Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного
господарства та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та
гідравлічних машин

**01-06-83М**

# МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з навчальної дисципліни
«Тепломасообмін»
(Частина друга) для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14
«Електрична інженерія» усіх форм навчання

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

Рівне – 2023

Методичні вказівки до практичних занять з навчальної дисципліни «Тепломасообмін» (Частина друга) для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» усіх форм навчання / [Електронне видання] / Куба В. В. – Рівне : НУВГП, 2023. – 42 с.

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

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

Керівник ОПП Костюк О. П.

© В. В. Куба, 2023
© НУВГП, 2023

## Зміст

Вступ ……..3
Тема 8. Тепловіддача під час кипіння рідини і конденсації пари……5
Тема 9. Теплопередача через плоску та циліндричну стінки. Критичний діаметр циліндричної стінки…….....12
Тема 10. Теплообмін випромінювання між твердими тілами, розділеними прозорим середовищем……19
Тема 11. Теплообмін випромінювання при наявності екранів……...……23
Тема 12. Випромінювання газів…….26
Тема 13. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів……29
Тема 14. Конвекційна дифузія…….……...36
Література…….42

## Вступ

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

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

певний заданий проміжок часу визначаються методами теорії теплообміну, що доповнює закони термодинаміки.

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

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

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

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

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

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

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

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

**Масообмін** – самовільний необоротний процес переносу маси даного компонента в просторі з неоднорідним полем хімічного потенціалу даного компонента (з неоднорідним

полем концентрації або парціального тиску даного компонента). Масообмін може здійснюватись молекулярною і конвекційною дифузіями.

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

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

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

## Тема 8. Тепловіддача під час кипінні рідини і конденсації пари

### 8.1. Загальні положення та розрахункові залежності

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

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

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

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

Умова механічної рівноваги (рівняння Лапласа):

$$\Delta p = p_n - p_p = \frac{2 \cdot \sigma_{n-p}}{R_{кр}}. \qquad (8.1)$$

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

$$R_{кр} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_н}{r \cdot \rho'' \cdot (T_c - T_н)}. \qquad (8.2)$$

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

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

$$d_o = 0,0208 \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')}}, \qquad (8.3)$$

де $\theta$ - крайовий кут, що вимірюється в кутових градусах.

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

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

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

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

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

$$R = \frac{t_н - t_c}{q} = \frac{1}{\alpha} = R_п + R_ф, \qquad (8.4)$$

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

*Рівняння енергії*

$$\frac{d^2t}{dy^2} = 0. \qquad (8.5)$$

*Рівняння руху*

$$\frac{d^2w_x}{dy^2} = -\frac{\rho \cdot g}{\mu}. \qquad (8.6)$$

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

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda \cdot \mu \cdot (t_н - t_c) \cdot x}{\rho^2 \cdot g \cdot r}}, м, \qquad (8.7)$$

$$\alpha_x = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot r}{4 \cdot \mu \cdot (t_н - t_c) \cdot x}}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \qquad (8.8)$$

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

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

- при конденсації на вертикальних поверхнях

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

$$Z = Ga^{0,33} \cdot (K \cdot \mathrm{Pr}_p)^{-1}. \quad (8.9)$$

$$H_{кр} = 2300 \cdot H \cdot (\mathrm{Pr}_p \cdot K) \cdot Ga^{-0,33}. \quad (8.10)$$

При $z < 2300$

$$\overline{Nu} = 0,943 \cdot (Ga \cdot \mathrm{Pr}_p \cdot K)^{0,25} \cdot \varepsilon_t; \quad (8.11)$$

При $z > 2300$

$$\overline{Nu} = \mathrm{Pr}_p \cdot [89 + 0,024 \cdot \mathrm{Pr}_p{}^{0,5} \cdot (z - 2300) \cdot \varepsilon_t]^{1,33}. \quad (8.12)$$

$$\varepsilon_t = (\frac{\mathrm{Pr}_н}{\mathrm{Pr}_c})^{0,25}. \quad (8.13)$$

- при конденсації на горизонтальних поверхнях

$$Ga = \frac{g \cdot d^3}{\upsilon^2};\ Z = Ga^{0,33} \cdot (K \cdot \mathrm{Pr}_p)^{-1}.$$

При $z \le 3900$

$$\overline{Nu} = 0,725 \cdot (Ga \cdot \mathrm{Pr}_p \cdot K)^{0,25} \cdot \varepsilon_t; \quad (8.14)$$

При $z \ge 3900$ - турбулентний режим течії плівки конденсату може виникнути тільки при достатній довжині поверхні. Значення діаметра труби, при якому може мати місце хвильовий рух $d > 20 \cdot (\frac{\sigma}{\rho_p \cdot g})^{0,5}$.

$$\overline{\alpha} = \overline{Nu} \cdot (\frac{\lambda}{d}). \quad (8.15)$$

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

## 8.2. Задачі

8.2.1. На поверхні вертикальної труби висотою $H = 3 + \frac{i}{2}$ *м* відбувається плівкова конденсація сухої насиченої водяної пари. Тиск пари $p = 2,5$ бар. Температура поверхні труби $t_c = 123 + 2 \cdot j\ ^\circ C$. Визначити товщину плівки конденсату $\delta_x$ і значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_x$ залежно від відстанні $x$ із верхнього кінця труби. Розрахунок виконати для відстаней 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0;1,5; 2,0 і 3 *м*. Побудувати графік змін $\delta_x$ і $\alpha_x$.

