

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Є.В. Шевель, М.В. Воробйов

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ
ОКРЕМИХ ВИДАХ КОНВЕКТИВНОГО
ТЕПЛООБМІНУ, ФАЗОВИХ ПЕРЕТВОРЮВАННЯХ
ТА ВИПРОМІНЮВАННІ**
Практичні заняття

Навчальний посібник

*Рекомендовано методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для
здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами
«Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем»
та «Атомні електричні станції» спеціальностей
142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика»*

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2026

УДК 536.24
ШЗ7

Автори: *Шевель Євген Вікторович, к.т.н., доцент*
Воробйов Микита Валерійович, к.т.н., доцент

Рецензенти: *Згурський В.О., к.т.н., старший дослідник, старший науковий співробітник Інституту газу НАН України*

Відповідальний редактор: *Клевцов С.В., к.т.н., доцент*

*Гриф надано Методичною радою КПІ імені Ігоря Сікорського
(протокол № 7 від 08.05.2026 р.)
за поданням Вченої ради НН ІАТЕ (протокол № 3 від 27.04. 2026 р.)*

ШЗ7 Розрахунок теплообмінних процесів при окремих видах конвективного теплообміну, фазових перетворюваннях та випромінюванні. Практичні заняття [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем», спец. 142 Енергетичне машинобудування та «Атомні електричні станції», спец. 143 «Атомна енергетика», / Є.В. Шевель, М.В. Воробйов ;. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,0 Мб). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2026. – 46 с.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика». В навчальному посібнику викладено необхідний теоретичний матеріал та наведено приклади розв'язку задач для процесів теплообміну в однофазному білякритичному середовищі, для рідких металів, при течії газових потоків з високою швидкістю, кипінні, конденсації та випромінюванні.

УДК 536.24

Реєстр. № НП 25/26-391. Обсяг 2,1 авт. арк.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056 <https://kpi.ua>

Свідectво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК

№ 5354 від 25.05.2017 р.

© Є.В. Шевель, М.В. Воробйов 2026
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2026

Зміст

Вступ.....	5
1. Визначення інтенсивності теплообміну при течії рідких металів.....	6
1.1 Теоретичні відомості	6
1.2 Розв'язання задач	7
1.3 Запитання і завдання для самоперевірки	9
2. Теплообмін в однофазному біякритичному середовищі.....	10
2.1 Теоретичні відомості	10
2.2 Розв'язання задач	11
2.3 Запитання і завдання для самоперевірки	13
3. Розрахунок теплообміну при високих швидкостях газового потоку	15
3.1 Теоретичні відомості	15
3.2 Розв'язання задач	16
3.3 Запитання і завдання для самоперевірки	17
4. Визначення інтенсивності теплообміну при кипінні у великому об'ємі..	18
4.1 Теоретичні відомості	18
4.2 Розв'язання задач	19
4.3 Запитання і завдання для самоперевірки	23
5. Визначення критичної густину теплового потоку. Теплообмін при кипінні в умовах вимушеної конвекції	25
5.1 Теоретичні відомості	25
5.2 Розв'язання задач	26
5.3 Запитання і завдання для самоперевірки	27
6. Тепловіддача при плівковій конденсації пари.....	29
6.1 Теоретичні відомості	29
6.2 Розв'язання задач	31
6.3 Запитання і завдання для самоперевірки	34
7. Теплообмін випромінюванням між твердими тілами, розділеними прозорим середовищем.....	36

7.1 Теоретичні відомості	36
7.2 Розв'язання задач	38
7.3 Запитання і завдання для самоперевірки	40
8. Теплообмін у випромінюючо-поглинальному середовищі.	42
8.1 Теоретичні відомості	42
8.2 Розв'язання задач	43
8.3 Запитання і завдання для самоперевірки	44
Перелік посилань	45
Рекомендована література.....	36

Вступ

Тепломасообмінні процеси мають надзвичайно широке розповсюдження у різноманітних галузях промисловості і у повсякденному житті.

У представленому навчальному посібнику наведені основи розв'язку практичних задач з теплообмінних процесів при окремих видах конвективного теплообміну, фазових перетворюваннях та випромінюванні. Для кращого засвоєння практичного матеріалу кожний розділ навчального посібника містить теоретичну інформацію, яка може бути використана при проведенні розрахунків, в кінці кожної теми наведені Запитання і завдання для самоперевірки. При вирішенні багатьох задач необхідно знати теплофізичні властивості різних речовин, такі дані наведені в [1].

Ознайомлення з окремими розділами, які розглянуто в даному посібнику, має забезпечити знання та навички для виконання проектних та повіркових розрахунків атомних реакторів, парогенераторів, котлів, теплообмінних апаратів, промислових печей, їх конструктивних вузлів та елементів, з вибором відповідних режимів і параметрів експлуатації

1. Визначення інтенсивності теплообміну при течії рідких металів

1.1 Теоретичні відомості

Рідкі метали застосовують у тих випадках, коли необхідно забезпечити високу інтенсивність теплообмінних процесів та високий рівень температур теплоносія при низьких тисках.

Розглянемо критеріальні рівняння тепловіддачі для різних випадків течії рідких металів [2].

1.1.1 Течія в прямій круглій трубі

Теоретичні залежності для розрахунку теплообміну при турбулентному режимі течії $Re_d > 10^4$ для чистих металів:

$$\text{при } q_c = \text{const} : \quad Nu_d = 7 + 0,025 Pe_d^{0,8}; \quad (1.1)$$

$$\text{при } t_c = \text{const} : \quad Nu_d = 5 + 0,025 Pe_d^{0,8}. \quad (1.2)$$

Експериментальні залежності:

- для чистих металів:

$$\overline{Nu}_d = (4,36 + 0,025 Pe_d^{0,8}) \cdot \varepsilon_l, \quad Pe_d = 20 \dots 10^4; \quad (1.4)$$

- для металів з домішками:

$$\overline{Nu}_d = (3,4 + 0,014 Pe_d^{0,8}) \cdot \varepsilon_l, \quad Pe_d = 200 \dots 2 \cdot 10^4; \quad (1.5)$$

де:

$$l/d > 30 : \quad \varepsilon_l = 1; \quad (1.6)$$

$$l/d < 30 : \quad \varepsilon_l = 1,7 \left(\frac{d}{l} \right)^{0,16}. \quad (1.7)$$

Ламінарний режим течії $Re_d < 10^4$

$$Pe_d \frac{d}{l} < 12 : \quad \overline{Nu}_d = 3,66; \quad (1.8)$$

$$Pe_d \frac{d}{l} \geq 12 : \quad \overline{Nu}_d = 1,61 \left(Pe_d \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (1.9)$$

1.1.2 Вільна конвекція

$$\overline{Nu}_m = C \cdot Gr_m^n Pr_m^{0,4}; \quad (1.10)$$

де

при $Gr = 10^2 \dots 10^9$: $C = 0,52$; $n = 0,25$;

при $Gr = 10^9 \dots 10^{13}$: $C = 0,105$; $n = 0,33$.

У залежностях (1.1 – 1.9) визначальна температура - середня термодинамічна температура рідкого металу, а в (1.10) – температура рідини вдалині від тіла; визначальний розмір в (1.10) для труби (горизонтальної) – діаметр (d), для вертикальної поверхні – висота (h).

1.2 Розв'язання задач

Задача 1. Умова

Поверхня нагріву теплообмінного апарату виконана з труб внутрішнім діаметром $d=15$ мм і довжиною $l=2000$ мм. Всередині труб протікає натрій з середньою температурою $t_p=200$ °С. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від натрію до стінки труби, густину теплового потоку і тепловий потік, якщо середня температура стінки $t_p=200$ °С, число Рейнольдса $Re = 59000$.

