$$

Площа поверхні міжреберних ділянок, м<sup>2</sup>/м

$$F_{\text{мп}} = \pi \cdot d_3 (S_p - \delta) / S_p = 3,14 \cdot 0,044 \cdot (0,01 - 0,0005) / 0,01 = 0,131.$$

Площа оребреної поверхні, м<sup>2</sup>/м

$$F_{\text{ор}} = F_p + F_{\text{мп}} = 0,817 + 0,131 = 0,948.$$

Коефіцієнт оребрення

$$\beta = F_{\text{ор}} / F_{\text{вн}} = 0,948 / 0,13816 = 6,86.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до зовнішньої поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_0 / F_{\text{ор}} (F_p \cdot E \cdot \psi + F_{\text{мп}})$$

$$\alpha_{\text{пр.зн}} = \alpha_d (F_p \cdot E + F_{\text{мп}}) / F_{\text{зн}} = \\ = 4,56 \cdot (0,817 \cdot 0,9 + 0,131) / 0,13816 = 27.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{F_{\text{зн}}}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр.зн}}} \right)^{-1} = \\ \left( \frac{1}{2298} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{45} \cdot \frac{0,13816}{0,1256} + \frac{1}{27} \right)^{-1} = 26,7.$$

**Задача 8.2.2.** Повітропідігрівник (ПП) виготовлений із мідних труб діаметрами 12/11 мм і являє собою пучок з коридорним розташуванням труб, на який насаджені суцільні пластинчасті ребра із алюмінію товщиною 0,3 мм. Крок між ребрами  $S_p = 2,5$  мм, кроки між трубами  $S_1 = S_2 = 30$  мм (рис. 8.2). Потужність ПП становить 20 кВт. В трубах тече гаряча вода, яка охолоджується від 80 до 60 °С. Повітря з початковою температурою 20 °С і швидкістю 6 м/с поперечно обтікає пучки труб. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, якщо швидкість води в трубах дорівнює 0,65 м/с, а повітря підігрівається до 40 °С.

## Розв'язування

Середня температура води, °С

$$\bar{t}_B = 0,5(t'_B + t''_B) = 0,5(80 + 60) = 70.$$

Теплофізичні властивості води для середньої температури (додаток В):  $C_{pB} = 4,1865$  кДж/(кг·К);  $\lambda_B = 0,666$  Вт/(м·К);  $\nu_B = 0,421 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_B = 2,1$ .

Різниця температур між водою і повітрям, °С:

$$- \text{більша } \Delta t_\delta = t''_B - t'_{пв} = 80 - 20 = 60;$$

$$- \text{менша } \Delta t_M = t'_B - t''_{пв} = 60 - 40 = 20.$$

Середньологарифмічний температурний напір, °С

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_\delta / \Delta t_M)} = \frac{60 - 20}{\ln(60/20)} = 36,4.$$

Орієнтовна середня температура стінки труб, °С

$$\bar{t}_{ст} = 0,5(\Delta t_M + \Delta t_\delta) = 0,5(60 + 20) = 40.$$

Критерій Прандтля води для 40°С (додаток В):  $Pr_{ст} = 4,31$ .

Критерій Рейнольдса для потоку води

$$Re_B = \frac{w_B \cdot d_B}{\nu_B} = \frac{0,65 \cdot 0,011}{0,421 \cdot 10^{-6}} = 1,696 \cdot 10^4.$$

Критерій Нуссельта для води

$$\begin{aligned} \bar{Nu}_B &= 0,023 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43} \cdot (Pr_B / Pr_{ст})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot (1,696 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,41^{0,43} \cdot (2,41 / 4,31)^{0,25} = 64,1. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_B = \frac{\bar{Nu}_B \cdot \lambda_B}{d_B} = \frac{64,1 \cdot 0,666}{0,011} = 3882.$$

Середня температура повітря, °С

$$\bar{t}_п = 0,5(t'_п + t''_п) = 0,5(20 + 40) = 30.$$

Теплофізичні параметри повітря для середньої температури (додаток Д):  $\rho_п = 1,165$  кг/м<sup>3</sup>;  $C_{pп} = 1,005$  кДж/(кг·К);  $\nu_п = 16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_п = 0,02757$  Вт/(м·К);  $Pr_B = 0,701$ .

Коефіцієнт оребрення за (8.19)

$$\begin{aligned} \beta &= [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 (S_p - \delta)] / (\pi \cdot d_3 \cdot S_p) = \\ &= [2 \cdot (30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)] / (3,14 \cdot 12 \cdot 2,5) = 20,3. \end{aligned}$$

Еквівалентний діаметр за (8.20), мм

$$\begin{aligned} d_e &= 2(S_1 - d_3)(S_p - \delta) / [(S_1 - d_3) + (S_p - \delta)] = \\ &= 2(30 - 12) \cdot (2,5 - 0,3) / [(30 - 12) + (2,5 - 0,3)] = 4. \end{aligned}$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$Re_п = \frac{w_п \cdot d_e}{\nu_п} = \frac{6 \cdot 0,004}{16 \cdot 10^{-6}} = 1,5 \cdot 10^3.$$

Параметр оребрення

$$\sigma_p = S_1 \cdot S_p \cdot \beta \cdot \delta_p / (d_e \cdot d_{3n}^2) = 30 \cdot 2,5 \cdot 20,3 \cdot 0,3 / (12^2 \cdot 4) = 0,793.$$

Критерій Нуссельта за (8.25)

$$\overline{Nu}_n = 0,11 \cdot \sigma_p^{0,4} \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,33} = 0,11 \cdot 0,793^{0,4} \cdot 1500^{0,62} \cdot 0,701^{0,33} = 8,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_n = \frac{\overline{Nu}_n \cdot \lambda_n}{d_e} = \frac{8,3 \cdot 0,02757}{0,004} = 57.$$

Характеристика для суцільних ребер

$$\rho_o = 1,15 \cdot S_1 / d_3 = 1,15 \cdot 30 / 12 = 2,875.$$

Умовна висота ребра за (8.18), мм

$$h' = d_3 (\rho_o - 1) (1 + 0,35 \cdot \ln \rho_o) / 2 = 12 (2,875 - 1) (1 + 0,35 \ln 2,875) / 2 = 15,4.$$

Параметр m

$$m = [2\alpha_n / (\lambda \cdot \delta)]^{0,5} = [2 \cdot 64,365 / (204 \cdot 0,0003)]^{0,5} = 45,86.$$

Добуток m·h'

$$mh' = 45,86 \cdot 0,0154 = 0,706.$$

Значення th(m·h') із рис. 8.3: th(m·h') = 0,62.