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

Порядок розв'язання:

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

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

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

де $\lambda, \mu$ і $\rho$ - відповідно коефіцієнт теплопровідності, в'язкість і щільність конденсату, що вибираються при середній температурі конденсату

$$t_r = 0,5 \cdot (t_s + t_c), °C;$$

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

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

Отже,

$$\Delta t = 127 - 123 = 4°C; \; t_r = 0,5 \cdot (127 + 123) = 125°C.$$

При цій температурі знайдемо фізичні властивості води

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

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

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

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

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

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

Таким чином,

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

а коефіцієнт тепловіддачі

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

Для інших значень $x, \delta_x$ і $\alpha_x$ обчислюються аналогічно. Результати розрахунків зводимо до таблиці

| x,м | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 1 | 1,5 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|

| δ,мм | 0,06 | 0,0715 | 0,0845 | 0,094 | 0,107 | 0,118 | 0,127 | 0,14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| α,Вт/м²·град | 11430 | 9620 | 8150 | 7320 | 6530 | 5880 | 5410 | 4900 |

8.2.2. На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром $d = 20 + i$ *мм* і довжиною $l = 2 + \frac{i}{j}$ *м* конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p = 1$бар. Температура поверхні труби $t_c = 94,5 + 2 \cdot j$ °*C*. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби і кількість пари $G$ *кг / год*, яка конденсується на поверхні труби.

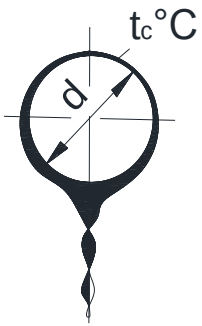
8.2.3. На зовнішній поверхні вертикальної труби з діаметром $d = 20 + i$ *мм* і висотою $H = 2 + \frac{j}{2}$ *м* конденсується суха насичена водяна пара при тиску $p = 1$бар. Температура поверхні труби $t_c = 94,5 + 2 \cdot j$ °*C*.

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

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

8.2.5. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари до труби верхнього ряду горизонтального трубного пучка конденсатора

парової турбіни. Трубка має зовнішній діаметр $d = 18 + j$ *мм* і температуру поверхні $t_c = 22 + i\ ^\circ C$.




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

Порівняти отриманий результат із значенням коефіцієнта тепловіддачі для нерухомої пари.

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

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

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

8.2.9. У трубі з внутрішнім діаметром $d = 18 + j$ *мм* рухається кипляча вода зі швидкістю $\omega = 1 + \frac{i}{10}$ *м / с*. Вода

знаходиться під тиском $p = 8 + \frac{j}{i}$ *бар*. Знайти коефіцієнт тепловіддачі від стінки до киплячої води, якщо температура внутрішньої поверхні труби $t_c = 173 + j\ °C$.

## Тема 9. Теплопередача через плоску та циліндричну стінки. Критичний діаметр циліндричної стінки

### 9.1. Загальні положення та розрахункові залежності

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

$$Q = k \cdot (t_{p_1} - t_{p_2}) \cdot F. \qquad (9.1)$$

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

Взаємозв'язок *k* із коефіцієнтами тепловіддачі і теплопровідності залежить від форми стінки, що розділяє. Його величина є зворотно пропорційною загальному термічному опору, тобто сумі зовнішніх $(\frac{1}{\alpha})$ і внутрішніх $(\frac{\delta}{\lambda})$ термічних опорів.

*Теплопередача через плоску стінку.* Густина теплового потоку

$$q \cdot (\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}) = t_{p_1} - t_{p_2}, \qquad (9.2)$$

де

$$\frac{1}{(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2})}=k,\frac{Вт}{м^2\cdot К}. \qquad (9.3)$$

Тоді

$$q=k\cdot(t_{p_1}-t_{p_2}). \qquad (9.4)$$

Для багатошарової стінки потрібно врахувати опір кожного шару

$$k=\frac{1}{(\frac{1}{\alpha_1}+\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_2})}. \qquad (9.5)$$

Тепловий потік, що передається

$$Q=q\cdot F=k\cdot\Delta t\cdot F. \qquad (9.6)$$

*Теплопередача через циліндричну стінку.* Лінійна густина теплового потоку визначається

$$q_l=k_l\cdot\pi\cdot(t_{p_1}-t_{p_2}), \qquad (9.7)$$

де $k_l$ - лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_l=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1\cdot d_1}+\frac{1}{2\cdot\lambda}\cdot\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2\cdot d_2}},\frac{Вт}{м\cdot К}. \qquad (9.8)$$

Якщо стінка труби тонка в порівнянні з діаметром використовуємо формулу

$$Q=k_l\cdot\pi\cdot d_x\cdot l\cdot(t_{p_1}-t_{p_2}), \qquad (9.9)$$

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

Для багатошарової стінки необхідно врахувати теплопровідність усіх шарів

$$q_l=\frac{\pi\cdot(t_{p_1}-t_{p_2})}{\frac{1}{\alpha_1\cdot d_1}+\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2\cdot\lambda_i}\cdot\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}+\frac{1}{\alpha_2\cdot d_{n+1}}}. \qquad (9.10)$$

Тепловий потік, що передається

$$Q = k_l \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot l. \qquad (9.11)$$

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

$$\begin{cases} Q = \alpha_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot (t_{p_1} - t_{c_1}) \\ Q = \dfrac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\dfrac{1}{d_1} - \dfrac{1}{d_2}} (t_{c_1} - t_{c_2}) \\ Q = \alpha_2 \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot (t_{c_2} - t_{p_2}) \end{cases} \qquad (9.12)$$

З даних рівнянь отримаємо

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_{p_1} - t_{p_2})}{\dfrac{1}{\alpha_1 \cdot d_1^2} + \dfrac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot (\dfrac{1}{d_1} - \dfrac{1}{d_2}) + \dfrac{1}{\alpha_2 \cdot d_2^2}} = k_c \cdot \Delta t \cdot \pi, \qquad (9.13)$$

де $k_c$ - коефіцієнт теплопередачі для сферичної стінки.