Розв'язання

Будемо вважати, що рідкий метал не містить домішок. Значення числа Рейнольдса відповідає розвиненій турбулентній течії ($Re > 10^4$), значення $l \gg d$ відповідає гідродинамічно стабілізованій течії. Для розв'язання задачі скористаємося формулою (1.3)

$$\overline{Nu} = 4,36 + 0,025Re^{0,8}$$

З таблиці властивостей рідких металів знаходимо:

$$Pr = 0,75 \cdot 10^{-2}, \quad \lambda = 81,4 \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

Число Пекле:

$$Pe = Re \cdot Pr = 59000 \cdot 0,0075 = 442,5.$$

Число Нусельта:

$$\overline{Nu} = 4,36 + 0,025 \cdot 442,5^{0,8} = 7,63.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{7,63 \cdot 81,4}{15 \cdot 10^{-3}} = 41400 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

Густина теплового потоку:

$$q = \alpha(t_p - t_c) = 41400(200 - 170) = 1,24 \cdot 10^6 \frac{Вт}{м^2}.$$

Тепловий потік:

$$Q = q \pi d l = 1,24 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 117000 Вт$$

$$\text{Відповідь: } \overline{\alpha} = 41400 \frac{Вт}{м^2 К} \quad q = 1,24 \cdot 10^6 \frac{Вт}{м^2} \quad Q = 117000 Вт$$

Задача 2. Умова

В контурі атомної енергетичної установки поверхня нагріву виконана з труб внутрішнім діаметром 12 мм та довжиною 2,5 м. В середині труб тече рідкий натрій з середньою температурою $t_p = 400$ °С та середньою швидкістю $W = 2,5 \frac{м}{с}$. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі до поверхні труб.

Розв'язання

Для обчислення інтенсивності теплообміну використаємо залежність (1.2):

$$Nu_d = 5 + 0,025 Re_d^{0,8}.$$

Теплофізичні властивості рідкого натрію при $t_p = 400$ °С: $\nu = 33 \cdot 10^{-8} \frac{м^2}{с}$;

$$\lambda = 63,9 \frac{Вт}{м^{\circ}С}; \quad Pr = 0,56 \cdot 10^{-2}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 0,012}{33 \cdot 10^{-8}} = 90900.$$

Число Пекле:

$$Pe_d = Re \cdot Pr = 90900 \cdot 0,56 \cdot 10^{-2} = 510.$$

Число Нуссельта:

$$Nu_d = 5 + 0,025 Pe_d^{0,8} = 5 + 0,025 \cdot 510^{0,8} = 8,65.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu_d \cdot \lambda}{d} = \frac{8,65 \cdot 63,9}{0,012} = 46100 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{°C}}.$$

$$\text{Відповідь: } \alpha = 46100 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{°C}}.$$

1.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Наведіть переваги використання рідких металів в якості теплоносіїв.
2. Опишіть поняття теплового та динамічного примежового шару. Дайте класифікацію теплоносіїв за величиною числа Pr .
3. Наведіть недоліки рідкометалевих теплоносіїв.
4. Чому результати розрахунку теплообміну при течії рідких металів за різними рівняннями можуть відрізнятися у 1,5...2,0 рази?
5. Проаналізуйте структуру формул для обчислення інтенсивності теплообміну при вільній конвекції рідких металів.
6. Поясніть, що таке контактний опір при течії рідких металів і як він позначається на інтенсивності теплообміну.
7. Проаналізуйте структуру формул для обчислення інтенсивності теплообміну при вимушеній течії рідких металів.

2. Теплообмін в однофазному біякритичному середовищі

2.1 Теоретичні відомості

В умовах надкритичних тисків перехід від рідини до пари відбувається безперервно, зміна властивостей речовини не має стрибкоподібного характеру, який спостерігається при одночасному існуванні парової та рідкої фаз. Тому теплообмін при надкритичних тисках, перш за все, розглядають як теплообмін в однофазному середовищі, але з різко вираженою зміною теплофізичних властивостей рідини – ця область характеризується різким максимумом теплоємності (визначається псевдокритичною температурою T_m). Зазначені особливості зміни теплофізичних властивостей можуть викликати режим погіршеного теплообміну, тому звичайні залежності для опису процесів теплообміну використовувати в таких умовах не можна.

Для практичних розрахунків використовують формулу, яка отримана на основі обробки дослідних даних для води (H_2O) та двоокису вуглецю (CO_2):

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{\rho_c}{\rho_p} \right)^m \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pp}} \right)^n, \quad (2.1)$$

де $Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}}$ – кореляція Гнелінського для потоку в трубах для

течії в трубі при постійних властивостях теплоносія [3];

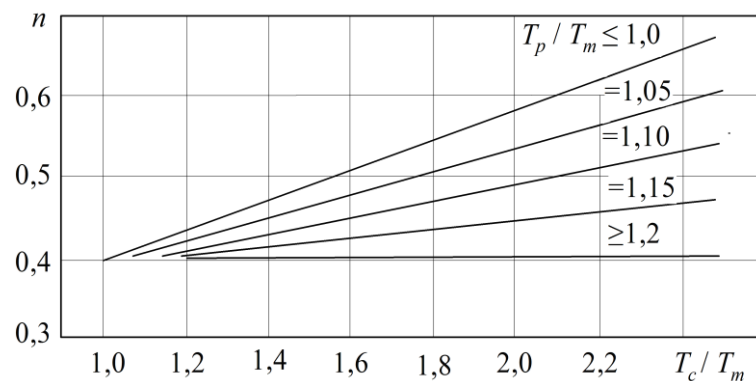
$\xi = (1,82 \cdot \lg Re - 1,64)^{-2}$ – коефіцієнт тертя Дарсі;

$\overline{c_p} = \frac{i_c - i_p}{t_c - t_p}$ – середня інтегральна теплоємність в інтервалі температур від t_c до t_p .

В залежності (2.1) показники степені m та n приймають згідно табл. 2.1. та рис. 2.1.

Таблиця 2.1. Дані для формули (2.1)

Речовина	Діапазон застосування	Показник	Критичний тиск	Критична температура
H ₂ O	$1,02 \leq \frac{P}{P_{кр}} \leq 1,45$	$m = 0,3$	$p_{кр} = 22,12 \text{ МПа}$	$t_{кр} = 374,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
CO ₂	$1,02 \leq \frac{P}{P_{кр}} \leq 5,3$	$m = 0,35 - 0,05 \frac{P}{P_{кр}}$	$p_{кр} = 7,38 \text{ МПа}$	$t_{кр} = 31,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.1. Залежність показника степеня n від T_p/T_m та T_c/T_m

Формула (2.1) справедлива в умовах нагріву рідини при $q_c = const$.

Діапазон застосування залежності (2.1): $2 \cdot 10^4 \leq Re \leq 8 \cdot 10^5$; $0,85 \leq Pr \leq 55$;

$$0,09 \leq \frac{\rho_c}{\rho_p} \leq 1,0; \quad 0,02 \leq \frac{\overline{c_p}}{c_{pp}} \leq 4).$$

2.1 Розв'язання задач

Умова

Знайти місцевий коефіцієнт тепловіддачі та місцеве значення густини теплового потоку при течії води надкритичних тиску $P = 24 \text{ МПа}$ в трубі діаметром $d = 12 \text{ мм}$. Місцева температура стінки у перерізі, що розглядається $t_c = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}$, витрата води $G = 0,15 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, середньомасова температура води в перерізі x на відстані $x > 15d$ від входу до ділянки, що обігрівається $t_{px} = 380 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання

Інтенсивність теплообміну при біякритичних параметрах визначається із залежності (2.1):

$$\text{Nu} = \text{Nu}_0 \left(\frac{\rho_c}{\rho_p} \right)^m \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pp}} \right)^n.$$

Псевдокритична температура при тиску $P = 24$ МПа складає $t_m = 380,7$ °С, показники степені в рівнянні (2.1) з таблиці 2.1 та рис 2.1 дорівнюють: $m = 0,3$; $n = 0,4$.

