

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ**

**Кваліфікаційна робота**

**другий магістерський**  
(рівень вищої освіти)

на тему **Аналіз природної конвективної тепловіддачі від оребреної труби**


Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1449з  
спеціальності 144 Теплоенергетика  
(код і назва спеціальності)

освітньої програми «Теплоенергетика»  
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації \_\_\_\_\_  
(код і назва спеціалізації)

**Корнієнко Дмитро Сергійович**  
(ініціали та прізвище)

Керівник професор, декан Економіко – гуманітарного  
факультету ЗНУ, д.т.н.  Є.О. Адоньєв.  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент проректор з науково-педагогічної роботи та  
технічної освіти, професор, д.т.н.  В.А. Банах  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя  
2020

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики  
Рівень вищої освіти другий магістерський  
Спеціальність 144 Теплоенергетика  
(код та назва)  
Освітня програма Теплоенергетика  
(код та назва)  
Спеціалізація \_\_\_\_\_  
(код та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

« 01 » грудня 2020 року

**З А В Д А Н Н Я  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ**

Корніснку Дмитру Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Аналіз природної конвективної тепловіддачі від оребреної труби

керівник роботи Адоньєв Євген Олександрович д.т. н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «25» травня 2020 року № 601-с





2 Строк подання студентом роботи 01 грудня 2020р.

3 Вихідні дані до роботи Довжина труб 1000 мм. Внутрішній діаметр труб – 13 мм. Зовнішній діаметр – 15 мм. На оребреній трубі розташовано 104 ребра з зовнішнім діаметром – 60 мм та товщиною 0,9 мм

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз об'єкта дослідження. 2. Дослідження природної конвективної тепловіддачі від оребреної труби 3. Розробка заходів з охорони праці та техніки безпеки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Схема експериментальної установки 2. Геометричні характеристики оребреної труби 3. Залежність коефіцієнту теплопередачі від швидкості теплоносія. 4. Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія 5. Залежність коефіцієнта теплопередачі від коефіцієнта оребрення. 6. Схема контуру заземлення

6. Консультанти розділів роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 розділ	Адоньєв Є.О. Декан економіко – гуманітарного факультету ЗНУ у м. Мелітополі		
2 розділ	Адоньєв Є.О. Декан економіко – гуманітарного факультету ЗНУ у м. Мелітополі		
Охорона праці	Адоньєв Є.О. Декан економіко – гуманітарного факультету ЗНУ у м. Мелітополі		

5 Дата видачі завдання 1 червня 2020 р.


**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз об'єкта дослідження.	1.06.2020- 1.08.2020	
2	Дослідження природної конвективної тепловіддачі від оребреної труби	1.08.2020-1.10.2020	
3	Розробка заходів з охорони праці і техніки безпеки	1.10.2020- 1.11.2020	
4	Розробка графічного матеріалу	1.11.2020-1.12.2020	

Студент  Д.С. Корнієнко  
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)  Є.О. Адоньєв  
(підпис) (ініціали та прізвище)

**Нормоконтроль пройдено**

Нормоконтролер  Ю.М. Каюков  
(підпис) (ініціали та прізвище)

## АНОТАЦІЯ

Корнієнко Д.С. Аналіз природної конвективної тепловіддачі від оребреної труби

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник Є.О. Адоньєв Запорізький національний університет. Інженерний навчально – науковий інститут. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

Виконано аналіз літературних джерел щодо процесів теплопередачі при омиванні теплоносієм ребристої поверхні. На основі виконаного аналізу обрану схему експериментального стенду для дослідження ефективності оребрення циліндрової поверхні. Отримано значення коефіцієнту теплопередачі за експериментальними даними та шляхом розрахунку. Побудовано залежності коефіцієнту теплопередачі від швидкості теплоносія та коефіцієнту оребрення

На основі виконаних експериментів доведено ефективність оребрення циліндрової поверхні

Ключові слова: теплопередача, конвективний теплообмін, оребрена поверхня, тепловий потік, число Нуссельта.

## ABSTRACT

Kornienko D. Analysis of natural convective heat transfer from a finned tube  
Qualification graduation work for the degree of higher education of master's degree in specialty 144 - Thermal power engineering, supervisor Y. Adoniev. Zaporizhzhya National University. Engineering educational and scientific institute. Department of Heat Power Engineering and Hydropower Engineering, 2020.

The analysis of literature sources concerning heat transfer processes at washing by a heat carrier of a ribbed surface is carried out. On the basis of the performed analysis the scheme of the experimental stand for research of efficiency of finning of a cylinder surface is chosen. The value of the heat transfer coefficient according to

experimental data and by calculation is obtained. The dependences of the heat transfer coefficient on the coolant velocity and the finning coefficient are constructed

On the basis of the performed experiments the efficiency of finning of a cylindrical surface is proved

Keywords: heat transfer, convective heat transfer, finned surface, heat flux, Nusselt number.

## АННОТАЦИЯ

Корниенко Д.С. Анализ естественной конвективной теплоотдачи от оребренной трубы

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель Е.А. Адоньев Запорожский национальный университет. Инженерный учебно - научный институт. Кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

Выполнен анализ литературных источников по процессам теплопередачи при омывании теплоносителем ребристой поверхности. На основе выполненного анализа выбрано схему экспериментального стенда для исследования эффективности оребрения цилиндрической поверхности. Получено значение коэффициента теплопередачи по экспериментальным данным и путем расчета. Построены зависимости коэффициента теплопередачи от скорости теплоносителя и коэффициента оребрения.