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

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

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

Для циліндричної стінки

$$d_{кр} = \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha_2}. \qquad (9.14)$$

**9.2. Задачі**

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

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

Товщина обмурування $\delta = 250 + i$ *мм*. Визначити втрати тепла з $1\,м^2$ поверхні і температури на зовнішніх поверхнях стінки, якщо температура газів в печі $t_{p_1} = 1200 + 2 \cdot j\ ^\circ C$ і температура повітря в приміщенні $t_{p_2} = 30 + i\ ^\circ C$. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 30 + \frac{j}{i+10} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$ і від обмурування до навколишнього повітря $\alpha_2 = 10 + \frac{j}{10} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$.

Порядок розв'язання:

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

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

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

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

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

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі

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

і щільність теплового потоку

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

При отриманих даних обчислюємо температури на поверхнях стінки

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

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

Визначаємо середню температуру

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

і коефіцієнт теплопровідності

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

Знайдемо коефіцієнт теплопередачі

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

при цьому щільність теплового потоку

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

При новому значенні щільності теплового потоку обчислюємо температури $t_{c_1}$, $t_{c_2}$ і $\lambda_{ср}$

$$t_{c_1} = 1200 - \frac{3530}{30} = 1082°C,$$

$$t_{c_2} = 30 + \frac{3530}{10} = 383°C,$$

тоді

$$t_c = 0,5 \cdot (1082 + 383) = 732°C.$$

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

Оскільки середнє значення коефіцієнта теплопровідності практично співпадає з вирахуваним вище значенням, то подальших перерахунків робити не потрібно і можна прийняти $q = 3530 \frac{Вт}{м^2}$.

9.2.2. Знайти втрати тепла через одиницю поверхні цегляного обмурування парового котла в зоні розміщення водяного економайзера і температури на поверхнях стінки, якщо товщина стінки $\delta = 250 + i$ *мм*. Температура газів в котельні $t_{p_1} = 700 + 2 \cdot j\ °C$ і температура повітря в котельні $t_{p_2} = 30 + 2 \cdot i\ °C$. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до поверхні стінки $\alpha_1 = 23 + \frac{j}{2 \cdot i} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, а від стінки до повітря $\alpha_2 = 12 + \frac{i}{2 \cdot j} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$. Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda = 0,7 + \frac{i}{100} \frac{Вт}{м \cdot град}$.

9.2.3. Визначити тепловий потік через 1 $м^2$ цегляної стінки, приміщення товщиною у дві цеглини ($\delta = 510 мм$) з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,8 + \frac{i}{100 \cdot j} \frac{Вт}{м \cdot град}$. Температура повітря всередині приміщення $t_{p_1} = 18 + i\ °C$, коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні стінки $\alpha_1 = 7,5 + \frac{i}{10 \cdot j} \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, а температура зовнішнього повітря $t_{p_2} = -30 - \frac{i}{2}\ °C$. Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої

поверхні стінки, що обдувається вітром, $\alpha_2 = 20 + \frac{j}{10}\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$. Визначити також температуру на поверхнях стінки $t_{c_1}$ і $t_{c_2}$.

9.2.4. Знайти втрату тепла з 1 *м* не ізольованого трубопроводу діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{150+i}{165+j}$ *мм*, прокладеного на відкритому повітрі, якщо всередині труби протікає вода з середньою температурою $t_{p_1} = 90 + 2 \cdot i\ °C$ і температурою навколишнього середовища $t_{p_2} = -15 - j\ °C$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda = 50 + 2 \cdot j \frac{Вт}{м \cdot град}$. Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1000 + 3 \cdot i \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$ і від труби до навколишнього повітря $\alpha_1 = 12 + j \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$. Також знайти температури на внутрішній і зовнішній поверхнях труб.

9.2.5. Трубчастий повітряний підігрівач продуктивністю $2,78 + \frac{i}{2 \cdot j}\frac{кг}{с}$ повітря виготовлений з труб діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{43+i}{49+j}$ *мм*. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб $\lambda = 50 + \frac{j}{2}\frac{Вт}{м \cdot град}$. Всередині труб рухається гарячий газ, а зовнішня поверхня трубки омивається поперечним потоком повітря. Середня температура димових газів $t_{p_1} = 250 + i\ °C$, а середня температура підігрітого повітря $t_{p_2} = 145 + j\ °C$. Різниця температур повітря на виході та виході з підігрівача

$\Delta t = 250 + i\ ^\circ C$. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 45 + \frac{i}{10}\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$ і від стінки до повітря $\alpha_2 = 25 + \frac{j}{10}\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$. Знайти коефіцієнт теплопередачі та поверхню нагріву підігрівача.

## Тема 10. Теплообмін випромінювання між твердими тілами розділеними прозорим середовищем

### 10.1. Загальні положення та розрахункові залежності

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

$$Q_{1-2} = C_0 \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \cdot \varphi_{1-2} = C_0 \cdot F_2 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \cdot \varphi_{2-1}, \quad (10.1)$$

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

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

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

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

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

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

Із врахуванням багаторазових відбиттів у випадку променевого теплообміну між сірими поверхнями

$$Q_{1-2} = A_{1-2} \cdot C_0 \cdot F_1 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{1-2}, \quad (10.2)$$

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

Для замкненої системи, що складається з двох сірих поверхонь

$$A_{1-2} = \left[ \left( \frac{1}{A_1} - 1 \right) \cdot \varphi_{1-2} + 1 + \left( \frac{1}{A_2} - 1 \right) \cdot \varphi_{2-1} \right]^{-1}. \quad (10.3)$$

## 10.2. Задачі

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

Порядок розв'язання:

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

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

де $c_0$=5,67 $\frac{Вт}{м^2 \cdot К^4}$ - постійна випромінювання абсолютно чорного тіла.