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = th(mh') / (mh') = 0,62 / 0,706 = 0,877.$$

Ступінь оребрення за (8.21)

$$\begin{aligned} \varphi' &= [2(S_1 \cdot S_2 - 0,785 \cdot d_3^2) + \pi \cdot d_3 (S_p - \delta)] / [\pi \cdot d_3 (S_p - \delta)] = \\ &= [2(30 \cdot 30 - 0,785 \cdot 12^2) + 3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)] / [3,14 \cdot 12 \cdot (2,5 - 0,3)] = 19,97. \end{aligned}$$

Коефіцієнт ефективності оребреної поверхні

$$E_{op} = 0,75 \cdot E + (1 - 0,75 \cdot E) / \varphi' = 0,75 \cdot 0,877 + (1 - 0,75 \cdot 0,877) / 19,97 = 0,675.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_{пр} = \alpha_n \cdot E_{op} \cdot \beta = 57 \cdot 0,675 \cdot 20,3 = 781.$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{пр.з}} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{3882} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{204} + \frac{1}{785} \right)^{-1} = 653.$$

### 8.3 Задачі для самостійної роботи

**Задача 8.3.1.** Повітропідігрівник виготовлений із сталевих труб діаметрами  $d_3/d_B$ , на які насаджені круглі сталеві ребра діаметром  $D$  і товщиною  $\delta$ . Труби розташовані в шаховому порядку з кроками  $S_1$  і  $S_2$ . В трубах рухаються гарячі гази зі швидкістю  $W_r$ , які охолоджуються від температури  $t'_r$  до температури  $t''_r$ . Повітря омиває пучки труб в поперечному напрямку зі швидкістю  $W_n$  і підігрівається від температури  $t'_n$  до температури  $t''_n$ . Витрати газів і повітря складають  $G_r$  і  $G_n$ , відповідно. Визначити коефіцієнт теплопередачі, якщо крок між ребрами на трубах дорівнює  $S_p$ . Необхідні дані для розрахунків наведені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3 – Варіанти для розв'язання задачі 8.3.1

№ вар	$G_r$ , м <sup>3</sup> /ГОД	$G_p$ , м <sup>3</sup> /ГОД	$W_r$ , м/с	$W_p$ , м/с	$t_r'$ , °C	$t_r''$ , °C	$t_p'$ , °C	$t_p''$ , °C	$d_3/d_B$ , мм	$D$ , мм	$S_1$ , мм	$S_2$ , мм	$S_p$ , мм	$\delta_p$ , мм
1		36000	12,5	10	400	150	20	130	33/30	60	2,1D	2,2D	10	1
2	54000	46000	14	12		130	15	120	36/33	65	2,2D	2,3D	8	1,2
3	36000		13	11	420	140	10	90	38/35	70	2,2D	2,2D	12	1
4	32000	28000	13,2	12,2	380	160	15		40/36	72	2,2D	2,1D	10	1,5
5	28000	24000	12,4	10		170	20	120	42/38	74	2,2D	2,2D	8	1
6	44000		13	9	360	140		95	35/32	64	2,2D	2,1D	7	1
7		32000	12,8	11,5	380	150	25	125	38/36	58	2,15D	2,2D	10	1,3
8	50000		12,4	9,6	440	170	18	138	40/38	52	2,1D	2,15D	6	0,8
9	42000	38000	12,7	9,8	500		20	110	42/38	56	2,2D	2,1D	9	0,7
10		28000	11,8	8,6	450	160	22	128	36/32	65	2,2D	2,2D	8	0,6
11	34000	26000	12,8	10,8	430		15	105	35/32	62	2,2D	2,1D	10	0,5
12		44000	12,3	9,5	420	170	10	110	38/36	70	2,2D	2,2D	8	0,8
13	30000	22000	11,8	9,2	390		5	95	40/38	66	2,15D	2,15D	7	1,2
14		33000	12	8,7	405	160	10	120	36/32	58	2,2D	2,1D	9	1
15	52000	43000	12,5	10,5	400	150	15		40/37	54	2D	2D	10	1
16		20000	11,6	11	380	140	20	100	33/30	58	2,2D	2,1D	8	1,2
17	27000	21000	12	9,6		160	20	120	42/38	60	2,3D	2D	6	0,9
18	38000	24000	12,6	10	390		10	90	28/25	50	2,2D	2,1D	9	0,8
19		34000	13	8,8	410	140	10	100	26/23	45	2,3D	2,1D	10	1
20	34000		13	10,5	430	130	20	120	36/33	52	2,2D	2,1D	8	1,2
21		26000	11,8	11	445	145	20	140	38/34	48	2,1D	2,1D	6	1
22	40000		12,5	10	390	150	20	120	40/38	54	2,2D	2,2D	8	0,7
23	39000	29000	13,2	10,4	420	150	15	115	38/35	60	2,1D	2D	10	0,5
24		38000	12,6	11,2	450	160	15	125	36/33	65	2,2D	2,1D	12	0,8
25	60000	52000	13,2	11,4	460	140	20	140	33/30	68	2,1D	2D	11	0,7

## 9 ТЕПЛОМАСООБМІННІ ТА ТЕРМОВОЛОГІСНІ ПРОЦЕСИ

### 9.1 Загальні відомості

Такі процеси виникають під час контакту рідинних і газових середовищ. При цьому разом із теплотою переноситься і маса. Так званий "сухий" теплообмін обчислюється за відомою формулою

$$q_c = \alpha \cdot (t_{\text{пов}} - t_n), \quad (9.1)$$

де  $t_{\text{пов}}$  – температура на межі поділу фаз;

$t_n$  – температура подалі від поверхні, яка вважається рівною температурі насичення для певного парціального тиску;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, який визначається за певними критеріальними рівняннями.

Процеси масообміну (*mass exchange*) здійснюються за рахунок різниці парціальних тисків. В процесах дифузії (*diffusion*) різницю парціальних тисків можна замінити різницею концентрацій (різницею вологовмістів для термовологісних процесів). Питомий тепловий потік за рахунок масообміну визначається з рівняння

$$q_{\text{мо}} = \sigma \cdot (d_{\text{мф}} - d'') \cdot r, \quad (9.2)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт випаровування,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;

$d_{\text{мф}}$  – безрозмірна масова концентрація (*concentration*) вологи на межі поділу фаз,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$d''$  – безрозмірна масова концентрація вологи в потоці газу;

$r$  – теплота пароутворення (*heat generation of steam*), яка для води обчислюється за формулою

$$r = 2500 - 2,333 \cdot t. \quad (9.3)$$

Коефіцієнт дифузії для повітря визначається за співвідношенням,  $\text{м}^2/\text{с}$

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left( \frac{98}{P} \right) \cdot \left( \frac{T}{273} \right)^{1,81}, \quad (9.4)$$

де  $P$  – тиск в  $\text{кПа}$ ,

$T$  – абсолютна температура,  $\text{К}$ .

За аналогією процесів тепло- і масообміну за умови  $Pr = Pr_D$  співвідношення між  $\alpha$  і  $\sigma$  дорівнює

$$\frac{\alpha}{\sigma} = \frac{a \cdot C_p}{D} = \frac{C_p}{Le} = \frac{C_p}{Pr/Pr_D}, \quad (9.5)$$

де  $C_p$  – масова ізобарна теплоємність (*heat capacity*) газової фази;

$a$  – коефіцієнт температуропровідності (*temperature conductivity*) газової фази;

$Le = D/a$  – критерій Льюїса;

$Pr_D = \nu/D$  – дифузійний критерій Прандтля.



Питомий потік маси дорівнює, кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$j = \beta \cdot \rho_r \cdot (d_{\text{мф}} - d''), \quad (9.6)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт масообміну;  
 $\rho_r$  – густина газової фази.