Теплофізичні властивості води:

- при температурі t_{px} : $\mu = 4,68 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $\text{Pr} = 11,9$; $c_{pp} = 63,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$;
 $i_p = 2028 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$; $\lambda = 0,269 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{С}}$; $\rho_p = 63,38 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
- при температурі t_c : $i_c = 2804 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}} \cdot ^\circ\text{С}$; $\rho_p = 2,59 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4G}{\pi d \mu} = \frac{4 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,012 \cdot 4,68 \cdot 10^{-5}} = 3,4 \cdot 10^5.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору:

$$\xi = (1,82 \cdot \lg \text{Re} - 1,64)^{-2} = (1,82 \cdot \lg(3,4 \cdot 10^5) - 1,64)^{-2} = 0,0141.$$

Число Нусельта для течії в трубі при постійних властивостях теплоносія в трубі:

$$Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} = \frac{\frac{0,0141}{8} 3,4 \cdot 10^5 \cdot 11,9}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{0,0141}{8} \left(11,9^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} = 2180.$$

Середня інтегральна теплоємність:

$$\overline{c_p} = \frac{i_c - i_p}{t_c - t_{px}} = \frac{2804 - 2028}{420 - 380} = 19,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}.$$

Число Нусельта при врахуванні зміни теплофізичних властивостей для білякритичної області:

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{\rho_c}{\rho_p} \right)^m \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pp}} \right)^n = 2180 \left(\frac{2,59}{8,14} \right)^{0,3} \left(\frac{19,4}{63,38} \right)^{0,4} = 960.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_x = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{960 \cdot 0,0269}{0,012} = 21,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2^\circ\text{C}}.$$

Густина теплового потоку:

$$q_x = \alpha_x (t_c - t_{px}) = 21,5 \cdot 10^3 (420 - 380) = 8,6 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$\text{Відповідь: } \alpha_x = 21,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2^\circ\text{C}}; \quad q_x = 8,6 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

2.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Як змінюються теплофізичні властивості речовини в однофазній білякритичній області?
2. Поясніть поняття критичної та псевдокритичної температури.
3. Проаналізуйте особливості теплообміну в однофазній білякритичній області, охарактеризуйте нормальний режим і режим з погіршеною тепловіддачею.
4. Яким чином при розрахунку теплообміну в однофазній білякритичній області враховують зміну теплофізичних властивостей рідини?
5. Що таке критичний стан речовини?

6. Перелічіть можливі режими течії рідини в однофазній білякритичній області.

3. Розрахунок теплообміну при високих швидкостях газового потоку

3.1 Теоретичні відомості

При русі газових потоків з високими швидкостями (наближеними до швидкості звуку та вище) робота сил тертя біля поверхні нерухомої стінки переходить в теплоту. Виділення теплоти в пристінній області може бути настільки інтенсивним, що приведе до руйнування поверхні. Таким чином, при розрахунках теплообміну необхідно додатково враховувати дисипацію енергії.

При розрахунках теплообміну в газових потоках при високих швидкостях закон Ньютона-Ріхмана при умові охолодження стінки матиме вигляд:

$$q = \alpha(T_{ac} - T_c) = \alpha \left(T + r \frac{W^2}{2c_p} - T_c \right). \quad (3.1)$$

Температуру адіабатної стінки T_{ac} визначають з виразу:

$$T_{ac} = T + r \frac{W^2}{2 \cdot c_p} = T \left(1 + r \frac{k-1}{2} M^2 \right), \quad (3.2)$$

де W – швидкість потоку; M – число Маха, k – постійна адіабати.

У залежностях (3.1) та (3.2) r – коефіцієнт відновлення. При обтіканні пластини ламінарним потоком $r = \sqrt{\text{Pr}}$, при турбулентному потоці $r = \sqrt[3]{\text{Pr}}$.

Інтенсивність локального теплообміну для течії газу на пластині довжиною x визначається з виразу:

$$\text{Nu}_x = 0,0296 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,38} \varepsilon_l, \quad (3.3)$$

де температура адіабатного гальмування $T_0 = T + \frac{W^2}{2c_p}$, поправку на довжину

труби ε_l при $x/d < 15$ приймають $\varepsilon_l = \frac{1.38}{(x/d)^{0.12}}$; при $x/d \geq 15$ приймають $\varepsilon_l = 1$

3.2 Розв'язання задач

Умова

Пластину, що має внутрішні джерела теплоти, обтікає повітря при атмосферному тиску та температурі 20 °С зі швидкістю 900 $\frac{\text{м}}{\text{с}}$. Довжина пластини у напрямку потоку 50 мм, густина теплового потоку на поверхні пластини $4 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$. Визначити температуру поверхні на кінці пластини.

Розв'язання

Інтенсивність теплообміну для умов високошвидкісних газових потоків визначається з виразу (3.3):

$$\text{Nu}_x = 0,0296 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,38} \varepsilon_l.$$

Температура стінки більше температури адіабатної стінки, оскільки пластина має внутрішні джерела теплоти $T_c > T_{ac}$, тоді рівняння Ньютона-Ріхмана матиме вигляд:

$$q = \alpha(T_c - T_{ac})$$

Теплофізичні властивості повітря при 20 °С:

$$\text{Pr} = 0,703; \nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{С}}; c_p = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{W \cdot l}{\nu} = \frac{900 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 2,98 \cdot 10^6.$$

Температура адіабатного гальмування:

$$T_0 = T + \frac{W^2}{2 \cdot c_p} = 293,13 + \frac{900^2}{2 \cdot 1005} = 696 \text{ К}.$$

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = 0,0296 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,38} = 0,0296 \cdot (2,98 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,703^{0,43} \cdot \left(\frac{293,13}{696} \right)^{0,38} = 2773.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l} = \frac{2773 \cdot 2,59 \cdot 10^{-2}}{5 \cdot 10^{-2}} = 1436 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{°C}}.$$

Температура адіабатної стінки:

$$T_{ac} = T + r \frac{W^2}{2c_p} = T + \sqrt[3]{\text{Pr}} \cdot \frac{W^2}{2 \cdot c_p} = 293,13 + \sqrt[3]{0,703} \cdot \frac{900^2}{2 \cdot 1005} = 651 \text{ К}.$$

Температура стінки:

$$T_c = \frac{q_c}{\alpha} + T_{ac} = \frac{4 \cdot 10^4}{1436} + 651 = 679 \text{ К}$$

Відповідь: $T_c = 679 \text{ К}$ (406 °C).

3.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Дайте визначення числа Маха, що воно характеризує? Яка швидкість звуку у повітрі?
2. Які процеси характеризуються поняттями дисипації та абляції?
3. Розкрийте поняття температури гальмування та температури адіабатної стінки?
4. Наведіть епюри температур біля стінки, яка омивається високошвидкісним газовим потоком при підведенні теплоти до стінки та відведенні від неї.
5. Поясніть фізичний зміст коефіцієнта відновлення.

4. Визначення інтенсивності теплообміну при кипінні у великому об'ємі

4.1 Теоретичні відомості

Процеси кипіння спостерігаються в дуже багатьох процесах та апаратах, зокрема в деяких типах ядерних реакторів, парогенераторах ТЕС та АЕС, котельних установках, та ін.

При вивченні матеріалу студентам необхідно засвоїти механізми теплообміну при кипінні та чітко оперувати основними поняттями для правильного використання розрахункових залежностей.

З огляду на прикладну направленість даних методичних вказівок наведемо основні залежності для розрахунку процесів кипіння у великому об'ємі.

Формула Лабунцова для розрахунку інтенсивності теплообміну при кипінні:

$$\text{Nu}_* = C \text{Re}_*^n \text{Pr}^{\frac{1}{3}}, \quad (4.1)$$

$$\text{при } \text{Re}_* \geq 10^{-2}: C = 0,125; n = 0,65;$$

$$\text{при } \text{Re}_* < 10^{-2}: C = 0,0625; n = 0,5;$$

$$\text{Nu}_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda}; \text{Re}_* = \frac{W_* l_*}{\nu} = \frac{q l_*}{r \rho'' \nu}; W_* = \frac{q}{r \rho''}; l_* = \frac{R_k}{2} \frac{c_p \Delta t}{r} \frac{\rho'}{\rho''} = \frac{\sigma c_p \rho' T_s}{(r \rho'')^2}.$$

де, l_* – характерний лінійний розмір парової фази, м; W_* – швидкість пароутворення, м/с; R_k – критичний діаметр бульбашки, м; Δt – різниця температур між температурою стінки t_c , і температурою насичення t_s° , тобто $\Delta t = (t_c - t_s) \text{ C (K)}$.