Тоді,

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

Визначаємо власне випромінювання Сонця

$$Q_0 = E_0 \cdot F, Вт,$$

де $F$ – площа Сонця, яку знаходимо

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

За знайденими величинами розраховуємо

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

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

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

10.2.2. Поверхня сталевого виробу має температуру $t_c = 727 + 2 \cdot i \ ^\circ C$ і ступінь чорноти $\varepsilon_c = 0,7 + \frac{j}{30}$. Випромінювальну поверхню можна вважати сірою. Знайти щільність власного випромінювання поверхні виробу і довжину хвилі, якій відповідатиме максимальне значення спектральної інтенсивності випромінювання.

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

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

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

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

## Тема 11. Теплообмін випромінювання при наявності екранів

### 11.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Зниження величини результуючого теплового потоку між двома випромінюючими поверхнями досягається шляхом розміщення між ними екранів, які випромінюють у зворотному напрямку.

$$Q_{(1-2)_e} = A_{(1-2)_e} \cdot c_0 \cdot F_1 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \qquad (11.1)$$

Для замкненої системи двох сірих тіл з N екранів між ними (в загальному випадку $F_1 \neq F_2 \neq F_{e_1} \neq F_{e_2} \neq ... \neq F_{e_N}$ і $A_1 \neq A_2 \neq A_{e_1} \neq A_{e_2} \neq ... \neq A_{e_N}$)

$$A_{(1-2)_e} = \left[ \frac{1}{A_{1-2}} + \sum_{i=1}^{N} \left( \frac{2}{A_{e_i}} - 1 \right) \cdot \varphi_{e_i - 1} \right]^{-1}. \qquad (11.2)$$

Із (11.2) випливає, що $A_{(1-2)_e}$ є меншим у випадку, коли $A_e$ малі та коли $F_e \to F_1$. Отже, екрани необхідно розташовувати ближче до поверхні з більшою температурою (при $T_1 > T_2$).

Сума $\sum_{i=1}^{N} \left( \frac{2}{A_{e_i}} - 1 \right) \cdot \varphi_{e_i - 1}$ характеризує тепловий опір променевому теплообміну, обумовлений наявністю екранів, що зростає пропорційно числу екранів. При $\varphi_{e_i - 1} = 1$ (система плоско паралельних тіл) величина $A_{(1-2)_e}$ не залежить від місця встановлення екранів.

Екрани слід виготовляти з матеріалів із високою теплопровідністю і низькою поглинальною здатністю.

### 11.2. Задачі

11.2.1. Обмурівка топкової камери парового котла виготовлена із шамотної цегли, а внутрішня обшивка – із листової сталі. Відстань між обмурівкою і цегляною кладкою рівна 30 мм, можна вважати її малою порівняно із розмірами топки. Температура зовнішньої обмурівки $t_1 = 127 + i\ °C$, а температура стальної обшивки $t_2 = 50 - j\ °C$ Ступінь чорноти

шамоту $\varepsilon_1 = 0,8 + \frac{i}{100 + j}$, листової сталі $\varepsilon_2 = 0,6 + \frac{j}{100 + i}$. Як зміняться теплові втрати в навколишнє середовище, якщо між обмурівкою і обшивкою топкової камери встановити стальний екран, який має ступінь чорноти $\varepsilon_{ек} = \frac{i+1}{15}$.

Порядок розв'язання:

Втрати тепла в навколишнє середовище з одиниці поверхні за одиницю часу в умовах стаціонарного режиму знайдемо за залежністю:

$$E_{1-2} = \varepsilon_{пр} \cdot c_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \frac{Вт}{м^2},$$

Приведену поглинаючу здатність можна визначити за формулою:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,6} - 1} = 1,92.$$

Тоді,

$$E_{1-2} = 1,92 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{323}{100} \right)^4 \right] = 1602 \frac{Вт}{м^2}.$$

Визначимо як зміняться теплові втрати, якщо між обмурівкою і обшивкою встановити стальний екран. Для цього знайдемо $E_{(1-2)_e}$:

$$E_{(1-2)_e} = \varepsilon_{пр_e} \cdot c_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \frac{Вт}{м^2}.$$

Приведена поглинаюча здатність

$$\varepsilon_{np_e} = \left[ \frac{1}{\varepsilon_{np}} + \sum_{i=1} \left( \frac{2}{\varepsilon_{ек}} - 1 \right) \cdot \varphi_{ei-1} \right]^{-1} = \left[ \frac{1}{1,92} + \sum_{i=1} \left( \frac{2}{15^{-1}} - 1 \right) \cdot 1 \right]^{-1} = 0,034.$$

$$E_{(1-2)_e} = 0,034 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{400}{100} \right)^4 - \left( \frac{323}{100} \right)^4 \right] = 28,37 \frac{Вт}{м^2},$$

де $\varphi_{ei-1} = 1$ - кутовий коефіцієнт випромінювання.

Якщо між обмурівкою і обшивкою топкової камери встановити стальний екран, то теплові втрати в навколишнє середовище значно зменшаться.

11.2.2. Яким повинен бути ступінь чорноти екрану для того, щоб при наявності захисного екрану між обмурівкою і стальною обшивкою теплові втрати в навколишнє середовище не перевищували $60 + i \frac{Вт}{м^2}$. Всі інші умови залишаються, як в завданні (11.2.1).