На підставі гідродинамічної аналогії процесів тепло- та масообміну можна отримати такі співвідношення

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho_r \cdot C_p}; \quad \beta = \frac{\sigma}{\rho_r \cdot Le}. \quad (9.7)$$

Базуючись на критеріальних рівняннях теплообміну та масообміну  $Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m$ ;  $Nu_D = C \cdot Re^n \cdot Pr_D^m$  за умови  $Re = \text{const}$  можна отримати

$$\frac{Nu}{Nu_D} = Le^m, \text{ звідки виходить}$$

$$\alpha = \frac{\rho_r \cdot \beta \cdot C_p}{Le^{2-n}}. \quad (9.8)$$

На практиці поширені процеси з вологим повітрям (термовологісні процеси). Питомий потік вологи, який випаровується в повітря, визначається за формулою (9.6). Якщо вся теплота, яка витрачається на випаровування вологи, підводиться за рахунок конвективного теплообміну, то питомі потоки маси та теплоти визначаються за формулами

$$j = \beta \cdot \rho_r \cdot (d_H - d); \quad (9.9)$$

$$q = \alpha \cdot (t - t_M) = j \cdot r,$$

де  $d_H$  – вологовміст насиченого повітря;  
 $t_H$  – температура мокрого термометра.

Для усталених процесів потоки теплоти та вологи дорівнюють

$$q = \sigma(h_{\text{пв}} - h'') = \sigma \cdot \Delta h; \quad (9.10)$$

$$W = \sigma(d_{\text{пв}} - d'') = \sigma \cdot \Delta d,$$

де  $h_{\text{пв}}$  і  $d_{\text{пв}}$  – ентальпія (*enthalpy*) і вологовміст (*moisture content*) повітря, відповідно;

$h_B$  і  $d_B$  – ентальпія і вологовміст насиченого повітря біля поверхні води.

Із рівнянь (9.10) виходить

$$\frac{q}{W} = \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d}, \quad (9.11)$$

де  $\varepsilon$  – тепловологісне відношення (*heat moister ratio*) – кутовий коефіцієнт процесу на  $h - d$  діаграмі вологого повітря [11].

Кінцеві значення параметрів повітря в термовологісних процесах визначаються з рівнянь теплового і вологісного балансів

$$h_2 = h_1 \pm \frac{Q}{G_{\text{пв}}}; \quad d_2 = d_1 \pm \frac{W}{G_{\text{пв}}}, \quad (9.12)$$

де  $G_{\text{пв}}$  – масова витрата повітря.

Процеси осушення повітря можна обчислювати за рівнянням "сухого" теплообміну за допомогою коефіцієнта вологовипадання

$$\xi = \frac{Q}{Q_{cx}} = \frac{h_2 - h_1}{G_{пв} \cdot (t_1 - t_2)} \quad (9.13)$$

або

$$\xi = \frac{\bar{h} - h_w}{C_p \cdot (t - t_w)} \quad (9.13, a)$$

В (9.13) індексом "w" позначені значення величин біля поверхні.

Загальний тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot \xi \cdot F \cdot \Delta t, \quad (9.14)$$

де F – площа контакту фаз.

Потік сконденсованої вологи

$$W_0 = \frac{(\xi - 1)\alpha F \Delta t}{r}. \quad (9.15)$$

Зв'язок між коефіцієнтами  $\xi$  і  $\varepsilon$

$$\xi = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - r}; \quad \varepsilon = \frac{r \cdot \xi}{\xi - 1}. \quad (9.16)$$

Коефіцієнт вологовипадання в процесах осушування повітря

$$\xi_{oc} = \frac{Q_0}{Q_0 - 2500 \cdot W_0}, \quad (9.17)$$

де  $Q_0$  і  $W_0$  – холодовидатність (*cold productivity*) і осушувальна здатність (*drainage*) апарата.

У зрошувальних камерах (*irrigation chamber*) відбувається масовіддача з поверхонь крапель до повітря. Для адіабатного випаровування в межах  $Re \leq 200$  коефіцієнт масовіддачі можна визначати з критеріального рівняння

$$Nu_D = \frac{\beta \cdot I^*}{D} = 2 + 0,85 \cdot Re^{0,52} \cdot Pr_D^{0,33} \cdot Gu^{0,135}, \quad (9.18)$$

де  $Gu = (T_c - T_m)/T_c$  – критерій Гухмана;

$I^*$  – середній діаметр крапель;

$T_c$  і  $T_m$  – абсолютні температури сухого і "мокрого" термометра.

Наведемо ще деякі формули для розрахунків термовологісних процесів

Середньологарифмічний ентальпійний напір

$$\bar{\Delta h} = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h_w - h_1}{h_w - h_2}}. \quad (9.19)$$

Температурний та ентальпійний коефіцієнти ефективності в зрошувальних апаратах

$$E_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w}; \quad (9.20)$$

$$E_h = \frac{h_2 - h_1}{h_w - h_1}.$$

У формулах (9.19) і (9.20) індексом "w" позначені величини на кривій насичення повітря ( $\varphi = 100\%$ ).

### Контрольні запитання

1. Запишіть рівняння масовіддачі. Що є рушійною силою масовіддачі?
2. Поясніть практичне значення аналогії між процесами масо- і теплообміну.
3. За рахунок яких чинників зростає інтенсивність процесу масовіддачі?
4. Як змінюється теплота пароутворення та коефіцієнт дифузії в разі збільшення температури?
5. Як буде змінюватись масовий потік зі збільшенням густини?
6. Поясніть, як буде змінюватись кутовий коефіцієнт термовологісних процесів в разі зменшення різниці вологовмістів?
7. Як буде змінюватись коефіцієнт масообміну в разі збільшення коефіцієнта гідравлічного опору?
8. Поясніть, як впливає збільшення критерія Льюїса на коефіцієнт випаровування?
9. Як зміниться коефіцієнт масообміну в разі зменшення критерію Льюїса?
10. Як буде змінюватись коефіцієнт теплообміну в разі збільшення коефіцієнта масообміну за умови  $Re = const$ ?
11. В чому полягає суть адіабатного випаровування рідини? Які теплові потоки виникають на поверхні рідини при її випаровуванні?

## 9.2 Приклади розв'язання задач

**Задача 9.2.1.** Визначити витрату вологи, яка випаровується в сушарці (*dryer*) зі стрічки матеріалу шириною 1 м і довжиною 2,2 м, якщо швидкість повітря з параметрами  $\varphi_1 = 5\%$ ,  $t_1 = 75^\circ\text{C}$  становить 4 м/с, а температура на поверхні стрічки  $32^\circ\text{C}$ . Тиск в сушарці 100 кПа.

### Розв'язування

На  $h$ - $d$  діаграмі визначаємо  $t_1$ , яка характеризує початковий стан повітря з параметрами  $\varphi_1$ ,  $t_1$  і визначаємо вологовміст повітря в цій точці:  $d_1 = 0,012$  кг/кг.

Із таблиць властивостей сухого повітря (додаток Д) визначаємо його теплофізичні властивості:  $\lambda_c = 0,0293$  Вт/(м·К);  $\nu_c = 19,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $Pr_c = 0,693$ .