Діапазон застосування залежності (4.1): $10^{-5} \leq \text{Re} \leq 10^4$; $0,86 \leq \text{Pr} \leq 7,6$;

$$W_* \leq 7 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Емпіричні залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну при кипінні води:

$$\alpha = 3,0q^{0,7} p^{0,15}; P \quad (4.2)$$

$$\alpha = 38,7\Delta t^{2,33} p^{0,5} \cdot P \quad (4.3)$$

Діапазон використання залежностей (4.2) та (4.3) – $0,1 \leq P \leq 5$ МПа, тиск необхідно підставляти в барах ($1 \text{ бар} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

Формула Кутателадзе для розрахунку інтенсивності теплообміну при кипінні:

$$\text{Nu}_\delta = 8,7 \cdot 10^{-4} (\text{Re } K_p)^{0,7} \text{Pr}^{0,35}, \quad (4.4)$$

$$K_p = \frac{P\delta}{\sigma} = \frac{P}{\sqrt{\sigma g(\rho' - \rho'')}} \quad (4.5)$$

капілярна стала δ :

$$\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}. \quad (4.6)$$

У залежностях (4.1) та (4.4) для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні теплофізичні властивості λ , ν , r , σ , c_p , Pr визначаються для киплячої рідини на лінії насичення (за температурою насичення t_s при даному тиску P).

4.2 Розв'язання задач

Задача 1. Умова

Визначити коефіцієнти тепловіддачі та температурні напори для бульбашкового кипіння води у великому об'ємі під тисками 0,3 і 0,8 МПа при густині теплового потоку $0,16 \frac{\text{МВт}}{\text{м}^2}$. Знайти також співвідношення цих величин при різних тисках. Як впливає збільшення тиску на коефіцієнт тепловіддачі і температурний напір?

Розв'язання

При кипінні води у великому об'ємі при для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі, при $0,1 \leq P \leq 5$ МПа можна використовувати емпіричні залежності (4.2) та (4.3):

$$\alpha = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot P^{0,15}; \alpha = 38,7 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot P^{0,5}.$$

Розглянемо вплив на коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = 3 \cdot q^{0,7} \cdot P^{0,15} = 3 \cdot (0,16 \cdot 10^6)^{0,7} \cdot 3,0^{0,15} = 15540 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_2 = 3 \cdot q^{0,7} \cdot P^{0,15} = 3 \cdot (0,16 \cdot 10^6)^{0,7} \cdot 8,0^{0,15} = 18000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{18000}{15540} = 1,16.$$

Як бачимо, з підвищенням тиску коефіцієнт тепловіддачі зростає.

Визначимо вплив тиску на температурний напір – з рівняння Ньютона-Ріхмана: $\Delta t = \frac{q}{\alpha}$, тоді для умов задачі:

$$\Delta t_1 = \frac{0,16 \cdot 10^6}{15540} = 10,3^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = \frac{0,16 \cdot 10^6}{18000} = 8,9^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{8,9}{10,3} = 0,86.$$

З підвищенням тиску температурний напір падає.

$$\text{Відповідь: } \alpha_1 = 15540 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \alpha_2 = 18000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \Delta t_1 = 10,35^\circ\text{C};$$

$\Delta t_2 = 8,94^\circ\text{C}$; з підвищенням тиску коефіцієнт тепловіддачі зростає, а температурний напір падає.

Задача 2. Умова

Визначити кількість водяної пари, яка буде одержана за 1 годину в паровому котлі, якщо площа парогенеруючої поверхні дорівнює $3,5 \text{ м}^2$, а її температура $150 \text{ }^\circ\text{C}$. Тиск насиченої пари в котлі $0,37 \text{ МПа}$. (використати формулу Лабунцова)

Розв'язання

Формула Лабунцова має загальний вигляд:

$$\text{Nu}_* = c \text{Re}_*^n \text{Pr}^{\frac{1}{3}},$$

для її використання необхідно визначити значення коефіцієнта c та показника степеня n , які залежать від числа Re_* . Оскільки для визначення Re_* необхідно знати густину теплового потоку q , значення якої в умові задачі немає, то зробимо допущення, що нехай в першому випадку $\text{Re}_* \leq 0,01$, тоді $c = 0,0625$, $n = 0,5$. Перепишемо та перетворимо залежність Лабунцова для визначення числа Nu_* :

$$\begin{aligned} \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} &= 0,0625 \text{Re}_*^{0,5} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}; \text{Re}_* = \frac{W_* l_*}{v} = \frac{q l_*}{r \rho'' v}; \\ \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} &= 0,0625 \left(\frac{q l_*}{r \rho'' v} \right)^{0,5} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}; \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} = 0,0625 \left(\frac{\alpha \Delta t \cdot l_*}{r \rho'' v} \right)^{0,5} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}; \\ \frac{\alpha^{0,5} \cdot l_*^{0,5}}{\lambda^{0,5}} &= 0,0625 \cdot \lambda^{0,5} \left(\frac{\Delta t}{r \rho'' v} \right)^{0,5} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}; \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} = (0,0625)^2 \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right) \text{Pr}^{\frac{2}{3}}; \\ \text{Nu}_* &= 0,0625 \cdot \left\{ 0,0625 \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right) \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \right\} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \Rightarrow \text{Re}_*^{0,5} = 0,0625 \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right) \text{Pr}^{\frac{1}{3}}. \end{aligned}$$

Таким чином число $\text{Re}_* = 0,0625^2 \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^2 \text{Pr}^{\frac{2}{3}}$, за таблицями термодинамічних властивостей води на лінії кипіння при тиску $0,37 \text{ МПа}$ визначимо теплофізичні властивості: $\sigma = 506,6 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м}$, $c_p = 4289 \text{ Дж/кгК}$, $\rho' = 934,1 \text{ кг/м}^3$, $T_s = 412 \text{ К}$ ($139 \text{ }^\circ\text{C}$), $r = 2142,6 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$, $\rho'' = 2,018 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,685 \text{ Вт/мК}$; $\text{Pr} = 1,26$. Розрахуємо число Re :

$$Re_* = 0,0625^2 \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^2 Pr^{\frac{2}{3}} = 0,0625^2 \cdot \left(\frac{0,685 \cdot (150 - 139)}{2142,6 \cdot 10^3 \cdot 2,018 \cdot 0,217 \cdot 10^{-6}} \right)^2 1,26^{\frac{2}{3}} = 0,133.$$

Тобто $Re_* = 0,133$, а отже допущення що $Re_* < 0,01$ і, відповідно, $c = 0,0625$, $n = 0,5$ є хибним.

Отже, залишається, що $Re_* \geq 0,01$, тоді $c = 0,125$, $n = 0,65$. Запишемо та перетворимо рівняння Лабунцова з даними значеннями:

$$\begin{aligned} \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} &= 0,125 \left(\frac{q \cdot l_*}{r \rho'' v} \right)^{0,65} Pr^{\frac{1}{3}}; \\ \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} &= 0,125 \left(\frac{\alpha \Delta t \cdot l_*}{r \rho'' v} \right)^{0,65} Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} \right)^{0,65}; \\ \left(\frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} \right)^{0,35} &= 0,125 \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^{0,65} Pr^{\frac{1}{3}} \left| \text{піднесемо до степені } \frac{100}{35}; \right. \\ \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda} &= 0,125^{\frac{100}{35}} \cdot \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^{\frac{65}{100} \cdot \frac{100}{35}} Pr^{\frac{1100}{3 \cdot 35}}; \\ Nu_* &= 2,63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^{1,86} Pr^{0,952}. \end{aligned}$$

$$\text{Визначимо } l_* = \frac{R_{\kappa}}{2} \frac{c_p \Delta t}{r} \frac{\rho'}{\rho''} = \frac{\sigma c_p \rho' T_s}{(r \rho'')^2};$$

$$l_* = \frac{\sigma c_p \rho' T_s}{(r \rho'')^2} = \frac{506,6 \cdot 10^{-4} \cdot 4289 \cdot 934,1 \cdot 412}{(2142,6 \cdot 10^3 \cdot 2,018)^2} = 4,47 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\lambda}{l_*} 2,63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^{1,86} Pr^{0,952} = \\ &= \frac{0,685}{4,47 \cdot 10^{-6}} 2,63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,685 \cdot (150 - 139)}{2142,6 \cdot 10^3 \cdot 2,018 \cdot 0,217 \cdot 10^{-6}} \right)^{1,86} 1,26^{0,952} = 20200 \text{ Вт/м}^2\text{К} \end{aligned}$$

Кількість водяної пари, яку можна одержати за годину визначається з виразу

$$m = \frac{Q \tau}{r} = \frac{\alpha \Delta t F \tau}{r} = \frac{20200 \cdot (150 - 139) \cdot 3,5 \cdot 3600}{2142,6 \cdot 10^3} = 1310 \text{ кг.}$$

Відповідь: $m = 1310$ кг.