## Тема 12. Випромінювання газів

### 12.1. Загальні положення та розрахункові залежності

Випромінювання газів обумовлене коливальними рухами атомів в молекулах. Одно - і двоатомні гази, молекули яких складаються з однорідних атомів (азот, водень, кисень), практично не випромінюють і є діатермічними для теплових променів. Значну випромінювальну і поглинальну здатність мають три - і багатоатомні гази.

На відміну від твердих тіл газам властиве не сіре (селективне) випромінювання, яке характеризується довільним розподілом енергії у спектрі, і не сіре (селективне) поглинання, яке характеризується залежністю спектральної поглинальної здатності від довжини. Це означає, що гази випромінюють і поглинають енергію в певних інтервалах

довжин хвиль (смугах), розташованих у різних частинах спектру. Енергія решти довжин хвиль не випромінюється і не поглинається.

Завдяки відносно великим відстаням між молекулами променева енергія поглинається всім об'ємом і не відбивається. При проходженні променів через газ їх енергія зменшується.

Ступінь чорноти газу

$$\varepsilon_{Г} = 1 - \exp\left(-k \cdot p \cdot l_{еф}\right), \qquad (12.1)$$

де $p$ – тиск газу; $k$ - коефіцієнт ослаблення, який характеризує долю падаючого в даному напрямку випромінювання, поглиненого і розсіяного елементарним шаром середовища, поділеної на товщину цього шару; $l_{еф}$ - ефективна довжина променя, що дорівнює радіусу півсфери, об'ємне випромінювання якої на її центральну площадку дорівнює випромінюванню даного об'єму середовища при умові, що середовище є ізотермічним.

Ефективна довжина променя для обмеженого з усіх боків об'єму V газу залежить від поверхні F оточуючої його оболонки

$$l_{еф} = 3{,}6 \cdot \frac{V}{F}. \qquad (12.2)$$

Щільність потоку власного випромінювання газу

$$q_{Г} = \varepsilon_{Г} \cdot c_0 \cdot \left(\frac{T_{Г}}{100}\right)^4. \qquad (12.3)$$

Ефективний ступінь чорноти суміші газів, наприклад, компонентів продуктів згоряння ($CO_2$ і $H_2O$),

$$\varepsilon_{Г} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \varepsilon_{CO_2} \cdot \varepsilon_{H_2O}. \qquad (12.4)$$

Променевий тепловий потік між газом і стінкою

$$q_{Г-С} = \varepsilon_{Г-С} \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{Г}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{С}}{100}\right)^4\right]. \qquad (12.5)$$

$$\varepsilon_{Г-С} = \frac{\varepsilon_Г \cdot \varepsilon_С}{\varepsilon_С + \varepsilon_Г \cdot (1 - \varepsilon_С)}. \qquad (12.6)$$

## 12.2. Задачі

12.2.1. В термопечі температура газів постійна у всьому об'ємі та рівна $t_Г = 1200 + i\ °C$. Об'єм печі $V = 10 + j\ м^3$. Повна площі печі $F = 25 + i\ м^2$. Загальний тиск продуктів згоряння $p_{CO_2} = 9,81 \frac{н}{см^2}$, а парціальний тиск водяної пари $p_{H_2O} = 0,8 \frac{н}{см^2}$. Визначити кількість горючої газової суміші.

Порядок розв'язання:

Знайдемо ефективну довжину променя для обмеженого з усіх боків об'єму газу

$$l_{еф} = 3,6 \cdot \frac{V}{F} = 3,6 \cdot \frac{10}{25} = 1,44 м.$$

Визначаємо добуток парціального тиску на ефективну довжину, виражену в см, відповідно для продуктів згорання та водяної пари. $P_{CO_2} \cdot l_{еф}, P_{H_2O} \cdot l_Ф$.

$$P_{CO_2} \cdot l_{еф} = (1,24 \cdot 10000 / 98100) \cdot 1,44 \cdot 100 = 17,86 ат \cdot см,$$

$$P_{H_2O} \cdot l_{еф} = (0,8 \cdot 10000 / 98100) \cdot 1,44 \cdot 100 = 11,74 ат \cdot см.$$

Визначаємо ступінь чорноти двоокису вуглецю і водяної пари при заданій температурі $\varepsilon_{CO_2} = 0,13$ і $\varepsilon_{H_2O} = 0,11$.

Знайдемо ступінь чорноти газу за формулою

$$\varepsilon_Г = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,13 + 1,05 \cdot 0,11 = 0,25,$$

де $\beta$ - коефіцієнт температурного розширення.

Визначимо кількість горючої газової суміші

$$E_Г = \varepsilon_Г \cdot C_0 \left( \frac{T_Г}{100} \right)^4 = 0,25 \cdot 5,67 \cdot \left( \frac{1293}{100} \right)^4 = 39620,2 \frac{Вт}{м^2}.$$

12.2.2. В термопечі температура газів у всьому об'єму постійна і рівна $t = 1200 + i\ °C$. Об'єм печі $V = 12 + \frac{i}{j}\ м^3$, повна поверхня огородження $F = 28 + \frac{j}{2}\ м^2$. Загальний тиск продуктів згоряння $p = 9{,}81\ кПа$, парціальний тиск водяної пари $p_{H_2O} = 8 + i\ кПа$ і $p_{CO_2} = 12 + j\ кПа$. Знайти ступінь чорноти випромінювальної газової суміші та власне випромінювання продуктів згоряння.

12.2.3. Знайти ступінь чорноти і власне випромінювання суміші, якщо середня температура газів зменшилася до $t = 1000 + i\ °C$, а всі умови залишилися такими ж, що і у завданні (12.2.2).