Густина сухого повітря, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{ст}} = \frac{P}{R \cdot T_1} = \frac{100}{0,287 \cdot 348} = 1.$$

Густина вологого повітря, кг/м<sup>3</sup> [11]

$$\rho_{\text{вп}} = \frac{\rho_{\text{сп}} \cdot (1 + d_1)}{1 + 1,61 \cdot d_1} = \frac{1 \cdot (1 + 0,012)}{1 + 1,61 \cdot 0,012} = 0,9928.$$

Теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К) [11]

$$C_{\text{рп}} = C_{\text{рсп}} + 1,9d_1 = 1 + 1,9 \cdot 0,012 = 1,023.$$

Критерій Рейнольдса для потоку повітря

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{4 \cdot 2,2}{19,5 \cdot 10^{-6}} = 4,512 \cdot 10^5.$$

Оскільки  $Re > 10^5$ , то режим течії в приграничному шарі турбулентний, а критерій Нуссельта визначається з критеріального рівняння

$$\overline{Nu}_n = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} = 0,037 \cdot (4,512 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,693^{0,33} = 1093.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стрічки матеріалу, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_c}{l} = \frac{1093 \cdot 0,0293}{2,2} = 14,5.$$

Із співвідношення  $\beta = \alpha / (\rho \cdot C_p)$  визначаємо  $\beta \cdot \rho = \alpha / C_p$ .

Із h-d діаграми визначаємо вологовміст повітря в приграничному шарі стрічки для  $t_c = 32$  °С,  $d_2 = 0,0308$  кг/кг.

Питомий потік маси, кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$j = \beta \rho \cdot (d_2 - d_1) = \alpha / C_p \cdot (d_2 - d_1) = 14,5 / 1,023 \cdot (0,0308 - 0,012) \cdot 10^{-3} = 2,726 \cdot 10^{-4}.$$

Площа поверхні тепломасообміну, м<sup>2</sup>

$$F = a \cdot l = 1 \cdot 2,2 = 2,2.$$

Масовий потік вологи зі стрічки матеріалу в повітря, кг/с

$$W = j \cdot F = 2,726 \cdot 10^{-4} \cdot 2,2 = 6 \cdot 10^{-4}.$$

Теплота пароутворення для  $t_c = 32$  °С кДж/кг за (9.3)

$$r = 2500 - 2,333 \cdot t = 2500 - 2,33 \cdot 32 = 2425,44.$$

Питома теплота, яка витрачається на випаровування, кВт

$$q = W \cdot r = 6 \cdot 10^{-4} \cdot 2425,44 = 1,455.$$

**Задача 9.2.2.** На вході в повітроохолодник (ПО) (*air cooler*) параметри повітря складають:  $t_1 = 8$  °С,  $\varphi_1 = 60$  %, а на виході з нього –  $t_2 = 0$  °С,  $\varphi_2 = 85$  %. Поверхня ПО площею 45м<sup>2</sup> виготовлена із сталевих труб діаметром 38/33 мм. Визначити холодовидатність і осушну здатність ПО, якщо швидкість повітря в ньому 5 м/с; розташування труб шахове.

### Розв'язування

Середня температура повітря, °С

$$t_{\text{пов}} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (8 + 0) = 4.$$

Із таблиць (додаток Д) визначаємо теплофізичні властивості повітря для середньої температури:  $\lambda_{\text{пов}} = 0,0246 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $\nu_{\text{пов}} = 13,63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $C_p = 1,05 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

Критерій Рейнольдса для руху повітря

$$Re = \frac{w \cdot d_3}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,038}{13,63 \cdot 10^{-6}} = 13900.$$

В разі поперечного обтікання шахового пучка труб за умови  $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$  критеріальне рівняння теплообміну має вигляд (4.6)

$$\overline{Nu} = 0,26 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,37} = 0,26 \cdot 13900^{0,6} \cdot 0,7^{0,37} = 85,7.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до повітря,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda_{\text{пов}}}{d} = \frac{85,7 \cdot 0,0246}{0,038} = 55,5.$$

На  $h$ - $d$  діаграмі визначаємо точки 1 і 2, які характеризують стан повітря на вході в ПО і на виході з нього та визначаємо ентальпію повітря в цих точках:  $h_1 = 18 \text{ кДж/кг}$ ,  $h_2 = 8 \text{ кДж/кг}$ . Далі через точки 1 і 2 проводимо лінію до перетину її з кривою насичення ( $\phi = 100 \%$ ) і визначаємо ентальпію і температуру повітря біля поверхні ПО:  $h_{\text{пв}} = 3 \text{ кДж/кг}$ ;  $t_{\text{пв}} = -4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня ентальпія повітря,  $\text{кДж/кг}$

$$\overline{h}_{\text{пов}} = 0,5 \cdot (h_1 + h_2) = 0,5 \cdot (18 + 8) = 13.$$

Коефіцієнт вологовипадання за (9.13)

$$\xi = \frac{\overline{h} - h_w}{C_p \cdot (\overline{t} - t_w)} = \frac{13 - 3}{1,05 \cdot (4 - (-4))} = 1,19.$$

Загальний тепловий потік,  $\text{Вт}$

$$Q = \alpha \cdot \xi \cdot F \cdot \Delta t = 55,5 \cdot 1,19 \cdot 45 \cdot (4 - (-4)) = 23776,2.$$

Осушна здатність,  $\text{кг/с}$

$$W_0 = \frac{(\xi - 1) \alpha F \Delta t}{r} = \frac{(1,19 - 1) \cdot 55,5 \cdot 45 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{2500} = 1,55 \cdot 10^{-3}.$$

Холодовидатність повітроохолодника з (9.17),  $\text{Вт}$

$$Q_0 = \frac{2500 \cdot \xi \cdot W_0}{\xi - 1} = \frac{2500 \cdot 1,19 \cdot 1,55 \cdot 10^{-3}}{1,19 - 1} = 24,3.$$

**Задача 9.2.3.** Визначити масовий потік від краплин (*drop*) води до повітря в зрошувальній камері довжиною 2,2 м, якщо витрата розпиленої води з температурою  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  складає 21,6 т/год, середній діаметр крапель 1,5 мм, швидкість повітря 2,4 м/с, параметри повітря на вході  $t_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\phi_1 = 50 \%$ , а температура повітря на виході з камери  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## Розв'язування

Середня температура повітря в камері, °C

$$\bar{t}_{\text{пов}} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (25 + 15) = 20.$$

Із таблиць (додаток Д) визначаємо теплофізичні властивості повітря для середньої температури:  $\rho = 1,205 \text{ кг/м}^3$ ;  $C_p = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;  $\lambda = 0,0259 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;  $a = 21,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $Pr = 0,703$ .

На h-d діаграмі за початковими параметрами повітря визначаємо точку 1 і вологовміст повітря на вході в зрошувальну камеру (ЗК) –  $d_1 = 0,01 \text{ кг/кг}$ .

Далі на діаграмі визначаємо вологовміст повітря біля поверхні крапель води ( $\phi = 100 \%$ ) для  $t = 18 \text{ }^\circ\text{C}$  –  $d_2 = 0,0122 \text{ кг/кг}$ .