4.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Дайте визначення процесу кипіння, наведіть умови, необхідні для його виникнення.
2. Що називають центрами пароутворення?
3. Поясніть причини виникнення зародків бульбашок пари в рідині при кипінні.
4. Опишіть основні механізми теплообміну при кипінні води у великому об'ємі.
5. Що характеризує крива кипіння (крива Нукіяма), які на ній існують характерні області?
6. Опишіть, як змінюється температура центру пароутворення під час кипіння.
7. Проаналізуйте причини виникнення поверхневих сил та існування надлишкового тиску у краплі рідини і у бульбашці пари.
8. Які характерні розміри використовуються при описі процесів кипіння?
9. Проаналізуйте структуру формули Кутателадзе для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні.
10. Опишіть тепловий рух молекул у рідині за Френкелем.
11. Що характеризує критерій Якоба?
12. Опишіть розподіл температури в рідині, догрітій до температури кипіння.
13. Проаналізуйте структуру формули Лабунцова для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні.
14. Охарактеризуйте відривний діаметр бульбашки.
15. Опишіть розподіл температури в рідині, недогрітій до температури насичення.
16. Як впливає спосіб обігріву поверхні на вид кривої кипіння?

17. За рахунок яких процесів відбувається теплообмін при плівковому кипінні?
18. Проаналізуйте структуру формули Толубінського для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні.
19. При яких умовах можна отримати перехідний режим кипіння?

5. Визначення критичної густину теплового потоку. Теплообмін при кипінні в умовах вимушеної конвекції

5.1 Теоретичні відомості

При збільшенні густини теплового потоку в теплообмінних пристроях може виникнути перехід від бульбашкового до плівкового режиму кипіння, це явище називають кризою теплообміну, а величину теплового потоку при цих умовах – першою критичною густиною теплового потоку. В основу визначення першої критичної густини теплового потоку покладена гідродинамічна теорія кризи:

$$q_{kpl} = kr \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')} \sqrt{\frac{\rho'}{\rho' + \rho''}}, \quad (5.1)$$

де, k – константа, що залежить від роду рідини. За даними численних експериментальних досліджень коефіцієнт k узагальнюється наступною залежністю:

$$k = 0,13 + 4 \frac{v'^{0,8}}{g^{0,4}} \left[\frac{g \cdot (\rho' - \rho'')}{\sigma} \right]^{0,6}. \quad (5.2)$$

Перша критична густина теплового потоку збільшується із зростанням недогріву рідини ϑ і визначається зі співвідношення:

$$q_{kpl\vartheta} = q_{kpl} \left[1 + 0,065 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) \frac{c_p \cdot \vartheta}{r} \right], \quad (5.3)$$

де $\vartheta = (t_s - t_p)$ – величина недогріву, °C (K).

Тепловіддача при кипінні в умовах вимушеного руху рідини визначається за наступними залежностями:

$$\text{при } \frac{\alpha_{кип}}{\alpha_{конв}} \leq 0,5, \quad \alpha = \alpha_{конв}; \quad (5.4)$$

$$\text{при } \frac{\alpha_{\text{кип}}}{\alpha_{\text{конв}}} > 2, \alpha = \alpha_{\text{кип}}; \quad (5.5)$$

$$\text{при } 0,5 < \frac{\alpha_{\text{кип}}}{\alpha_{\text{конв}}} \leq 2,0, \alpha = \alpha_{\text{конв}} \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{\text{кип}}}{\alpha_{\text{конв}}} \right)^2}, \quad (5.6)$$

де, $\alpha_{\text{кип}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні, визначається, наприклад, за залежністю Лабунцова (4.1), емпіричними залежностями (4.2); (4.3) або Кутателадзе (4.4); $\alpha_{\text{конв}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній течії однофазної рідини в трубі, визначається, за відповідними формулами.

5.2 Розв'язання задач

Умова

Догріта до температури насичення вода тече трубою, що обігривається. Розміри труби: довжина 1 м, діаметр 12 мм. Середня по довжині труби швидкість потоку $1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, температура стінки постійна по довжині труби і дорівнює 167°C . Тиск у трубі $0,618 \text{ МПа}$. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики води при тиску $P = 0,618 \text{ МПа}$ на лінії насичення: температура кипіння $t_s = 160,2^\circ\text{C}$, $\text{Pr} = 1,1$; $\nu = 0,191 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $\lambda = 68,3 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{C}}$. Довжина труби 1 м дана для визначення того, що в даному випадку течія рідини є гідродинамічно стабілізованою, тобто $l/d > 50$.

Обчислимо інтенсивність тепловіддачі при вимушеній течії рідини в трубі.

Режим течії визначається числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,012}{0,191 \cdot 10^{-6}} = 94200,$$

що відповідає турбулентному режиму.

Для турбулентного режиму інтенсивність теплообміну при вимушеній течії рідини в трубі [4]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 94200^{0,8} \cdot 1,1^{0,43} = 209;$$

$$\alpha_{конв} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{209 \cdot 68,3 \cdot 10^{-2}}{12 \cdot 10^{-3}} = 11900 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Визначимо інтенсивність тепловіддачі при кипінні води:

$$\alpha_{кип} = 38,7 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot P^{0,5} = 38,7 \cdot (167,0 - 160,2)^{2,33} \cdot 6,18^{0,5} = 8370 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Так як $\frac{\alpha_{кип}}{\alpha_{конв}} = \frac{8370}{11900} = 0,70$, тобто $0,5 < \frac{\alpha_{кип}}{\alpha_{конв}} \leq 2,0$, то коефіцієнт

тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha = \alpha_{конв} \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{кип}}{\alpha_{конв}} \right)^2} = 11900 \sqrt{1 + \left(\frac{8370}{11900} \right)^2} = 14500 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Відповідь: $\alpha = 14500 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$

5.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Розкрийте поняття кризи теплообміну.
2. Проаналізуйте, як впливає вимушена конвекція на інтенсивність теплообміну при кипінні.
3. Поясніть причини настання 1-ї кризи теплообміну при кипінні у великому об'ємі з точки зору Кутателадзе.
4. Опишіть структуру двофазного потоку при кипінні рідини в трубах.
5. Розкрийте основні параметри, що характеризують двофазні потоки.

6. Дайте характеристику криз кипіння в умовах вимушеної конвекції в трубі.
7. Опишіть, як змінюються такі параметри: температура стінки, температура рідини, коефіцієнт тепловіддачі, істинний та відносний балансовий паровміст в парогенеруючій трубі при зміні потоку від недогрітої рідини до перегрітої пари.
8. Проаналізуйте механізм теплообміну при плівковому кипінні рідини.

6. Тепловіддача при плівковій конденсації пари

6.1 Теоретичні відомості

Вивчення теплообміну при конденсації є важливим розділом курсу «Тепломасообмін», оскільки процеси конденсації неодмінно зустрічаються в конденсаторах теплових і атомних електростанцій, а також в багатьох пристроях хімічної, харчової, фармацевтичної промисловості та ін.

Частіше всього на практиці ми маємо справу з плівковою конденсацією пари на вертикальній поверхні, або на поверхні горизонтальної труби. Перехід від ламінарної течії плівки конденсату на вертикальній поверхні до турбулентної відбувається при $Re_{кр} \approx 400$. Число Re визначається як:

$$Re_x = \frac{\bar{W} \cdot \delta_x}{\nu} = \frac{G}{\rho \cdot \nu \cdot l_z} = \frac{\bar{q} \cdot x}{r \cdot \rho \cdot \nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot x}{\mu \cdot r}, \quad (6.1)$$

де різниця температур $\Delta t = (t_s - t_c)$, °C (K).