## Тема 13. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів

### 13.1. Загальні положення та розрахункові залежності

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

Рівняння теплового балансу виражає закон збереження енергії для тепло насосів (*кількість тепла, відданого гарячим теплоносієм у процесі охолодження, дорівнює кількості тепла, сприйнятого холодним теплоносієм у процесі*

*нагрівання*). Для однофазних тепло насосів рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q = G_1 \cdot \bar{c}_{p_1} \cdot (t_1^{'} - t_1^{"}) = G_2 \cdot \bar{c}_{p_2} \cdot (t_2^{"} - t_2^{'}). \qquad (13.1)$$

$$Q = C_1 \cdot \delta t_1 = C_2 \cdot \delta t_2. \qquad (13.2)$$

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1}, \qquad (13.3)$$

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

$\bar{c}_{p_1}, \bar{c}_{p_2}$ - середня теплоємкість теплоносіїв; $t_1^{'}, t_1^{"}, t_2^{'}, t_2^{"}$ - температура теплоносіїв на вході і виході апарата; $G \cdot c_p = C$ - повна теплоємність масової витрати теплоносія за одиницю часу (*водяний еквівалент*).

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

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

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}, \qquad (13.4)$$

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

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

$$\overline{\Delta t}_{\uparrow\uparrow} = \frac{\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right) - \left(t_1^{''} - t_2^{''}\right)}{\ln \frac{t_1^{'} - t_2^{'}}{t_1^{''} - t_2^{''}}}; \qquad (13.5)$$

***протитік*** *(теплоносії рухаються у протилежних напрямках):*

$$\overline{\Delta t}_{\uparrow\downarrow} = \frac{\left(t_1^{'} - t_2^{''}\right) - \left(t_1^{''} - t_2^{'}\right)}{\ln \frac{t_1^{'} - t_2^{''}}{t_1^{''} - t_2^{'}}}; \qquad (13.6)$$

***поперечний тік*** *(теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках).*

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\downarrow\uparrow} \cdot \varepsilon_{\Delta t}\ , \qquad (13.7)$$

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

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

## 13.2. Задачі

13.2.1. Визначити поверхню нагріву і число секцій водяного теплообмінника типу «труба в трубі», в якому вода, що гріє рухається по внутрішній сталевій трубі ( $\lambda_c = 45$ $вт/м \cdot град$) діаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{35+i}{32+j}$ *мм* і має температуру на вході $t_{p_1}^{'} = 95 + i\ ^\circ C$. Витрата води, що гріє $G_1 = 2130$ *кг/год*. Нагріта вода рухається протитечією по кільцевому каналу між трубами і нагрівається від температури $t_p^{'} = 15 + j\ ^\circ C$ до $t_p^{''} = 45 + i\ ^\circ C$. Внутрішній діаметр зовнішньої труби $D = 48 + i$

*мм*, а витрати води, що нагрівається $G_2 = 3200 + 2 \cdot j$ *кг / год*. Довжина однієї секції теплообмінника $l = 1,75$ *м*.

Порядок розв'язання:

Знайдемо кількість переданого тепла за формулою

$$Q = G_2 \cdot c_{p_2} \cdot (t''_{p_2} - t'_{p_2}), Вт,$$

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

Тоді,

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

Визначаємо температуру гріючої води на виході

$$t''_{p_1} = t'_{p_1} - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p_1}} = 95 - \frac{111,5 \cdot 3600}{2130 \cdot 4,19} = 50°C.$$

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

$$t_{p_1} = 0,5 \cdot (t'_{p_1} + t''_{p_1}) = 0,5 \cdot (95 + 50) = 72,5°C,$$

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

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

$$t_{p_2} = 0,5 \cdot (t'_{p_2} + t''_{p_2}) = 0,5 \cdot (15 + 45) = 30°C,$$

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

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

Швидкості руху теплоносіїв:

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

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

Знайдемо число Рейнольдса для потоку гарячої води

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

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

$$Nu_{p_1} = 0{,}021 \cdot \mathrm{Re}_{p_1}^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}_{p_1}^{0{,}43} \cdot \left( \frac{\mathrm{Pr}_{p_1}}{\mathrm{Pr}_c} \right)^{0{,}25}.$$

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

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

При цій температурі $\mathrm{Pr}_{c_1} \approx 3{,}5$, тоді

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

Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до стінки труби

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

Знайдемо число Рейнольдса для потоку води, що нагрівається

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

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

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

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

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

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

Обчислимо коефіцієнт теплопередачі

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

Так як в даному випадку $\frac{t'_{p_1} - t''_{p_2}}{t''_{p_1} - t'_{p_2}} = \frac{50}{35} < 1,5,$ то з достатньою точністю можна вести розрахунок за середньою арифметичною різницею температур:

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

Знаходимо щільність теплового потоку

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

Тоді, поверхня нагріву

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

Число секцій обчислимо за формулою

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

Температури стінок труб

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

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

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

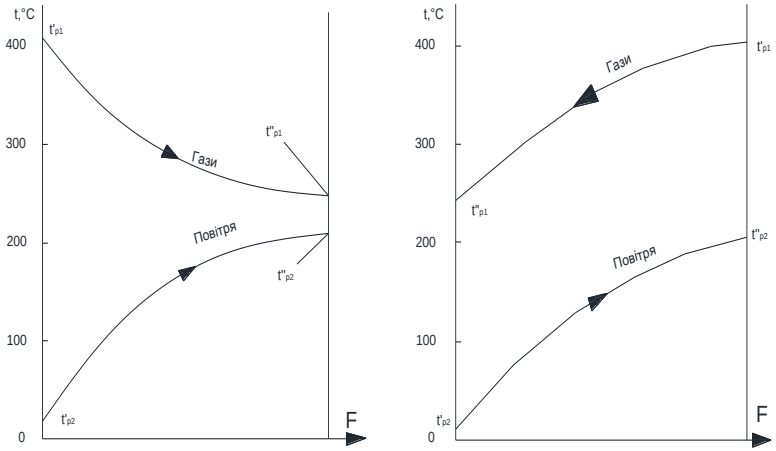
$$\left(\frac{\mathrm{Pr}_{p_1}}{\mathrm{Pr}_{c_1}}\right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,59}\right)^{0,25} = 0,91$$ (у розрахунку було прийнято 0,92);