На основе выполненных экспериментов доказана эффективность оребрения цилиндрической поверхности

Ключевые слова: теплопередача, конвективный теплообмен, оребренных поверхность, тепловой поток, число Нуссельта.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Основні положення вчення про конвективний теплообмін.....	10
1.1.1 Диференціальні рівняння конвективного теплообміну.....	11
1.1.2 Умови однозначності.....	19
1.1.3 Умови подібності фізичних процесів.....	19
1.2 Теплообмін при природній конвекції.....	23
1.3 Теплообмін при русі теплоносія в гладких трубах.....	26
1.4 Розрахунок теплопередачі через гладку поверхню.....	28
1.5 Оребрені поверхні.....	32
1.6 Інтенсифікація конвективного теплообміну за рахунок оребрення поверхні теплообміну.....	37
1.7 Розрахунок теплопередачі через ребристу поверхню.....	43
1.7 Інтенсифікація процесів теплообміну.....	44
2 АНАЛІЗ ПРИРОДНОЇ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ ВІД ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ.....	47
2.1 Схема установки.....	47
2.2 Порядок проведення експерименту.....	49
2.3 Обробка результатів експерименту.....	50
2.3.1 Визначення коефіцієнта теплопередачі через гладку трубу.....	50
2.3.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі через гладку поверхню за стандартною методикою.....	52
2.3.3 Розрахунок теплопередачі через оребрену поверхню.....	56
3 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	62
3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	62

3.2 Заходи з поліпшення умов праці.....	63
3.3 Виробнича санітарія .....	65
3.4 Електробезпека.....	67
3.5 Пожежна безпека .....	68
3.6 Розрахунок захисного заземлення .....	69
ВИСНОВКИ.....	74
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	76

## ВСТУП

*Актуальність роботи.* Оребрені труби широко використовуються в енергетиці і промисловості для теплообмінних пристроїв конвективного типу. Найбільш часто такі пристрої виконуються у вигляді трубних пакетів, які відрізняються високими характеристиками міцності, технологічністю, зручністю компонування, монтажу та обслуговування. На виробництво оребрених труб йде значна частка металу, використовуваного в енергомашинобудування. Знизити його витрата можна, застосовуючи поперечне ребра труб, яке дозволяє максимально розвинути поверхню теплообміну в одиниці об'єму та значно поліпшити показники компактності і питомої металоємності

- *Мета роботи і завдання досліджень.* Головна мета дослідження полягає у вивченні особливостей процесу передачі теплоти в умовах вільного руху рідини біля ребристої поверхні, а також визначення коефіцієнта корисної дії оребення.

*Задачі дослідження:*

- знайомство з конструктивними особливостями і сферою застосування теплообмінних апаратів виконаних з ребристих труб;
- визначення коефіцієнта теплопередачі оребрених труб при різних витратах повітря;
- зіставлення отриманих результатів з літературними даними.

*Об'єкт дослідження.* Теплообмінні процеси при вільному русі теплоносія біля ребристої поверхні

*Предмет дослідження:* вплив оребрення поверхні на інтенсифікацію теплообміну.

*Методи дослідження.* Використано числовий, розрахунково – дослідницький метод.

*Практичне значення одержаних результатів.* На основі літературного аналізу та результатів дослідження розроблена методика проведення фізичного експерименту.



*Апробація роботи.* Результати роботи представлені на загальноуніверситетській конференції «Молода наука» 2020.

*Структура та обсяг роботи.* Магістерська робота включає вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань. Загальний обсяг складає 80 сторінок, 18 рисунків та 6 таблиць.

# 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Основні положення вчення про конвективний теплообмін

Поняття конвективного теплообміну охоплює процес теплообміну при русі рідини або газу. При цьому перенесення теплоти здійснюється одночасно конвекцією і теплопровідністю.

Під конвекцією теплоти розуміють перенесення теплоти при переміщенні макрочасток рідини або газу в просторі з області з однією температурою в область з іншою температурою. Конвекція можлива тільки в текучій середовищі. Тут перенесення теплоти нерозривно пов'язаний з переносом самого середовища [20,21].

Якщо в одиницю часу через одиницю контрольної поверхні нормально до неї проходить маса рідини  $\rho w$ , то разом з нею переноситься щільність теплового потоку  $h\rho w = q_k$ .

Конвекція теплоти завжди супроводжується теплопровідністю, тому конвективний теплообмін описується наступним рівнянням:

$$q = q_m + q_k = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} + h\rho w.$$

Конвективний теплообмін між потоками рідини або газу і поверхнею, що стикається з ним тіла називають конвективною тепловіддачею.

При розрахунках тепловіддачі використовують закон Ньютона-Рихмана

$$dQ = \alpha (t_{cm} - t_{\text{жс}}) dF,$$

тобто тепловий потік прямо пропорційний площі поверхні і різниці температур [1-5].

Різницю температур  $\Delta t = t_{cm} - t_{\text{жс}}$  називають температурним напором.

Коефіцієнт пропорційності називають коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> К)

$$\alpha = \frac{q}{t_{cm} - t_{жк}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує кількість теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю площі поверхні при різниці температур між тілом і навколишнім середовищем рівній 1К.

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від великої кількості факторів. У загальному випадку є функцією форми і розмірів тіла, режиму руху, швидкості, температури, фізичних параметрів рідини та інших величин.

Розрізняють вільну і вимушену конвекцію. Вільна конвекція викликана дією масових сил, які прикладені до всіх частинкам рідини і обумовлені зовнішніми силовими полями (гравітаційним, електричним). Вимушена конвекція викликана дією поверхневих сил, які прикладені до поверхні контрольного об'єму рідини, за рахунок попередньо повідомленої кінетичної енергії (за рахунок роботи насоса, вентилятора) [6-8].

### 1.1.1 Диференціальні рівняння конвективного теплообміну

З рівняння конвекції виходить, що щільність теплового потоку в будь-якій точці рідини для кожного моменту часу однозначно визначається, якщо відомі поля температур, питомої ентальпії і швидкості.

Зв'язок між температурою і ентальпією може бути встановлено таким чином.

Якщо припустити, що рідина нестислива, тобто  $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = 0$ ,

тоді  $dh = c_p dT$  - з законів термодинаміки для ідеального газу

$$h = \int_T c_p dT.$$

Наведені рівняння дозволяють встановити зв'язок між полем температур і полем ентальпії.

Щоб аналітично знайти поля температур, ентальпій і швидкостей і визначити щільність теплового потоку, необхідно мати в своєму розпорядженні відповідні рівняння (див. рис. 1.1).