Відповідно розв'язку Нуссельта [5], товщина плівки конденсату при її ламінарній течії на вертикальній поверхні:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda \cdot \mu \cdot \Delta t \cdot x}{r \cdot \rho^2 \cdot g}}. \quad (6.2)$$

Локальний та середній коефіцієнти тепловіддачі відповідно:

$$\alpha_x = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r \cdot \rho^2 \cdot g}{4 \cdot \mu \cdot \Delta t \cdot x}}; \quad (6.3)$$

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot h}}. \quad (6.4)$$

Рівняння (6.4) можна спрощено представити в безрозмірному вигляді:

$$Re = 0,95 \cdot Z^{0,78}, \quad (6.5)$$

де $Re_s = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot h}{\mu \cdot r}$, $Z = Ga^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_p \cdot \Delta t}{r \cdot \rho_p \cdot v_p}$, Ga – Число Галілея – показує співвідношення

між силами гравітації та силами в'язкості у середовищі, $Ga = \frac{gh^3}{\nu^2}$. В такому

випадку критичному числу $Re=400$ відповідає критичне число $Z=2300$ /

Інтенсивність теплообміну при конденсації на похилій поверхні:

$$\alpha_{nox} = \alpha_{верт} \sqrt[4]{\cos \varphi}, \quad (6.6)$$

де φ – кут відхилення від вертикалі.

При конденсації на горизонтальній трубі середня інтенсивність теплообміну:

$$\bar{\alpha} = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}}. \quad (6.7)$$

Інтенсивність теплообміну при змішаній течії плівки конденсату ($Z > Z_{кр}$) на вертикальній поверхні визначається як з виразу

$$Re_s = \left[89 + 0,024 \left(\frac{Pr_s}{Pr_c} \right)^{0,25} Pr_s^{0,5} (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}}, \quad (6.8)$$

Середня інтенсивність теплообміну при конденсації на горизонтальній трубі в умовах вимушеної конвекції (на трубу набігає потік пари зі швидкістю W_0):

$$\overline{Nu} = 0,64 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \left[1 + \left(1,69 \cdot \frac{K \cdot Pr}{Fr} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (6.9)$$

де Fr – число Фруда – характеризує співвідношення між силою інерції і силою тяжіння, $Fr = \frac{g \cdot d}{W_0^2}$; $K = \frac{r}{c_p \cdot \Delta t}$ – критерій фазового переходу.

У розрахункових залежностях, для визначення інтенсивності теплообміну при конденсації перегрітої пари замість теплоти пароутворення r

використовують величину $r' = r + h_{nn} - h''$, де h_{nn} та h'' - ентальпія перегрітої та насиченої пари відповідно, а для вологої пари $r' = r \cdot x$, де x – паровміст.

6.2 Розв'язання задач

Задача 1. Умова

Визначити коефіцієнти тепловіддачі при конденсації водяної пари на поверхнях горизонтальної та вертикальної труб діаметром 24 мм і довжиною 0,8 м при температурі стінки 80 °С. Температура насичення $t_s=120$ °С, потік конденсату ламінарний.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води:

коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 68,6 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$, густина $\rho = 943,1 \frac{кг}{м^3}$,
теплота пароутворення $r = 2202,8 \cdot 10^3 \frac{Дж}{кг}$, коефіцієнт динамічної в'язкості
 $\mu = 237,4 \cdot 10^{-6} Па \cdot с$.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації визначається за формулами Нуссельта. Для ламінарної течії на вертикальній поверхні:

$$\alpha_z = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot t \cdot h}};$$

При конденсації на поверхні горизонтальної труби:

$$\alpha_z = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot t \cdot d}}.$$

Підставивши теплофізичні властивості, отримаємо:

$$\alpha_6 = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,6 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 943,1^2 \cdot 2202800 \cdot 9,8}{237,4 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 0,8}} = 0,943 \cdot 5344,6 = 5040 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\alpha_z = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,6 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 943,1^2 \cdot 2202800 \cdot 9,8}{237,4 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 0,024}} = 9350 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\text{Відповідь: } \alpha_s = 5040 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}; \alpha_c = 9350 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Задача 2. Умова

На вертикальній трубі з температурою стінки $t_c = 28,0^\circ\text{C}$ конденсується водяна пара при тиску насичення 0,005 МПа. Висота труби 4 м, а її діаметр 20 мм. Визначити скільки пари сконденсується за 1 годину, якщо: 1) пара має ентальпію $2693 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; 2) пара конденсується з вологістю 0,7.

Розв'язання

Для вибору розрахункових формул необхідно визначити характер руху плівки конденсату, який визначається величиною числа Re. Вважається, що перехід від ламінарного до турбулентного режиму відбувається при $\text{Re}=400$. З рівняння (6.5) випливає, що цьому значенню числа Re відповідає $Z=2300$, отже необхідно розрахувати параметр Z :

$$Z = \text{Ga}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho \cdot \nu},$$

При $Z_{кр} < 2300$ плівка конденсату має ламінарний характер режиму течії і для визначення інтенсивності теплообміну необхідно використовувати рівняння (6.4) або (6.5); при $Z_{кр} > 2300$ плівка конденсату має змішаний (ламінарний та турбулентний) режим течії, для визначення інтенсивності теплообміну необхідно використовувати рівняння (6.8).

Визначимо теплофізичні характеристики води при тиску $P = 0,005$ МПа: температура насичення $t_s = 32,9^\circ\text{C}$; $h'' = 2561,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;
 $r = 2423,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $\rho = 994,69 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\lambda = 62,29 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{C}}$; $\mu = 758,52 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
 $\nu = 0,763 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

Розглянемо 1-й випадок:

Пара перегріта ($h_{nn} > h''$), тому:

$$r' = r + h_{nn} - h'' = 2423,4 + 2693 - 2561,2 = 2555,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$Z = \text{Ga}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r' \cdot \rho \cdot v} = \left(\frac{g \cdot h^3}{v^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r' \cdot \rho \cdot v} = \left[\frac{9,81 \cdot 4^3}{(0,763 \cdot 10^{-6})^2} \right]^{\frac{1}{3}} \frac{0,6229 \cdot (32,9 - 28)}{(2555,2 \cdot 10^3 \cdot 994,69 \cdot 0,763 \cdot 10^{-6})} = 164;$$

$Z < (Z_{кр} = 2300)$ – ламінарний режим течії плівки конденсату, тоді коефіцієнт тепловіддачі визначають за залежністю (6.4):

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r' \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot h}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{0,6229^3 \cdot 2555,2 \cdot 10^3 \cdot 994,69^2 \cdot 9,81}{758,52 \cdot 10^{-6} \cdot (32,9 - 28) \cdot 4,0}} = 4225 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Витрата конденсату:

$$G = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot F}{r'} = \frac{4225,59 \cdot (32,9 - 28,0) \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 4)}{2555,2 \cdot 10^3} = 0,002035 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

тоді за 1 годину сконденсується:

$$m_1 = G \cdot \tau = 0,002035 \cdot 3600 = 7,33 \text{ кг}.$$

Розглянемо 2-й випадок:

Пара конденсується з певною вологістю, тому:

$$r' = r \cdot x = 2423,4 \cdot (1 - 0,7) = 727 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$Z = \text{Ga}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_p \cdot \Delta t}{r' \cdot \rho_p \cdot v_p} = \left(\frac{g \cdot h^3}{v^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_p \cdot \Delta t}{r' \cdot \rho_p \cdot v_p} = \left(\frac{9,81 \cdot 4^3}{(0,763 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{0,6229 \cdot (32,9 - 28)}{(727 \cdot 10^3 \cdot 994,69 \cdot 0,763 \cdot 10^{-6})} = 514;$$

$Z < (Z_{кр} = 2300)$ – ламінарний режим течії плівки конденсату, коефіцієнт тепловіддачі визначають за залежністю (6.4):

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot r' \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot h}} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{0,6229^3 \cdot 727 \cdot 10^3 \cdot 994,69^2 \cdot 9,81}{758,52 \cdot 10^{-6} \cdot (32,9 - 28) \cdot 4,0}} = 3086 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Витрата конденсату:

$$G = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot F}{r'} = \frac{3086 \cdot (32,9 - 28,0) \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 4)}{727 \cdot 10^3} = 0,0052 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

тоді за 1 годину сконденсується:

$$m_2 = G \cdot \tau = 0,0052 \cdot 3600 = 18,72 \text{ кг}.$$

Відповідь: $m_1 = 7,33 \text{ кг}$; $m_2 = 18,72 \text{ кг}$.

6.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Дайте визначення поняття конденсація. Перелічіть види конденсації і умови протікання процесу.
2. Назвіть основні фактори, що впливають на величину коефіцієнта тепловіддачі при конденсації.
3. Проаналізуйте режими течії плівки конденсату. Як вони впливають на теплообмін?
4. Від чого залежить коефіцієнт тепловіддачі при ламінарному режимі руху плівки конденсату?
5. Поясніть співвідношення інтенсивності теплообміну при плівковій і краплинній конденсації.