Середній вологовміст повітря в КЗ, кг/кг

$$\bar{d}_{\text{пов}} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (0,01 + 0,0122) = 0,0111.$$

Густина вологого повітря для середнього вологовмісту,  $\text{кг/м}^3$  [11]

$$\bar{\rho}_{\text{вп}} = \frac{\rho_{\text{пов}} \cdot (1 + \bar{d})}{1 + 1,61 \cdot \bar{d}} = \frac{1,205 \cdot (1 + 0,011)}{1 + 1,61 \cdot 0,011} = 1,197.$$

Теплоємність вологого повітря,  $\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  [11]

$$C_{\text{рп}} = C_p + 1,9 \cdot \bar{d} = 1 + 1,9 \cdot 0,011 = 1,021.$$

Коефіцієнт дифузії для середньої температури повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left( \frac{98}{P} \right) \cdot \left( \frac{\bar{T}}{273} \right)^{1,81} = 2,31 \cdot 10^{-5} \left( \frac{293}{273} \right)^{1,81} = 2,5 \cdot 10^{-5}.$$

Критерій Льюїса

$$Le = \frac{D}{a} = \frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{21,4 \cdot 10^{-6}} = 1,167.$$

Критерій Гухмана для середньої температури

$$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c} = \frac{293 - 291}{293} = 6,826 \cdot 10^{-3}.$$

Критерій Рейнольдса для повітря

$$Re = \frac{w \cdot d_3}{\nu} = \frac{2,4 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^{-6}} = 225.$$

Для  $Re < 230$  критерій Нуссельта визначається із критеріального рівняння [6]

$$\begin{aligned} \bar{Nu} &= 2 + 1,07 \cdot Re^{0,48} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175} = \\ &= 2 + 1,075 \cdot 225^{0,48} \cdot 0,703^{0,33} \cdot (6,9 \cdot 10^{-3})^{0,175} = 7,8. \end{aligned}$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha_k = \frac{\bar{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{7,8 \cdot 0,0259}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 134,7.$$

Коефіцієнт випаровування,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot Le}{C_p} = \frac{134,7 \cdot 1,167}{1,021} \cdot 10^{-3} = 0,154.$$

Питомий потік вологи в повітря,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$j = \sigma \cdot (d_2 - d_1) = 0,154 \cdot (0,0122 - 0,01) = 3,392 \cdot 10^{-4}.$$

Із таблиць (додаток А) визначаємо густину води для  $t_b = 18^\circ\text{C}$  –  $\rho = 998,85 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Маса однієї краплини,  $\text{кг}$

$$m = \rho_b \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{6} = 998,85 \cdot \frac{3,14 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^3}{6} = 1,766 \cdot 10^{-6}.$$

Площа поверхні однієї краплини,  $\text{м}^2$

$$f = \pi \cdot d^2 = 3,14 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2 = 7,07 \cdot 10^{-6}.$$

Час взаємодії повітря з краплями,  $\text{с}$

$$\tau = \frac{l}{W} = \frac{2,2}{2,4} = 0,916.$$

Кількість крапель в повітрі, шт

$$n = \frac{G_b \cdot \tau}{3,6 \cdot m} = \frac{21,6 \cdot 0,916}{3,6 \cdot 1,766 \cdot 10^{-6}} = 3,11 \cdot 10^6.$$

Сумарна поверхня крапель,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{кр}} = n \cdot f = 3,11 \cdot 10^6 \cdot 7,07 \cdot 10^{-6} = 22.$$

Повний масовий потік вологи,  $\text{кг}/\text{с}$

$$W = j \cdot F_{\text{кр}} = 3,392 \cdot 10^{-4} \cdot 22 = 7,46 \cdot 10^{-3}.$$

Теплота пароутворення для води з  $t_b = 18^\circ\text{C}$ ,  $\text{кДж}/\text{кг}$

$$r = 2500 - 2,333 \cdot t = 2500 - 2,333 \cdot 18 = 2458.$$

Потужність випару,  $\text{кВт}$

$$Q_b = W \cdot r = 7,46 \cdot 10^{-3} \cdot 2458 = 18,34.$$

Потужність конвективного теплового потоку,  $\text{кВт}$

$$Q = \alpha_k \cdot F_{\text{кр}} \cdot (\bar{t} - t_b) \cdot 10^{-3} = 134,7 \cdot 22 \cdot (20 - 18) \cdot 10^{-3} = 5,9.$$

### 9.3 Задачі для самостійної роботи

В процесі самостійної роботи студенти виконують завдання 9.3.1 та 9.3.2 відповідно до варіанта, який визначає викладач. Завдання на самостійну роботу, які зведені в таблиці, наводяться нижче.

**Задача 9.3.1.** Визначити витрату вологи, яка випаровується в сушарці зі стрічки матеріалу шириною  $B$  і довжиною  $l$  за  $\tau$  год, якщо параметри повітря в сушарці  $t$  і  $\phi$ , його швидкість  $W$ , а температура на поверхні стрічки  $t_c$ . Дані для розрахунків наведені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Дані для розрахунків до задачі 9.31

№ вар.	Показники						
	B, м	l, м	$\tau$ , год	t, °C	$\phi$ , %	w, м/с	t <sub>c</sub> , °C
1	0,8	1,5	6	75	20	4	45
2	1	1,6	8	70	20	4,2	40
3	1,2	1,8	5	80	15	3,8	44
4	1,4	1,7	7	85	10	3,6	50
5	1,5	2	4	90	10	4,3	46
6	1,7	2,2	5	95	10	3,7	42
7	1,8	2,3	6	77	12,5	4,6	43
8	1,9	2,4	5	82	14	4	45
9	0,9	2,1	10	85	15	4,4	43
10	0,75	2,2	9	83	16	4,2	40
11	0,85	1,8	10	78	12,5	3,9	39
12	1,1	2,8	8	80	12,5	4,3	40
13	1,3	3,1	11	85	12,5	3,95	41
14	1,45	2,9	10	90	10	4,4	46
15	1,55	3	7	95	10	4,5	42
16	1,6	2,75	6	95	7,5	3,8	43
17	1,65	2,8	5	100	5	4,5	48
18	1,75	2,6	7	90	5	4,2	40
19	1,85	2,3	8	85	5	4	45
20	1,95	2,6	6	85	10	4,6	40
21	2	3,5	5	90	7,5	4,3	43
22	2,1	3,8	5	75	10	3,85	41
23	1,6	2,9	8	70	10	4,3	38
24	1,4	3,1	7	80	7,5	4,2	40
25	1,5	3	8	70	7,5	4,5	35
26	1,1	2,8	9	65	10	4,35	30
27	1,3	1,9	10	60	20	4,5	30
28	0,9	2,8	10	75	12,5	4,6	35
29	0,8	3,2	9	65	12,5	4,55	30
30	1,35	2,75	10	70	5	4,6	33

**Задача 9.3.2.** Визначити масовий потік від краплин води до повітря в зрошувальній камері довжиною  $l$ , м, якщо: витрата води  $G$ , т/год; середній діаметр крапель  $d$ , мм; температура повітря  $t_1$ , °C, а його відносна вологість  $\phi_1$ , %; температура води  $t_b$ , °C; температура мокрого термометра  $t_m$ , °C, швидкість повітря  $w$ , м/с. Дані для розрахунків наведені в табл. 9.2.