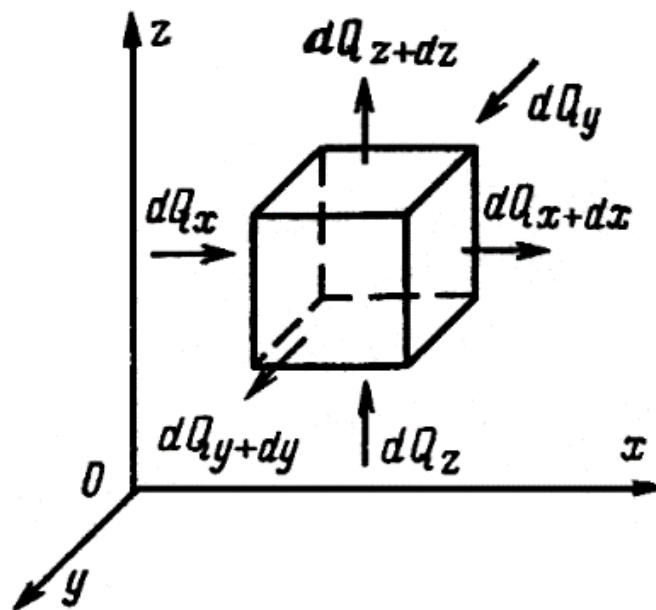


Рисунок 1.1 – До виведення диференційного рівняння енергії

*Рівняння енергії.* Вважатимемо, що рідина однорідна, ізотропна, фізичні параметри рідини постійні, енергія деформації рідини мала, в порівнянні зі зміною внутрішньої енергії.

Виділимо в потоці рідини нерухомий елементарний об'єм з ребрами  $dx, dy, dz$ .

Через грані паралелепіпеда теплота переноситься теплопровідністю і конвекцією. Згідно рівнянню конвективного теплообміну проекції щільності теплового потоку на координатні осі будуть рівні:

$$q_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + \rho w_x h,$$

$$q_y = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} + \rho w_y h,$$

$$q_z = -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} + \rho w_z h.$$

Підставляючи набутих значень в рівняння теплопровідності, отримаємо

$$\rho \frac{\partial h}{\partial \tau} = \lambda \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) - \rho \left( w_x \frac{\partial h}{\partial x} + w_y \frac{\partial h}{\partial y} + w_z \frac{\partial h}{\partial z} \right) - \rho h \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) + q_v.$$

Для нестисливої рідини  $\rho = const$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0.$$

Якщо  $h = \int_T c_p dT$ , тоді

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \cdot \rho}.$$

Це і є шукане *рівняння енергії*, що описує розподіл температур усередині рухомої рідини.

Багаточлен, що стоїть в лівій частині рівняння, є повна похідна від температури за часом

$$\frac{dt}{d\tau} = a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c_p \rho}.$$

Якщо  $w_x = w_y = w_z = 0$ , то рівняння енергії переходить в рівняння теплопровідності.

Як впливає з рівняння енергії, температурне поле в рухомому середовищі залежить від складових швидкості  $w_x, w_y, w_z$ .

Щоб зробити систему рівнянь замкнутою, необхідно додати рівняння, які описували б зміну швидкості в часі і просторі. Такими рівняннями і є рівняння руху (див. рис.1.2).

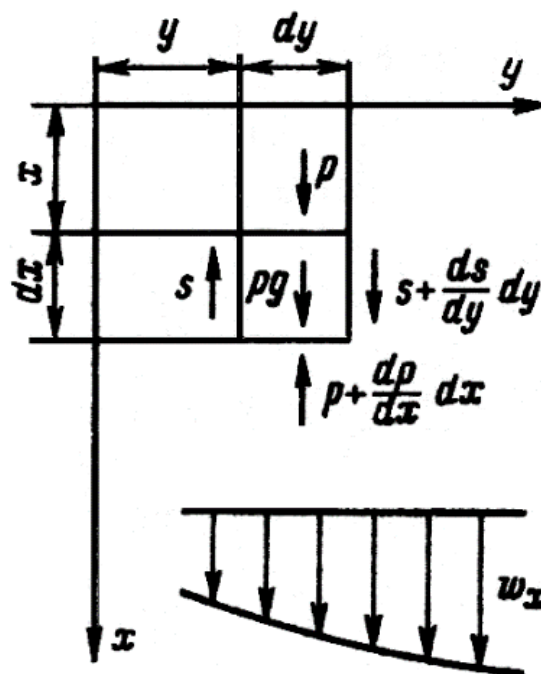


Рисунок 1.2 – До виведення диференційного рівняння руху

*Рівняння руху.* Виведення диференціального рівняння руху зробимо для випадку одновимірного перебігу нестисливої рідини.

Виділимо в потоці в'язкої рідини елементарний об'єм з розмірами  $dx, dy, dz$ .

Швидкість в потоці змінюється тільки у напрямі осі  $y$ . Закон зміни швидкості довільний. Виведення рівняння руху засноване на другому законі Ньютона (сила дорівнює масі, помноженій на прискорення).

Сили, що діють на даний елемент рідини, можна розділити на масові (об'ємні) і поверхневі.

Масові сили характеризуються вектором  $\vec{F}$ ,  $m^2/s$ . Значення цього вектора дорівнює відношенню сили, що діє на дану частинку до маси цієї частинки. У подальших розрахунках ми враховуватимемо тільки силу тяжіння  $F = g$ . Значення *поверхневих* сил дорівнює відношенню сили, що діє на елемент поверхні, до величини площі цього елемента. До поверхневих сил відносяться сили тертя і сили тиску [1,2].

Таким чином, на даний елемент рідини діють три сили: сила тяжіння, рівнодіюча сил тиску і рівнодіюча сил тертя.

Знайдемо проєкції цих сил на вісі  $x$ .

Сила тяжіння:  $df_1 = \rho g_x dv$ .

Рівнодіюча сил тиску:  $df_2 = -\frac{dp}{dx} dv$ .