$$\left(\frac{\mathrm{Pr}_{p_2}}{\mathrm{Pr}_{c_2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,83}\right)^{0,25} = 1,09$$ (у розрахунку було прийнято 1,12).

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

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

Визначити середній логарифмічний температурний напір для прямоточної і протиточної схем руху.



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

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

Визначити необхідну поверхню нагріву, висоту труб в одному ході $l_1$ і кількість труб, розташованих поперек і вздовж потоку повітря. Димові гази ($13\% CO_2$, $11\% H_2O$) в кількості $G_1 = 19{,}6 \ кг/с$ рухаються всередині сталевих труб ($\lambda_c = 46{,}5 \ вт/м \cdot град$) діаметром $\frac{d_2}{d_1} = \frac{53 + i}{50 + j} \ мм$ із середньою швидкістю $\omega_1 = 14 + \frac{j}{2 \cdot j} \ м/с$. Температура газів на вході в повітронагрівач $t'_p = 380 + i \ ^\circ C$. Повітря рухається поперек трубного пучка з середньою швидкістю в вузькому січенні $\omega_2 = 8 + \frac{j}{30} \ м/с$. Труби розташовані в шаховому порядку з кроком $s_1 = s_2 = 1{,}3 \cdot d_2$.

## Тема 14. Конвекційна дифузія

### 14.1. Загальні положення та розрахункові залежності

*Конвекційна дифузія* – процес перенесення маси за рахунок переміщення макроскопічних об'ємів речовини. Конвекційна дифузія завжди супроводжується дифузією молекулярною. Математичне описання процесу включає у себе систему диференційних рівнянь:

*Диференційне рівняння масовіддачі*

$$\beta = -\frac{D}{c_c - c_{ж}}\left(\frac{\partial c}{\partial n}\right)_{n=0}. \qquad (14.1)$$

*Основні числа подібності масообміну.*

Дифузне число Фур'є

$$Fo_{\partial} = \frac{D \cdot \tau}{l^2}. \qquad (14.2)$$

Характеризує зв'язок між зміною поля концентрації, фізичними характеристиками і розмірами тіла.

Дифузійне число Пекле

$$Pe_{\partial} = \frac{\omega \cdot l}{D} = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}_{\partial}. \qquad (14.3)$$

Характеризує відношення молекулярного і конвекційного переносу маси в потоці.

Дифузійне число Нуссельта

$$Nu_{\partial} = \frac{\beta \cdot l}{D}. \qquad (14.4)$$

Характеризує співвідношення між масовіддачею і молекулярною дифузією.

Дифузійне число Прандтля

$$\mathrm{Pr}_{\partial} = \frac{\upsilon}{D}. \qquad (14.5)$$

Являється мірою подібності концентраційних і швидкісних полів в потоці рідини, що рухається.

Число Льюіса-Семенова

$$Le = \frac{\mathrm{Pr}_{\partial}}{\mathrm{Pr}} = \frac{D}{a}. \qquad (14.6)$$

Являється мірою подібності і концентраційного температурного полів.

Де $\tau$ - час, с; $l$ - характерний розмір, м; $\omega$ - характерне значення швидкості руху рідини, м/с; $\upsilon$ - кінематичний коефіцієнт в'язкості, $м^2/с$; $a$ - коефіцієнт температуропровідності, $м^2/с$.

Відношення модифікацій чисел Прандтля називається числом Льюїса

$$Le = \frac{\mathrm{Pr}_Д}{\mathrm{Pr}}. \qquad (14.7)$$

Якщо $Le$=1 і процеси, які зіставляються, відбуваються в умовах гідродинамічної подібності, то $Nu \equiv Nu_o$ і має місце співвідношення Льюїса

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p}. \qquad (14.8)$$

Співвідношення Льюїса належить до випадку тотожності і розподілу температур і концентрацій у потоці, який визначається тотожністю основних рівнянь поширення теплоти і маси.

## 14.2. Задачі

14.2.1. Знайти коефіцієнт масовіддачі в процесі висушування вологого матеріалу повітрям під тиском $p = 780\ мм.рт.ст.$, що рухаються зі швидкістю $\omega = 1{,}8 + \frac{i}{10}\frac{м}{с}$ над поверхнею випаровування, довжина якої $l = 0{,}6 + \frac{j}{20 \cdot i}\ м$. Показання психрометра: $t_c = 32 + i\ °C$, $t_м = 18 + j\ °C$. Коефіцієнт дифузії $D_0$ = 21,6·10$^{-6}$ м$^2$/с при нормальних фізичних умовах.

Порядок розв'язання:

Визначимо коефіцієнт дифузії за формулою

$$D = D_0 \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \left( \frac{273 + t_c}{273} \right)^{1+n}, \; м^2 / с,$$

де $n = 0,8$.