Таблиця 9.2 – Дані для розрахунків до задачі 9.3.2

№ вар.	Показники							
	l, м	G, т/ГОД	d, мм	t <sub>1</sub> , °C	φ <sub>1</sub> , %	t <sub>в</sub> , °C	t <sub>м</sub> , °C	w, м/с
1	2	22	1,5	22	60	16	18	2,35
2	2,5	24	1,4	20	60	14	16	2,45
3	2,8	26	1,3	22	50	16	18	2,2
4	3	18	1,2	20	65	15	20	2,4
5	3,5	25	1,45	24	55	14	16	2,5
6	2,2	26	1,35	22	60	15	18	2,4
7	2,3	27	1,6	20	62	14	17	2,53
8	3,1	28	1,5	22	60	16	18	2,44
9	2,85	30	1,55	21	58	15	17	2,35
10	2,4	23	1,47	23	57	27	18	2,25
11	2,6	32	1,6	24	62	20	17	2,5
12	2,7	29	1,4	22	60	18	20	2,6
13	3,1	20	1,25	23	60	17	19	2,4
14	2,9	25	1,35	21	60	16	18	2,36
15	2,45	26	1,4	22	62	18	20	2,42
16	2,8	23	1,35	25	60	17	21	2,28
17	2,75	21	1,45	22	63	17	20	3,2
18	2,65	23,4	1,5	23	62	18	20	2,6
19	2,34	22	1,5	22	60	18	16	2,8
20	2,6	27	1,55	21	60	17	17	2,6
21	3	25	1,4	22	62	18	15	2,4
22	3,2	27	1,5	23	60	17	16	2,5
23	2,4	24	1,4	21	60	18	16	2,35
24	2,3	21	1,35	22	60	18	16	2,26
25	2,55	23	1,45	24	60	18	16	2,4
26	2,6	25	1,55	23	62	17	16	2,44
27	2,7	26	1,6	22	58	18	16	2,52
28	2,45	22	1,45	21	55	17	16	2,38
29	2,75	25,5	1,53	23	62	17	16	2,4
30	2,35	21,6	1,48	22	60	18	16	2,37
31	3,1	25	1,6	23	60	16	17	2,38
32	3	25	1,4	22	62	18	15	2,4
33	3,2	27	1,5	23	60	17	16	2,5
34	2,4	24	1,4	21	60	18	16	2,35
35	2,3	21	1,35	22	60	18	16	2,26
36	2,55	23	1,45	24	60	18	16	2,4

## ЛІТЕРАТУРА

1. Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена / В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 141 с.
2. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. – Киев: Высшая школа, 1989. – 342 с.
3. Задачник по технической термодинамике и теории теплообмена / Под ред. В. И. Крутова. – М. : Высшая школа, 1986. – 348 с.
4. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
5. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел – М. : Энергия, 1980. – 288 с.
6. Лабай В. Й. Тепломасообмін / В. Й. Лабай. – Львів: Тріада-Плюс, 1998. – 255 с.
7. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева – М. : Энергоиздат, 1977. – 366 с.
8. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1976. – 552 с.
9. Данилова Г. Н. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г. Н. Данилова, В. Н. Филаткин, Н. А. Бучко – М. : Агропромиздат, 1986. – 288 с.
10. Чепурний М. М. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, В. В. Бужинський – Вінниця: ВДТУ, 2001. – 110 с.
11. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця : Поділля-2000, 2004. – 358 с.
12. Теплотехнический справочник / Под ред. В. Н. Юреньева, П. Д. Лебедева – М. : Энергия, 1976. – Т.2. – 896 с.
13. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 129 с.
14. Cherpurnoy M. N. For calculation of outside heat change and aerodynamics resistance of finned air coolers / M. N. Cherpurnoy, V. N. Lomakin // Journ. of Eng. Phys., 1984. – № 3. – P. 368 – 372.
15. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно-оребранных труб / В. Ф. Юдин – Л. : Машиностроение, 1982. – 189 с.

## Додатки

**Додаток А**  
**Теплопровідність деяких матеріалів**

Матеріал	$\lambda$ , Вт / (м · К)
Алюміній	204
Азбест	0,151
Азбозурит	0,213
Азбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	64
Вата мінеральна	0,052
Вермикуліт	0,328
Вермикулітні плити	0,186
Діатоміт молотий	0,314
Цегла :	
діатомітна	0,25
динасова	0,35
червона	0,76
силікатна	0,82
шамотна	1,14
Латунь	93
Лід	2,23
Масляний шар забруднень	0,15
Мідь	384
Накип	0,175
Екструдований полістирол	0,025...0,033
Пінополіуретан	0,017...0,022
Пінополістирол	0,034
Пінопласт	0,29
Піношамот	0,29
Поліетилен	0,1
Пористі відкладення, просочені нафтопродуктами	0,047
Пробкові плити	0,16
Природний корок	0,038...0,043
Повсть	
Резина	1,15
Іржа	0,09
Сажа	0,46
Пінобетон	0,14
Совеліт	0,151
Пінофол (рулонний)	0,034...0,035
Сталь вуглецева	45
Сталь нержавіюча	18
Скловата	0,047
Скло звичайне	0,745
Спінений поліетилен	0,038
Синтетичний каучук	0,04
Ековата	0,041
Чавун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

## Додаток Б

**Таблиця Б.1 – Параметри сухої насиченої пари і води за тиском**

$P$ , МПа	$t$ , $^{\circ}\text{C}$	$v'$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$v''$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$\rho''$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	$h'$ , $\text{кДж}/\text{кг}$	$h''$ , $\text{кДж}/\text{кг}$	$r$ , $\text{кДж}/\text{кг}$	$S'$ , $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$S''$ , $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
0,0010	6,920	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,875
0,0015	13,038	0,0010007	87,90	0,01138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,0020	17,514	0,0010014	66,47	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,0025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,0030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,4	2545	2444	0,3546	8,576
0,0035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	11,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,0040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,0050	32,88	0,0010053	28,19	0,03541	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,0060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,0070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,0080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,0090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,010	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,012	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,014	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,016	55,34	0,0010147	9,429	0,1060	231,7	2601	2369	0,7722	7,984
0,018	57,82	0,0010159	8,444	0,1185	241,9	2605	2363	0,8038	7,944
0,020	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,025	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,030	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,040	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2634	2318	1,0261	7,670
0,050	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
0,060	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,070	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,080	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,090	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
0,10	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
0,12	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
0,14	109,33	0,0010510	1,236	0,8088	458,5	2690	2232	1,4109	7,246

Продовження таблиці Б.1

$P$ , МПа	$t$ , °C	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$\rho''$ , кг/м <sup>3</sup>	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$S'$ , кДж/(кг·К)	$S''$ , кДж/(кг·К)
0,16	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
0,18	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
0,20	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,124
0,22	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
0,24	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
0,26	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
0,28	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
0,30	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
0,35	138,88	0,0010736	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	9,941
0,40	143,62	0,0010786	0,5241	2,288	584,5	2732	2148	1,728	6,897
0,45	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
0,50	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
0,60	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2186	1,931	6,761
0,70	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
0,80	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
0,90	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
1,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
1,1	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
1,3	191,06	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
1,4	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
1,5	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
1,6	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,442
1,7	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
1,9	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
2,0	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
2,2	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
2,6	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242