Рівнодіюча сил тертя:  $df_3 = \mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} dv$ .

Підсумовуючи три сили, отримуємо проєкцію на вісь  $x$ , рівнодіючу всіх сил, прикладених до об'єму:

$$df = \left( \rho g_x - \frac{dp}{dx} + \mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} \right) dv.$$

Згідно другому закону механіки, ця рівнодіюча сила дорівнює добуток маси елемента на його прискорення, та враховує сили інерції:

$$df = \rho \frac{dw_x}{d\tau} dv,$$

$$\rho \frac{dw_x}{d\tau} = \rho g_x - \frac{dp}{dx} + \mu \frac{d^2 w_x}{dy^2}.$$

У загальному випадку тривимірного руху нестисливої рідини з постійними фізичними властивостями швидкісне поле описується трьома рівняннями руху в проекціях сил на вісі  $x$ ,  $y$ ,  $z$

$$\rho \frac{dw_x}{d\tau} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \frac{dw_y}{d\tau} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \frac{dw_z}{d\tau} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right)$$

Ці рівняння називають рівняннями *Нав'є-Стокса*.

Всі доданки рівнянь мають розмірність сили, віднесеної до одиниці об'єму.

Оскільки в рівняння руху окрім  $w_x$ ,  $w_y$ ,  $w_z$  входить ще невідома величина тиску  $p$ , то система рівнянь не є замкнутою. Необхідно додати ще одне рівняння. Таким рівнянням є диференціальне рівняння суцільності (нерозривності).

*Рівняння суцільності (нерозривності)*. Виділимо в потоці рухомої рідини нерухомий елементарний паралелепіпед із сторонами  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  (див. рис. 1.3) і підрахуємо масу рідини, що протікає через нього у напрямі осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  за час  $d\tau$ .



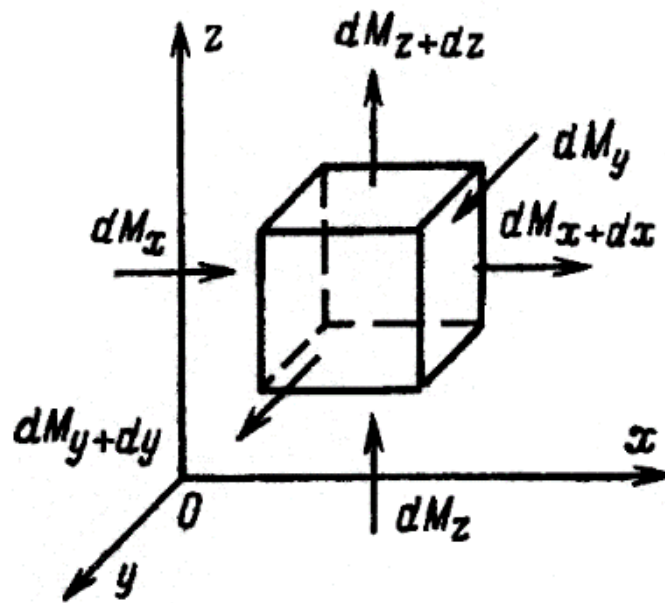


Рисунок 1.3 – До виведення диференційного рівняння неразривності

У напрямку осі  $x$  в елементарний об'єм входить маса рідини:

$$dM_x = \rho w_x dy dz d\tau.$$

З протилежного боку витікає маса

$$dM_{x+dx} = \rho w_{x+dx} dy dz d\tau.$$

Обмежуючись першими двома членами розкладання в ряд, отримуємо, що маса, яка витікає з елементарного об'єму у напрямку осі  $x$  дорівнює:

$$dM_{x+dx} = \left[ \rho w_x + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} dx \right] dy dz d\tau.$$

Віднімаючи з другого рівняння перше, отримаємо надлишок маси рідини, яка витікає з елементарного об'єму у напрямі осі  $x$ :

$$dM_{x+dx} - dM_x = \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} dv d\tau.$$

Аналогічно по осях  $y$  і  $z$

$$dM_{y+dy} - dM_y = \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} dv d\tau,$$

$$dM_{z+dz} - dM_z = \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} dv d\tau.$$

Підсумуємо ці три вирази і отримаємо повний надлишок маси рідини, яка витікає з даного елементарного об'єму у напрямі всіх трьох осей

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0.$$

Для нестисливої рідини, вважаючи, що  $\rho = const$ , отримаємо

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0.$$

Рівняння суцільності є *рівнянням збереження маси*. Таким чином, процес конвективного теплообміну в нестисливому однорідному середовищі з постійними фізичними параметрами, описується системою диференціальних рівнянь, яка складається: з рівняння конвективного теплообміну, рівняння енергії, рівнянь руху і рівняння суцільності.

### 1.1.2 Умови однозначності

Отримані рівняння описують незліченну безліч конкретних процесів конвективного теплообміну.

Щоб виділити даний процес і визначити його однозначно, до системи диференціальних рівнянь потрібно приєднати умови однозначності.

Умови однозначності включають:

- 1) геометричні умови (форма і розміри тіла);
- 2) фізичні умови, що характеризують фізичні властивості середовища;
- 3) тимчасові або початкові умови, що характеризують особливості процесу в початковий момент часу;
- 4) граничні умови, що характеризують особливості протікання процесу на межах рідкого середовища.

Система диференціальних рівнянь в сукупності з умовами однозначності є математичним формулюванням краєвого завдання.

Для точнішого вирішення складного завдання необхідно знати і задати умови сполучення, тобто розподіл температур з іншого боку тіла.

Фізичний аналіз процесів конвективного теплообміну показує, що у ряді випадків математичне формулювання завдання може бути спрощеним при використанні поняття граничного шару або з використанням теорії подібності та експерименту.

### 1.1.3 Умови подібності фізичних процесів

Диференціальне рівняння теплопровідності описує незлічену безліч конкретних процесів, що належать до одного і того ж класу. Відомі і інші диференціальні рівняння, аналогічні формою запису рівнянню теплопровідності. Це рівняння електричного потенціалу

$$\nabla^2 t = 0, \nabla^2 U = 0.$$

Хоча за формою запису обидва рівняння співпадають, фізичний зміст величин, що входять в ці рівняння розрізняється. Ті явища природи, які описуються однаковими за формою запису диференціальними рівняннями, але різні за своїм змістом, називають аналогічними [9,10,11].