6. Які допущення були прийняті Нусельтом при аналізі процесу конденсації?
7. Назвіть умови, необхідні для початку процесу конденсації на стінці.
8. Які існують способи інтенсифікації теплообміну при конденсації?
9. Розкрийте фізичний зміст термічного опору фазового переходу при плівковій конденсації.
10. Як враховується залежність теплофізичних властивостей рідини від температури при розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації?
11. Проаналізуйте вплив перегріву, вологості пари та стану поверхні на інтенсивність теплообміну при конденсації.
12. Як впливає швидкість пари на інтенсивності теплообміну при конденсації?
13. Як визначити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на поверхні горизонтальної труби?
14. Опишіть процес конденсації всередині горизонтальної труби.
15. Як визначити коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари всередині горизонтальної труби?

7. Теплообмін випромінюванням між твердими тілами, розділеними прозорим середовищем

Теплообмін випромінюванням – окремий важливий розділ теплообміну, що має надзвичайно широке практичне поширення в елементах високотемпературних енергетичних установок: топкових камерах, поверхнях нагріву котлів, промислових печах, камерах спалювання різного призначення.

7.1 Теоретичні відомості:

1. *Закон Планка* [6] враховує залежність спектральної густини потоку випромінювання абсолютно чорного тіла від довжини хвилі та температури:

$$E_{\omega\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1}, \quad (7.1)$$

де $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ Вт} \cdot \text{м}^2$; $C_2 = 1,4387 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К}$.

2. *Закон Віна* встановлює зв'язок між довжиною хвилі λ_{max} , що відповідає максимуму спектральної густини потоку випромінювання і температурою абсолютно чорного тіла (АЧТ):

$$\lambda_{max} T = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (7.2)$$

3. *Закон Стефана-Больцмана* встановлює залежність між випромінювальною здатністю АЧТ (густиною потоку власного випромінювання) та його температурою:

$$E_0 = \int_0^\infty E_{0,\lambda} d\lambda = \sigma_0 \cdot T^4 = C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (7.3)$$

де $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ – стала Стефана-Больцмана; T – температура поверхні

АЧТ, К; $C_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ – коефіцієнт випромінювання АЧТ.

4. *Закон Кірхгофа* [7] визначає, що відношення випромінювальної здатності будь якого сірого тіла E до його поглинальної здатності A є

величиною постійною і дорівнює випромінювальній заданості абсолютно чорного тіла при тій же температурі:

$$\frac{E}{A} = E_0, \text{ або } E = E_0 \cdot A. \quad (7.4)$$

Для сірих тіл ступінь чорноти $\varepsilon = A$, тоді закон Стефана-Больцмана для сірих тіл можна представити у вигляді:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4 = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 = C \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4, \quad (7.5)$$

де $C = \varepsilon \cdot C_0$ – коефіцієнт випромінювання сірого тіла, Вт/м²К.

Величину ε приймають з довідкових даних, наприклад для сталі $\varepsilon = 0,5 \dots 0,95$ в залежності від різних факторів (шорсткості, обробки, наявності окисної плівки та ін.).

Для двох плоских нескінченних паралельних поверхонь, які є сірими тілами та розділені прозорим середовищем густини потоків випромінювання знаходять із залежностей:

$$q_{2-1} = \varepsilon_{np} \cdot \sigma_0 \cdot (T_2^4 - T_1^4) \text{ при } T_2 > T_1; \quad (7.6)$$

$$q_{1-2} = \varepsilon_{np} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ при } T_1 > T_2, \quad (7.7)$$

або

$$q_{2-1} = C_{np} \cdot \left\{ \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 \right\}; \quad (7.8)$$

$$q_{1-2} = C_{np} \cdot \left\{ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right\}. \quad (7.9)$$

Для замкнутої системи із закону збереження енергії:

$$q_{2-1} = -q_{1-2}. \quad (7.10)$$

В залежностях (7.6) – (7.9) приведений ступінь чорноти ε_{np} та приведений коефіцієнт випромінювання C_{np} в розглянутій системі:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}; \quad (7.11)$$

$$C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}, \quad (7.12)$$

де ε_1 ; ε_2 – ступені чорноти поверхонь 1 та 2, $C_1 = C_0 \cdot \varepsilon_1$; $C_2 = C_0 \cdot \varepsilon_2$ – коефіцієнти випромінювання поверхонь 1 та 2.

У випадку розміщення екранів між двома плоскими нескінченними паралельними поверхнями густина теплового потоку між поверхнями з n екранами:

$$q_{1-2}^e = \varepsilon_{np}^{ek} \cdot \sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4), \quad (7.13)$$

де, ε_{np}^{ek} – приведений ступінь чорноти при наявності екранів, визначається з виразу:

$$\varepsilon_{np}^{ek} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{np}^{1-ek1}} + \dots + \frac{1}{\varepsilon_{np}^{ek(i-1)-eki}} + \dots + \frac{1}{\varepsilon_{np}^{ekn-2}} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{np}} + \sum_{i=1}^n \frac{2}{\varepsilon_{eki}} - n \right]^{-1} \quad (7.14)$$

де ε_{eki} – ступінь чорноти i -го екрану.

Якщо всі екрани мають однакову ступінь чорноти:

$$\varepsilon_{np}^{ek} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{np}} + n \left(\frac{2}{\varepsilon_{ek}} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (7.15)$$

В залежностях (7.14) та (7.15) приведені ступені чорноти між двома плоскими сірими поверхнями необмежених розмірів визначають відповідно та по аналогії (для системи «поверхня – екран») з рівнянням (7.11).

7.2 Розв'язання задач

Умова

Для зменшення втрат теплоти за рахунок випромінювання між стінкою топкової камери (температура стінки $t_c = 155$ °С, ступінь чорноти стінки $\varepsilon_c = 0,75$) та зовнішньою обшивкою (виконана з листової сталі, ступінь

чорноти $\varepsilon_{обш} = 0,68$) встановлено екран. Який ступінь чорноти має бути у екрана, щоб температура на зовнішній обшивці не перевищувала $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ при густині теплового потоку випромінюванням $40\text{ }\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$? Яка при цьому буде температура екрана?

Розв'язання

Будемо розглядати поверхню обмурівки (стіни топкової камери), обшивки та екрана як нескінченні паралельні пластини.

Густина теплового потоку випромінюванням між стінкою топкової камери та обмурівкою з урахуванням екрана:

$$q^e = q_{ст-обш} = C_0 \cdot \varepsilon_{np}^{ек} \cdot \left\{ \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{обш}}{100} \right)^4 \right\},$$

звідси приведений ступінь чорноти при наявності екранів:

$$\varepsilon_{np}^{ек} = \frac{q_{ст-обш}}{C_0 \cdot \left\{ \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{обш}}{100} \right)^4 \right\}} = \frac{40}{5,67 \cdot \left\{ \left(\frac{(155+273)}{100} \right)^4 - \left(\frac{(40+273)}{100} \right)^4 \right\}} = 0,0294.$$

В свою чергу приведений ступінь чорноти при наявності екрана:

$$\varepsilon_{np}^{ек} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{ст-ек}} + \frac{1}{\varepsilon_{np}^{ек-обш}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{ст}} + \frac{1}{\varepsilon_{ек}} - 1 + \frac{1}{\varepsilon_{ек}} + \frac{1}{\varepsilon_{обш}} - 1 \right)^{-1} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{np}} + \frac{2}{\varepsilon_{ек}} - 1 \right)^{-1}, \text{ звідси ступінь}$$

$$\text{чорноти екрана } \varepsilon_{ек} = 2 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{np}^{ек}} - \frac{1}{\varepsilon_{np}} + 1 \right)^{-1},$$

а приведений ступінь чорноти системи стінка – обшивка з виразу (7.11):

$$\varepsilon_{np} = \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_{ст}} + \frac{1}{\varepsilon_{обш}} \right)^{-1} = \left(1 + \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,68} \right)^{-1} = 0,554;$$

тоді:

$$\varepsilon_{ек} = 2 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{np}^{ек}} - \frac{1}{\varepsilon_{np}} + 1 \right)^{-1} = 2 \cdot \left(\frac{1}{0,0294} - \frac{1}{0,554} + 1 \right)^{-1} = 0,06,$$

Розрахуємо приведений ступінь чорноти системи стінка – екран:

$$\varepsilon_{np}^{ст-ек} = \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_{ст}} + \frac{1}{\varepsilon_{ек}} \right)^{-1} = \left(1 + \frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,06} \right)^{-1} = 0,0526.$$

Густина теплового потоку випромінюванням між стінкою топкової камери та обмурівкою з урахуванням екрана:

$$q^e = c_0 \cdot \varepsilon_{np}^{ст-ек} \cdot \left\{ \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ек}}{100} \right)^4 \right\},$$

звідси

$$T_{ек} = 100 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \frac{q^e}{C_0 \cdot \varepsilon_{np}^{ст-ек}}} = 100 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{(155 + 273)}{100} \right)^4 - \frac{40}{5,67 \cdot 0,0526}} = 376 \text{ К } (103 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Відповідь: $T_{ек} = 376 \text{ К}$; $\varepsilon_{ек} = 0,06$.