Продовження таблиці Б.1

$P$ , МПа	$t$ , $^{\circ}\text{C}$	$v'$ , $\text{м}^3 / \text{кг}$	$v''$ , $\text{м}^3 / \text{кг}$	$\rho''$ , $\text{кг} / \text{м}^3$	$h'$ , $\text{кДж} / \text{кг}$	$h''$ , $\text{кДж} / \text{кг}$	$r$ , $\text{кДж} / \text{кг}$	$S'$ , $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$	$S''$ , $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$
2,8	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
3,0	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
3,5	242,54	0,0012345	0,05704	17,53	1049,8	2803	1753	2,725	6,125
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
4,5	257,41	0,0012690	0,04404	22,71	1122,1	2798	1676	2,862	6,020
5,0	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
5,5	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
6,0	274,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
6,5	280,83	0,0013347	0,02937	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
7,0	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
7,5	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
8,5	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
9,0	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
9,5	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
10	310,96	0,0014512	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
11	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
12	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
13	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
14	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1056,9	3,623	5,372
15	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
16	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
18	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
20	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
22	373,70	0,00273	0,00367	272,5	2016	2198	182	4,303	4,591

## Додаток В

### Теплофізичні властивості води на лінії насичення

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	h, кДж/ кг	$C_p$ , кДж/ (кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/ (м·К)	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,000	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	875,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	15,8	288,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,6	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,1	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,4	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,7	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,5	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79



## Додаток Г

### Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	$P, 10^5$ бар	$\rho'',$ кг / м <sup>3</sup>	$h'',$ кДж / кг	$r,$ кДж / кг	$C_p$ кДж / (кг·град)	$\lambda \cdot 10^2$ Вт / (м·град)	$a \cdot 10^6$ м <sup>2</sup> / с	$\mu \cdot 10^6,$ Н · с / м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> / с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	10,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

**Додаток Д**  
**Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмо-  
сферного тиску**

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/кг°C	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/м°C	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-50	1,548	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	2,20	14,9	15,7	10,80	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	20,0	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	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	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	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
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	27,80	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	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	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	44,8	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	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

## Додаток Е

### Теплофізичні властивості димових газів

(В=760 мм рт.ст.  $\approx 0,01 \cdot 10^5$  Па;  $\bar{p}(\text{CO}_2) = 0,13$ ;  $\bar{p}(\text{H}_2\text{O}) = 0,11$ ;  $\bar{p}(\text{N}_2) = 0,76$ )

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , 10 <sup>2</sup> Вт/(м·К)	$a$ , 10 <sup>6</sup> м <sup>2</sup> /с	$\mu$ , 10 <sup>6</sup> Па·с	$\nu$ , 10 <sup>6</sup> м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

## Додаток Ж

### Теплофізичні властивості деяких мастильних матеріалів

**Таблиця Ж.1 – Теплофізичні властивості трансформаторного масла**

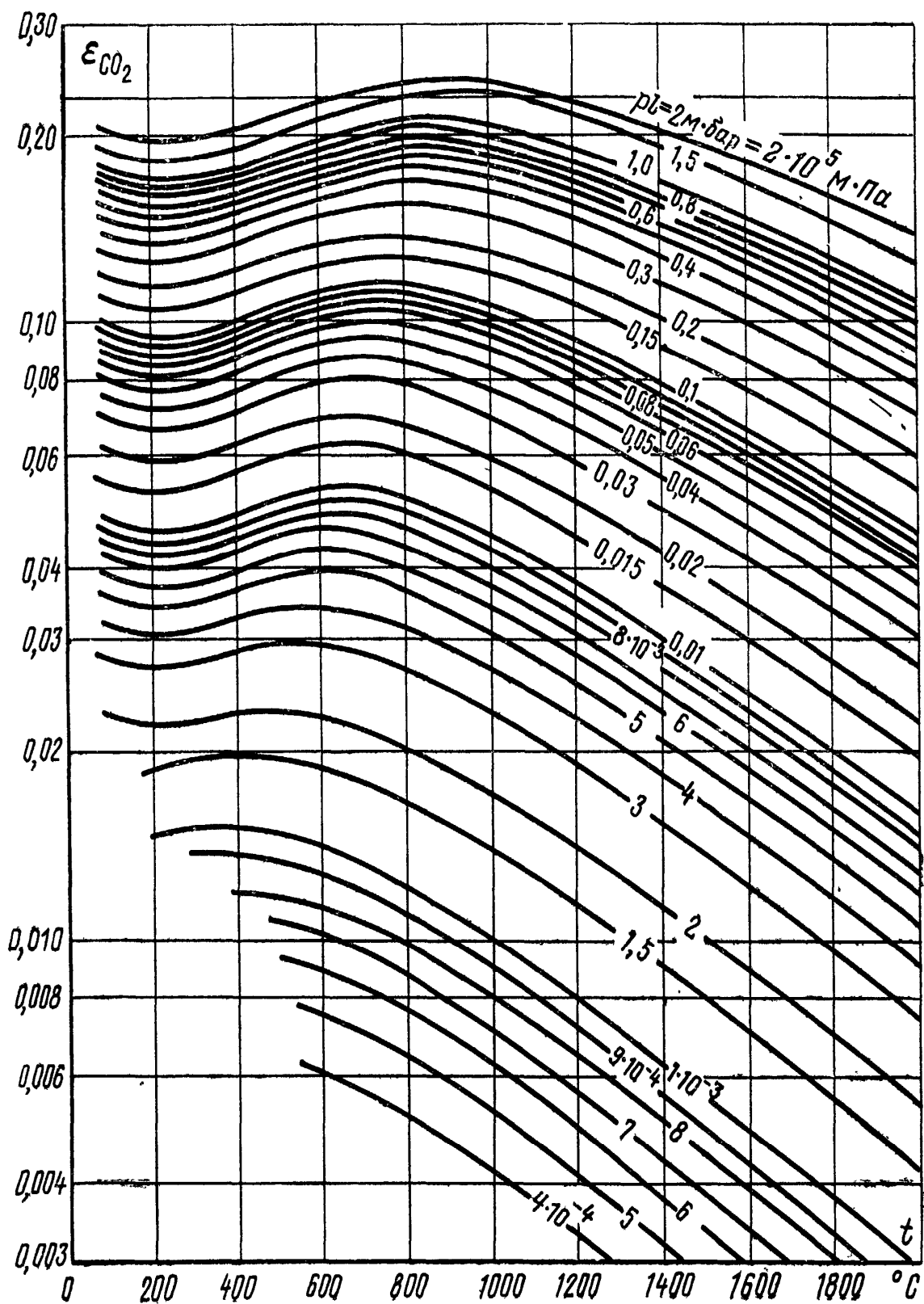
t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\nu$ , 10 <sup>6</sup> м <sup>2</sup> /с	$a$ , 10 <sup>8</sup> м <sup>2</sup> /с	$\beta$ , 10 <sup>4</sup> 1/К	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

**Таблиця Ж.2 – Теплофізичні властивості масла МС-20**

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu$ , 10 <sup>4</sup> Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu$ ·10 <sup>6</sup> м <sup>2</sup> /с	$a$ ·10 <sup>8</sup> м <sup>2</sup> /с	$\beta$ ·10 <sup>4</sup> 1/К	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	846,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,0	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