Проведений аналіз системи безрозмірних диференціальних рівнянь і умов однозначності робить зрозумілішими загальні умови подібності фізичних процесів. Такі умови можна сформулювати трьома правилами:

1. Подібні процеси повинні бути якісно однаковими, тобто вони повинні мати однакову фізичну природу і описуватися однаковими за формою запису диференціальними рівняннями.

Перша умова говорить, що подібні процеси повинні відноситися до одного і того ж класу фізичних явищ. Окрім однакової фізичної природи подібні процеси повинні характеризуватися однаковими за формою запису диференціальними рівняннями.

2. Умови однозначності подібних процесів повинні бути однаковими у всьому, окрім числових значень розмірних постійних, таких, що містяться в цих умовах.

Таким чином, записи розмірних умов однозначності подібних процесів в загальному вигляді повинні бути ідентичним.

3. Однойменні визначальні безрозмірні змінні подібних процесів повинні мати однакове числове значення.

Таким чином, перших двох умов недостатньо, щоб встановити фізичну подібність. Необхідно додати умову, що однойменні визначальні безрозмірні змінні подібних процесів повинні мати однакове значення

$$\begin{array}{ll} X = idem, & Re = idem, \\ Y = idem, & Pr = idem, \\ & Gr = idem. \end{array}$$

Згідно цьому:

$$Nu, \theta, W_x, W_y = idem.$$

#### 1.1.4 Моделювання процесів конвективного теплообміну

При моделюванні вивчення процесу в зразку замінюється дослідженням цього ж процесу на моделі. Моделювання включає два самостійні завдання:

1. У моделі необхідно здійснити процес, подібний до процесу, що відбувається в зразку.

2. Виконати на моделі всі необхідні вимірювання і спостереження.

Щоб процеси в моделі і зразку були подібні, необхідно здійснити сформульовані раніше умови подібності.

Перша умова подібності говорить, що моделювати слід якісно однакові процеси, тобто процеси, що мають однакову фізичну природу і що описуються однаковими за формою запису диференціальними рівняннями.

Друга умова подібності вимагає, щоб умови однозначності подібних процесів в зразку і в моделі були однаковими у всьому, окрім численні значень постійних, таких, що містяться в цих умовах.

При моделюванні граничні умови характеризують особливості протікання процесу на межах рідини, тобто  $Re_{\text{зразка}}$  повинен бути рівний  $Re_{\text{моделі}}$  на вході в зразок і в модель.

Виконання точної подібності процесів конвективного теплообміну складно і деколи неможливо. У зв'язку з цим виникає необхідність в розробці методів наближеного моделювання. Однією з можливостей наближеного моделювання є прояв так званої автомодельності процесу відносно якого-небудь критерію. Визначувана величина автомодельна відносно критерія подібності, якщо вона не залежить від нього. Якщо процес автомодельний відносно якого-небудь критерія подібності, то при моделюванні відпадає необхідність дотримувати рівність цього критерію для зразка і моделі.

Це спрощує диференціальні рівняння і умови однозначності. Часто також використовують наближений метод локального теплового моделювання. Особливість цього методу полягає в тому, що подібність процесів прагнуть здійснити лише в тому місці, де проводиться дослідження тепловіддачі.

Припустимо, що після складання системи диференціальних рівнянь і формулювання умов однозначності, що описує процес який експериментально вивчається, і доведення опису до безрозмірного вигляду, отримаємо

$$Nu = f(Re, Pr).$$

За даними вимірювань підраховуються значення  $Re$ ,  $Pr$  і відповідні ним значення  $Nu$ . Залежність між числами подібності зазвичай представляється у вигляді статечних функцій, наприклад:  $Nu = c \cdot Re^n Pr^m$ , де  $c, m, n$  – постійні безрозмірні числа. Такого роду залежності застосовні лише в тих межах зміни аргументу, в яких вони підтвержені експериментом (див. рис 1.4.)

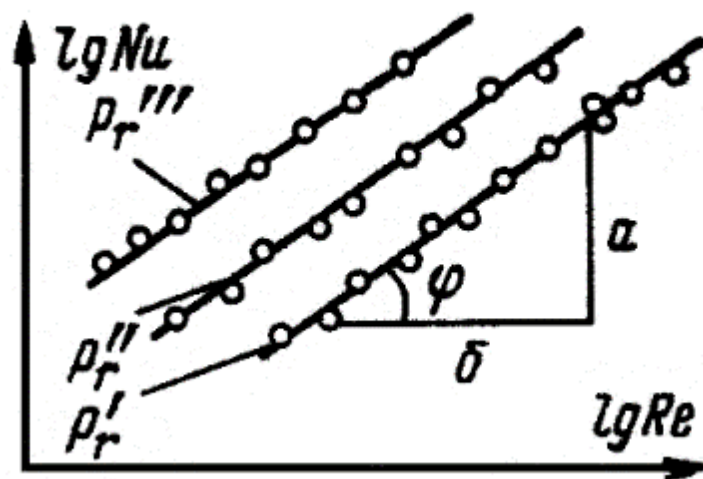


Рисунок 1.4 – До встановлення залежності  $Nu = c \cdot Re^n Pr^m$

Припустимо, що  $Nu = f(Re)$ , т.е.  $Pr = 1$ .

В цьому випадку можна записати:  $Nu = c \cdot Re^n$ . Логарифмуючи це рівняння:  $\lg Nu = \lg c + n \cdot \lg Re$ .

Позначимо  $\lg Nu = Y$ ;  $\lg c = A$ ;  $\lg Re = X$ .

Тоді,  $Y = A + n \cdot X$ .

Цей вираз є рівнянням прямої лінії.

Показник ступеня  $n$  є  $tg$  кута нахилу прямої до осі абсцисс  $n = tg\varphi$ .