7.3 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть природу теплового випромінювання.
2. Дайте поняття інтегрального і монохроматичного випромінювання.
3. Яку поверхню називають абсолютно чорною, абсолютно прозорою, абсолютно дзеркальною і абсолютно білою?
4. Що визначає закон Планка?
5. Як на практиці можна спостерігати прояв закону Віна?
6. Що дає змогу визначити закон Стефана-Больцмана?
7. Сформулюйте закон Кірхгофа.
8. Розкрийте фізичний зміст закону Ламберта.

9. Приведіть рівняння для розрахунку теплообміну випромінюванням між двома плоскими нескінченними паралельними поверхнями розділеними діатермічним середовищем.

10. Проаналізуйте теплообмін випромінюванням між плоскими нескінченними паралельними поверхнями при наявності екранів.

11. Яким чином можна збільшити відбивну здатність екранів?

12. Проаналізуйте теплообмін випромінюванням між тілом і його оболонкою.

13. Дайте визначення елементарного кутового коефіцієнта випромінювання.

14. Що показує місцевий кутовий коефіцієнт випромінювання?

15. Розкрийте зміст середнього кутового коефіцієнта випромінювання.

8. Теплообмін у випромінюючо-поглинальному середовищі. Променево-конвективний теплообмін

8.1 Теоретичні відомості

В інженерних розрахунках газ розглядають як селективно-сіре тіло, густина потоку власного випромінювання якого дорівнює:

$$E_z = \varepsilon_z \cdot \sigma_0 \cdot T_z^4 = \varepsilon_z \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_z}{100} \right)^4. \quad (8.1)$$

Ступінь чорноти ε_z суміші, що складається з декількох газів, дорівнює сумі ступенів чорноти окремих газів:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3. \quad (8.2)$$

Основними газами, що випромінюють і поглинають є триатомні гази: вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O , двоокис сірки SO_2 .

Значення ступенів чорноти газів залежать від їх парціального тиску в газовій суміші та ефективної довжини променя. Ступені чорноти триатомних газів знаходять за допомогою номограм або спеціальних залежностей [8].

Ефективна довжина променя при розрахунку ступеня чорноти визначається з виразу:

$$l_{ef} = 3,6 \frac{V}{F}, \quad (8.3)$$

де V – об'єм оболонки, в якій знаходиться газ, F – площа поверхні цієї оболонки.

Результуючий тепловий потік випромінюванням між газом з температурою T_z та поверхнею оболонки F_c з температурою T_c та ступенем чорноти ε_c дорівнює:

$$Q_c = \varepsilon_{np} \cdot \sigma_0 \cdot (T_z^4 - T_c^4) \cdot F_c, \quad (8.4)$$

де

$$\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_z} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right]^{-1}. \quad (8.5)$$

8.2 Розв'язання задач

Умова

Нагрівальна піч з розмірами $1,5 \times 0,8 \times 5,0$ м³ заповнена продуктами згоряння. Температура продуктів згоряння постійна по об'єму і дорівнює 1050 °С. Парціальний тиск водяної пари в продуктах згорання становить 8,0 кПа, а вуглекислого газу – 12,0 кПа. Визначити ступінь чорноти випромінюючої газової суміші і її власну густину випромінювання.

Розв'язання

Густина потоку власного випромінювання газу згідно формули (8.1):

$$E_z = \varepsilon_z \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_z}{100} \right)^4.$$

Ефективна довжина променя визначається з виразу (8.3) :

$$l_{ef} = 3,6 \frac{V}{F} = 3,6 \frac{1,5 \cdot 0,8 \cdot 5,0}{(1,5 \cdot 0,8 \cdot 2) + (1,5 \cdot 5,0 \cdot 2) + (0,8 \cdot 5,0 \cdot 2)} = 0,85 \text{ м.}$$

Для визначення ступеня чорноти продуктів згоряння необхідно знайти величини $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{ef}$ та $P_{\text{CO}_2} \cdot l_{ef}$:

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{ef} = 8,0 \cdot 0,85 = 6,8 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{CO}_2} \cdot l_{ef} = 12,0 \cdot 0,85 = 10,2 \text{ кПа} \cdot \text{м.}$$

Ступінь чорноти водяної пари $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ та вуглекислого газу $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ визначаємо за номограмами [8]:

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f(T_z; P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{ef}) = 0,078;$$

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(T_z; P_{\text{CO}_2} \cdot l_{ef}) = 0,10.$$

Ступінь чорноти продуктів згоряння:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,078 + 0,10 = 0,178.$$

Власна густина потоку випромінювання:

$$E = \varepsilon_z \cdot c_0 \cdot \left(\frac{T_z}{100} \right)^4 = 0,178 \cdot 5,67 \cdot \left(\frac{(1050 + 273)}{100} \right)^4 = 30900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Відповідь: $\varepsilon_z = 0,178$; $E = 30900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$.

8.4 Запитання і завдання для самоперевірки

1. Проаналізуйте особливості випромінювання газів.
2. Які гази мають суттєву випромінювальну здатність?
3. Як на практиці визначається ступінь чорноти водяної пари та вуглекислого газу?
4. Сформулюйте закон Бугера.
5. Як визначається випромінювальна здатність газів?
6. Що таке оптична товщина середовища?

Перелік посилань

1. NIST Chemistry WebBook, SRD 69 <https://webbook.nist.gov/>
2. Firsova E. V., Lebedev M. E. Heat Transfer in Liquid Metals / Heat exchanger design handbook. DOI 10.1615/hedhme.a.000180 (https://hedhme.com/content_map/?link_id=610&article_id=180)
3. Gnielinski, V. Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. Forsch Ing-Wes 41 , 8–16 (1975). <https://doi.org/10.1007/BF02559682>
4. Dittus F.W. and Boelter, L.M. K., Heat transfer in automobile radiators of tubular type university of California Publications in Engineering, 1930, 2, 443-461
5. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes ; Author, Wilhelm Nusselt ; Publisher, VDI, 1916 ; Length, 12 pages.
6. M. Planck, Verhandl. Dtsch. phys. Ges., 1900, №2, p. 202. Планк М. Об одном улучшении закона излучения Вина. Берлин (Получено 1900). Русский перевод взят из сборника: М. Планк «Избранные научные труды» под редакцией А.П. Виноградова, стр. 249. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу – <http://web.ihep.su/dbserv/compas/src/planck00/rus.pdf>
7. Kirchhoff, G. Ueber das Verhältniss zwischen dem Emissionsvermögen und dem Absorptionsvermögen der Körper für Wärme and Licht. / G. Kirchhoff // Annalen der Physik und Chemie 109 (2): 1860. – s. 275–301.
8. Max Jakob, Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York Chapman & Hall, London, 1957.

Рекомендована література

1. Шевель Є. В. Теплообмін при фазових перетвореннях і випромінюванні [Електронний ресурс] : підручник для здобувачів ступеня бакалавра енергетичних спеціальностей / Шевель Євген Вікторович, Воробйов Микита Валерійович ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 9,94 Мб). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 134 с.
2. Василенко, С. М. Основи тепломасообміну : підручник / С. М. Василенко, А. І. Українець, В. В. Олішевський. — К. : НУХТ, 2004. — 250 с.
3. Константинов С.М. Теплообмін: Підручник. - К.: ВПІ ВПК "Політехніка": Інрес, 2005. - 304 с.