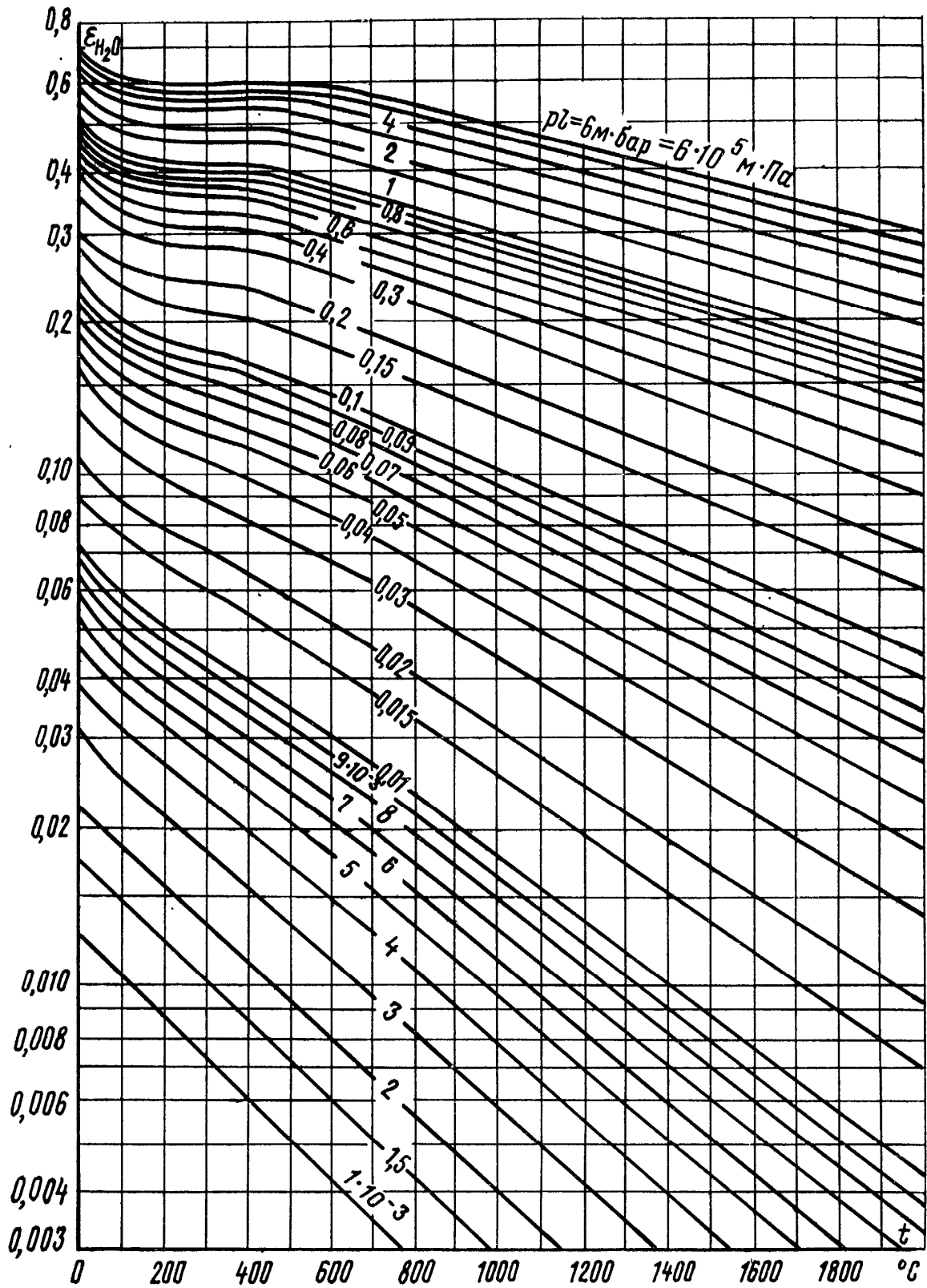
### Додаток И

Залежність  $\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(t, P \cdot \ell)$  для двоокису вуглецю



### Додаток К

Залежність  $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(t, P \cdot \ell)$  для водяної пари



## Словник найбільш вживаних термінів

Багатошарова	polylayer
Баланс	balance
Бульбашка	bubble
Визначальний	determinative
Випромінювання	radiation
Відбиватись	reflect
Вологовміст	moisture content
Вуглець	carbon
Густина	density
Димові гази	smoke gases
Дифузія	diffusion
Діоксид	dioxide
Довжина	length
Електромагнітний	electromagnetic
Ентальпія	enthalpy
Закон	law
Зрошувальна камера	irrigation chamber
Квадратний	quadrate
Кипіння	boiling
Кільцевий канал	ring canal
Коефіцієнт	coefficient
Конденсація	condensation
Концентрація	concentration
Коридорний	passage
Краплинний	dropping
Крапля	drop
Критерій	criterion
Круглий	round
Лінійний	linear
Масообмін	mass exchange
Напрямок	direction
Опалювальний прилад	heating appliance
Осушувальна здатність	drainage
Обмежений	limited
Оребрення	ribbing
Пара	steam
Перемішування	mixing
Плівка	film
Плоский	flat
Поверхня	surface
Повітроохолодник	air cooler
Повздожний	longitudinal
Повсть	felt
Поглинання	absorb
Поперечний	transversal
Природний	natural

Простір	space
Пучок	beam
Ребро	rib
Розмір	size
Сіре тіло	grey body
Смуга	strips
Спектральний	spectral
Сталевий	steal
Стінка	flat
Ступінь	degree
Тепловіддача	heat exchange
Тепловологісне відношення	heat moister ratio
Теплоємність	heat capacity
Температура	temperature
Температурна крива	temperature curve
Температуропровідність	temperature conductivity
Теплообмінник	heater
Теплопередача	heat transfer
Теплоносій	bear heat
Теплота	heat
Теплота пароутворення	heat generation of steam
Термічний опір	thermal resistance
Термодинамічний	thermodynamics
Товщина	thickness
Топкова камера	fire box
Топковий екран	furnace shield
Трикутний	triangular
Труба	tube
Хвиля	wave
Холодовидатність	cold productivity
Циліндрична стінка	cylindrical wall
Частота	frequency
Шаховий пучок	chess beam
Шорсткість	roughness
Питомий тепловий потік	specific heat flow
Теплопровідність	thermal conductivity
Плоска стінка	flat wall
Необмежений простір	infinite space
Рівняння	equation
Екран	shield
Камера	furnace
Газохід	gas main
Витрата	expencc
Повітряний прошарок	air layer
Нагрівальна піч	heating stove
Змійовик	coil
Номограма	abac



*Навчальне видання*

**Чепурний Марко Миколайович**  
**Резидент Наталія Володимирівна**

# **ТЕПЛОМАСООБМІН В ПРИКЛАДАХ І ЗАДАЧАХ**

Навчальний посібник

Редактор Т. Старічек  
Оригінал-макет підготовлено Н. Резидент

Підписано до друку  
Формат 29,7×42? . Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк.  
Наклад            прим. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,  
навчально-методичний відділ ВНТУ.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, к. 2201.  
тел. (0432) 59-87-36.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті  
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к.114.  
тел. (0432) 59-81-59.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009р.