Постійна  $c$  визначається рівнянням  $c = Nu / Re^n$ , і дорівнює відстані, що відсікається прямою на осі ординат.

До чисел подібності входить характерний розмір  $l_0$ . Теорія подібності не визначає однозначно, який розмір повинен бути прийнятий за той, що визначає. Як визначальний розмір зазвичай приймають той, який більшою мірою відповідає фізичній істоті процесу.

До чисел подібності входять фізичні параметри рідини. При обробці досвідних даних важливим є питання вибору так званої визначальної температури, по якій визначаються значення фізичних параметрів, що входять до чисел подібності. В даний час переважає точка зору, відповідно до якої за ту, що визначає береться температура, яка в технічних розрахунках задана або легко може бути обчислена.

## 1.2 Теплообмін при природній конвекції

Природна конвекція виникає в полі зовнішніх масових сил, які можуть мати різну природу. В окремому випадку полем зовнішніх масових сил може бути гравітаційне поле Землі. Цей випадок широко розповсюджений і носить назву теплової гравітаційної константи.

Гравітаційне поле Землі чинить вплив на рух рідини тільки при наявності в потоці вільних поверхонь чи неоднорідного розподілу густини. При відсутності вільних поверхонь і однорідному розподілі густини сила тяжіння, діюча на

елемент об'єму, виділений у рідині, врівноважується архімедовою силою виштовхування і може не прийматися до уваги [12-23].

У загальному випадку при неоднорідному розподілі густини дія сили тяжіння не врівноважується архімедовою силою.

На відміну від вимушених конвективних течій, поява яких обумовлена зовнішніми причинами, вільні чи природні течії виникають тільки під дією різниці густин, пов'язаній з неоднорідністю температурного поля в шарах рідин чи газів.

Дія зовнішніх масових сил у рівняннях руху в'язкої рідини враховуються членами  $\rho g_x$ ,  $\rho g_y$  і  $\rho g_z$ , де  $\rho$  – густина рідини в загальному випадку така, що залежить від температури і тиску, а  $g_x$ ,  $g_y$  і  $g_z$  – проекції вектора прискорення поля масових сил на відповідні осі координат [20,21].

При подальшому викладі під полем зовнішніх сил будемо розуміти гравітаційне поле Землі. У цьому випадку сила тяжіння  $F$  на одиницю маси буде дорівнювати прискоренню вільного падіння  $g$ .

Природна конвективна течія часто зустрічається в природі і техніці і виникає, наприклад, біля вертикально поставленої нагрітої пластини чи горизонтально розташованого нагрітого циліндра чи тіла іншої конфігурації

Якщо така течія виникає в великому об'ємі, то вона має властивості характерні для пограничного шару. Різка зміна швидкості і температури спостерігається тільки у відносно тонкому пристінному шарі. Властивості, характерні для пограничного шару, проявляються особливо чітко, коли теплопровідність і в'язкість рідини малі.

Якщо при вимушеному русі середовища з постійними фізичними властивостями поле швидкостей в рідині не залежить від температурного поля, то в умовах природної конвекції швидкісне поле безпосередньо зв'язане з розподілом температури і густини в полі течії. Це викликано тим, що підйомна сила є причиною вільного руху, який залежить від різниці температур у даній точці і деякої фіксованої точки потоку.

Розвинуте турбулентний плин настає при добутку  $GrPr > 6 \cdot 10^{10}$ .



Для місцевих коефіцієнтів запропонована формула

$$Nu_x = 0,15(GrPr)^{1/3}(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}.$$

При розвиненому турбулентному плинні коефіцієнт тепловіддачі не залежить від лінійного розміру, і отже, місцевий коефіцієнт тепловіддачі дорівнює середньому.

Велике практичне значення має тепловіддача гарячих горизонтальних труб. За інших рівних умов, чим більше діаметр труб, тим імовірніше руйнування ламінарного течії [20,23,25].

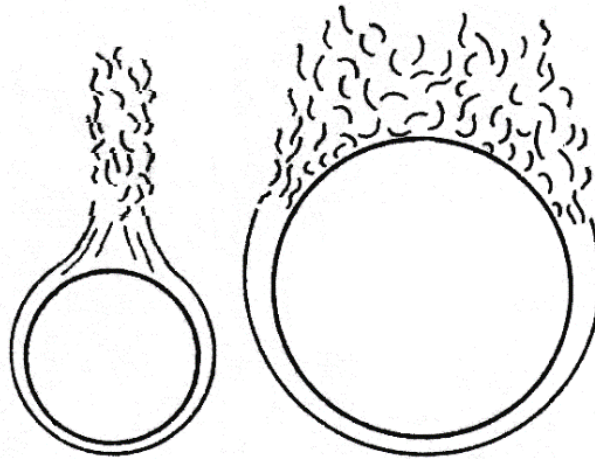


Рисунок 1.5 – Вільний рух біля горизонтальних труб

Труби малого діаметру омиваються рівномірним потоком, і руйнування ламінарного течії може відбуватися далеко від труби.

Якщо труба великого діаметру, то відрив прикордонного шару відбувається на поверхні труби.

Для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі при вільному ламінарном русі близько горизонтальних труб використовується формула І.М.Міхеевой:

$$\overline{Nu}_d = 0,50 (GrPr)^{0,25} (Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}.$$

### 1.3 Теплообмін при русі теплоносія в гладких трубах

При русі рідин та газів у трубах та каналах існує ламінарний ( $Re < 2300$ ), турбулентний ( $Re > 10^4$ ) та перехідний режими руху.

Тепловіддача при ламінарному режимі. Лайоном було отримано інтегральне рівняння тепловіддачі для стабілізованого теплообміну при постійній щільності теплового потоку на стінці.

Якщо відомо розподіл швидкостей, то при гідродинамічно і термічно стабілізованою протягом рідини можна розрахувати коефіцієнти тепловіддачі

$$\frac{1}{Nu} = 2 \int_0^1 \frac{dR}{R} \left( \int_0^R W_x R dR \right)^2,$$

де  $W_x$  - безрозмірна швидкість щодо осі  $x$ ;

$R$  - безрозмірний радіус.