Тоді,

$$D = 21,6 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{760}{780} \right) \cdot \left( \frac{273 + 32}{273} \right)^{1,8} = 2,569 \cdot 10^{-5} \; м^2 / с.$$

Знайдемо дифузійне число Нуссельта за емпіричною залежністю

$$Nu_д = C \cdot Re^m \cdot \mathrm{Pr}_д^{0,33} \cdot Gu^{0,135},$$

де Re - число Рейнольдса визначаємо за залежністю

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot l}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,6}{16,19 \cdot 10^{-6}} = 66707,84,$$

де $\nu$ - кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\nu = 16,19 \cdot 10^{-6} \; м^2 / с$.

Дифузійне число Прандтля знайдемо за формулою

$$\mathrm{Pr}_Д = \frac{\nu}{D} = \frac{16,19 \cdot 10^{-6}}{2,569 \cdot 10^{-5}} = 0,6302,$$

а

$$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c} = \frac{305 - 291}{305} = 0,0459.$$

Коефіцієнт $c$ і показник $m$ знаходимо за допомогою таблиці 1 в залежності від Re.

Таблиця 1

| Re | 1-200 | 200-6000 | 6000-70000 |
|---|---|---|---|
| c | 0,9 | 0,87 | 0,35 |
| m | 0,5 | 0,54 | 0,65 |

c = 0,35;

m = 0,65.

За знайденими величинами розраховуємо $Nu_д$

$$Nu_д = 0,35 \cdot 66707,84^{0,65} \cdot 0,6302^{0,33} \cdot 0,0459^{0,135} = 270,99.$$

Із залежності $Nu_д = \dfrac{\beta \cdot l}{D}$ виразимо коефіцієнт масовіддачі

$$\beta = \frac{Nu_д \cdot D}{l} = \frac{270,99 \cdot 2,569 \cdot 10^{-5}}{0,6} = 0,0116 \ м/с.$$

14.2.2. У сушарці вологий матеріал повинен втратити за годину $70+i$ *кг* вологи. Для сушіння використовується повітря з температурою $t = 10 + \dfrac{i}{2}\ °C$ при відносній вологості $70 + \dfrac{i}{j}\%$, який попередньо нагрівається в калорифері. На виході з сушарки параметри повітря: $t = 50 + i$, $\varphi = 0,6 + \dfrac{i}{20 \cdot j}$. Знайти витрату вологого повітря на вході в калорифер, теплоту, затрачену в ньому на нагрів повітря, і тепловий ККД сушарки. Барометричний тиск 760 *мм.рт.ст.*

14.2.3. Атмосферне повітря при температурі $t = 25 + i\ °C$ знаходиться під тиском $p = 757$ *мм.рт.ст.*. Відносна вологість $60 + \dfrac{j}{2}\%$. Визначити густину, вологовміст повітря і парціальний тиск водяної пари в ньому.

14.2.4. По трубках калорифера проходить насичений водяний пар при абсолютному тиску $0,52$ *МПа*, який гріє атмосферне повітря ($p = 750$ *мм.рт.ст.*) з початковими параметрами $t_1 = 5 + \dfrac{j}{3}\ °C$ і $\varphi = 0,8 + \dfrac{j}{5 \cdot i}$ до температури $t_2 = 140 + i\ °C$. Потім повітря направляється в сушарку, де з вологого матеріалу віддаляється в годину $650 + i$ *кг* вологи.

Психрометр на виході з сушарки показав: $t_c = 55 + \frac{j}{2}\ ^\circ C$, $t_м = 38 + \frac{i}{2}\ ^\circ C$ (кулька мокрого термометра обдувається повітрям зі швидкістю $\omega = 0,8 + \frac{j}{10 \cdot i}\frac{м}{c}$). Визначити витрату вологого повітря на вході в калорифер, витрата гріючої пари, що має ступінь сухості $x = 0,9 + \frac{j}{20 \cdot i}$, і коефіцієнт теплопередачі в калорифері, трубний пучок якого складається з $N = 320 + 2 \cdot i$ трубок діаметром $d = 36 + \frac{i}{2 \cdot j}$ *мм* і довжиною $l = 0,8 + \frac{j}{30}$ *м*.

14.2.5. Лінія води шириною $b = 1 + \frac{i}{10}$ *м* обдувається поздовжнім потоком повітря на довжині $l = 3 + \frac{j}{2}$ *м*. Швидкість повітря $\omega = 2,5 + \frac{i}{10}\frac{м}{c}$, температура води $t_р = 10 + j\ ^\circ C$. Показання психрометра $t_c = 17 + \frac{i}{2}\ ^\circ C$, $t_м = 12 + \frac{j}{2}\ ^\circ C$. Визначити на основі аналогії процесів тепло - і масовіддачі кількість води, що випарувалася протягом 2 *год.* Коефіцієнт дифузії води в повітрі при 0°С прийняти $D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4}\frac{м^2}{c}$, барометричний тиск 740 *мм.рт.ст.*

14.2.6. Вздовж поверхні водойми довжиною $l = 1,5 + \frac{j}{10}$ *м* рухається повітря з відносною вологістю $20 + i\%$ і

температурою $t = 30 + j\ ^\circ C$. Швидкість повітря $\omega = 0,8 + \frac{i}{10 \cdot j}\frac{м}{с}$. Використовуючи співвідношення Льюїса, визначити коефіцієнт масовіддачі і кількість випаруваної за $0,5\ год.$ вологи, якщо температура води $t_p = 18 + i\ ^\circ C$, а площа поверхні водойми $F = 10 + \frac{j}{4}\ м^2$.

Література

1. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче / изд. 2-е перераб. и доп. М.: «Энергия», 1969. 264 с.

2. Погорєлов А. І. Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку) : навч. посіб. Львів : «Нов. світ – 2000», 2006. 144 с.