При гідродинамічно стабілізованому ламінарному плинні з незмінними фізичними властивостями

$$W_x = 2(1 - R^2).$$

Таким чином, при стабілізованою тепловіддачі критерій  $Nu$  постійний і дорівнює 4,36. З урахуванням сталості температури стінки, тобто при  $t_c = const$  рівняння Лайона дає :  $Nu = 3,66$ .

При аналітичних розрахунках облік перемінності фізичних параметрів у сукупності з урахуванням інших факторів, що впливають вимагає складної і трудомісткої роботи. Тому в практичних розрахунках використовують порівняно прості емпіричні формули. Для розрахунку місцевих коефіцієнтів тепловіддачі при ламінарному режимі отримана формула:

$$Nu_x = 0,33 \cdot Re_x^{0,5} \cdot Pr_x^{0,43} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \left( \frac{x}{d} \right)^{0,1},$$

$\left(\frac{x}{d}\right)^{0,1}$  - відносний розмір.

Наближена оцінка середнього коефіцієнта тепловіддачі при в'язкісно-гравітаційному режимі може бути проведена

$$\overline{Nu}_d = 0,15 \cdot Re_d^{0,33} \cdot Gr_d^{0,1} \cdot Pr_d^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c}\right)^{0,25}.$$

*Тепловіддача при ламінарному режимі.* При розгляді турбулентного режиму в прикордонному шарі було отримано ще одне безрозмірне число, зване числом Стантона

$$St = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p \cdot w}.$$

Це число можна представити таким чином:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}.$$

З урахуванням змінності фізичних властивостей крапельних рідин Міхеєв запропонував формулу для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі:

$$\overline{Nu}_d = 0,021 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr_d^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c}\right)^{0,25}.$$

Формула описує середню тепловіддачу в прямих гладких трубах при відношенні  $l/d > 50$ .

За визначальну температуру приймається середня температура рідини в трубі, за який визначає розмір - внутрішній діаметр труби. Число  $Pr_c$  вибирається по середній температурі поверхні стінки [20,21].

#### 1.4 Розрахунок теплопередачі через гладку поверхню

Під теплопередачею розуміють передачу теплоти від рідкого середовища з більшою температурою до рідкого середовища з меншою температурою через тверду непроникну стінку. Таким чином теплопередача включає в себе : тепловіддачу від гарячого теплоносія до стінки, теплопровідність всередині стінки та тепловіддачу від стінки до холодного теплоносія. Тепловіддача між стінкою та теплоносієм може відбуватися за рахунок конвекції та випромінювання.

Тепловий потік в процесі стаціонарної теплопередачі не змінюється у часі та не залежить від координат.

Розрахункова схема теплопередачі через циліндрову стінку наведена на рисунку 1.6.

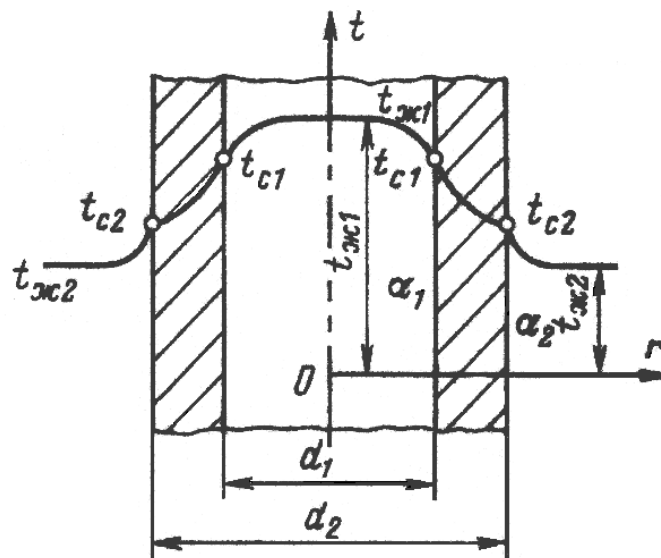


Рисунок 1.6 – Теплопередача через циліндрову стінку

Розглянемо однорідну циліндричну стінку з постійним коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ . Задані постійні температури рухомих середовищ  $t_{ж1}$  і  $t_{ж2}$  і

постійні значення коефіцієнта тепловіддачі на внутрішній і зовнішній поверхнях труби  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Необхідно знайти  $t_{c1}$ ;  $t_{c2}$ ;  $q_l$ .

Будемо вважати, що довжина труби велика в порівнянні з товщиною стінки. Тоді втрати з торців труби можна знехтувати.

При сталому тепловому режимі кількість теплоти, що віддається від гарячої рідини циліндричної стінки за законом Ньютона-Рихмана

$$q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t_{ж1} - t_{c1}).$$

Кількість теплоти, що передається теплопровідністю через стінку, Вт/м

$$q_l = \frac{\pi(t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}$$

Теплота, що передається від стінки до холодної рідини

$$q_l = \alpha_2 \pi d_2 (t_{c2} - t_{ж2})$$

Складаючи рівняння, що входять в систему, отримуємо температурний напір

$$t_{ж1} - t_{ж2} = \frac{q_l}{\pi} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right).$$

Звідси

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

Позначимо

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = k_l$$

З урахуванням цього рівняння теплопередачі

$$q_l = k_l \pi (t_{ж1} - t_{ж2})$$

Величина  $k_l$  називається лінійним коефіцієнтом теплопередачі, Вт/(м·К). Він характеризує інтенсивність передачі теплоти від одного середовища до іншого через розділяє стінку. Значення  $k_l$  чисельно дорівнює кількості теплоти, яке проходить через стінку довжиною 1 м в одиницю часу від одного середовища до іншого при різниці температур між ними в 1К [20,21].

Величина, зворотна лінійному коефіцієнту теплопередачі, називається лінійним термічним опором теплопередачі, (м·К)/Вт

$$\frac{1}{k_l} = R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}.$$

Тепловий потік з усієї поверхні труби, Вт

$$Q = k_l l (t_{ж1} - t_{ж2}).$$

Якщо тепловий потік через циліндричну стінку віднести до внутрішньої або зовнішньої поверхні стінки, то отримаємо щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>, віднесена до одиниці відповідної поверхні труби

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{k_l}{d_1} (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

$$q_2 = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{k_l}{d_2} (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

де  $k_1 = k_l / d_1$ ,  $k_2 = k_l / d_2$ .

Якщо товщина стінки циліндра мала в порівнянні з діаметром, тобто  $\frac{d_2}{d_1} < 2$ , тоді для технічних розрахунків можна користуватися формулою коефіцієнта теплопередачі для плоскої стінки.

Теплопередача через багат шарову стінку. При теплопередачі через багат шарову циліндричну стінку система рівності повинна бути замінена системою, яка враховує опір теплопровідності всіх шарів

Теплопередача через багат шарову стінку. При теплопередачі через багат шарову циліндричну стінку система рівності повинна бути замінена системою, яка враховує опір теплопровідності всіх шарів

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}},$$

Температури на поверхнях багат шарової стінки

$$t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 d_1},$$

$$t_{c2} = t_{ж1} - \frac{q_l}{\pi} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} \right),$$

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_2}.$$

## 1.5 Оребрені поверхні

Оребрення поверхонь (*surface with rib*) теплообміну застосовується як для зменшення габаритів теплообмінних апаратів, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Виготовляються оребрені поверхні різними способами. В одних випадках вони є суцільною відливкою з чавуну, в інших – ребра виготовляються окремо, а потім кріпляться до відповідної гладкої поверхні. В останньому випадку ребра можна виготовляти із більш легкого і теплопровідного матеріалу [1-11].

Щільний контакт між стінкою і ребрами здійснюється шляхом насадження ребер у гарячому стані з наступним припаюванням. Площина ребра, як правило, має бути спрямована за рухом теплоносія, а в разі вільної конвекції – вертикально. Ребра можуть мати плоский або трапецієподібний профіль і бути круглої, квадратної, прямокутної або трикутної форми. Для пучків труб застосовують також суцільне пластинчасте оребрення [12-15].

Збільшення поверхні теплообміну з газової сторони за рахунок оребрення викликано особливістю процесу передачі теплоти. З газової боку коефіцієнти тепловіддачі значно менше, ніж з боку рідини. Сумарне термічний опір практично дорівнює термічному опору тепловіддачі з боку газового потоку, а коефіцієнт теплопередачі - коефіцієнту тепловіддачі з боку газу. Підвищення ефективності теплообмінного апарату визначається кількістю переданої теплоти і забезпечується за рахунок збільшення поверхні теплообміну з газової сторони.

Ступінь оребрення поверхні теплообміну характеризується коефіцієнтом оребрення  $\phi_r$ , який являє собою відношення повної поверхні оребрені труби до поверхні несучої труби. Важливим конструктивним параметром поверхні нагрівання газорідних теплообмінників є коефіцієнт компактності  $\Pi$ , визначається величиною поверхні теплообміну, розміщеної в одиниці обсягу і досягає  $600 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , що дозволяє створювати малогабаритні установки [16].



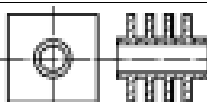
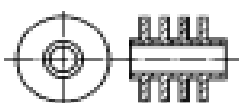
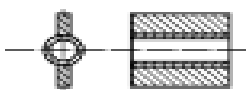
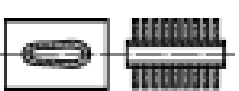
Для оцінки ефективності враховується коефіцієнт оребрення. Це показник, який визначається шляхом складання площі ребер і ділянок між ними і ділення на площу неоребренної поверхні. Однак отримати цю величину не завжди просто, наприклад, при накатну способі, коли гладких ділянок просто не залишається. У подібних випадках коректніше враховувати ступінь оребрення, тобто, співвідношення зовнішньої оребреної поверхні труби до внутрішньої плоскою.


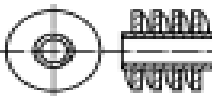
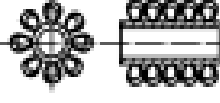

В цілому, даний показник можна вважати універсальним і чим він вищий, тим краще, але не завжди. Якщо для повітроохолоджувача електричної машини це правило спрацьовує, то для тена, ефективність якого в більшій мірі залежить від кроку між ребрами за умови природно конвекції, вже краще, щоб коефіцієнт був меншим.

Таким чином, щоб ребро дало очікуваний ефект, необхідно врахувати умови роботи і установки конкретного теплообмінника, теплопровідність матеріалу, форму і геометричні розміри ребер та інші аспекти [19].

Інформація про типи оребрених поверхонь нагрівання наведена у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Типи оребрених поверхонь нагрівання

Вид труби	Тип поверхні	$\phi_p$	Коефіцієнт компактності
	Чавунні труби з квадратними ребрами	5,0	57,5
	Чавунні труби з круглими ребрами	5,0	57,5
	Планикові труби	2,3	125
	Каплевидні труби з прямокутними ребрами	12,8	606

	Круглі труби з цільнотягнутими гвинтовими та прямими ребрами	7,0	380
	Круглі труби з навивним стрічковим оребренням	8,7	350
	Круглі труби з проволочним оребренням	10,9	388
	Овальні труби з стрічковим оребренням	7,92	437

Обребрена труба - головний елемент апаратів повітряного охолодження, побутових і промислових опалювальних радіаторів, секційних і кожухотрубних теплообмінників, повітряних калориферів і т.п. Всередині трубки, прихованої кожухом або корпусом, рухається гаряче середовище, а зовні охолоджуюча або навпаки, згідно призначенню системи. Коефіцієнт корисної дії теплообмінника і його ефективність в першу чергу залежать від того, наскільки якісно організовано процес обміну температурами між гарячою і холодною середовищами. Підвищуючи площа теплообмінної поверхні, вдається підвищити і кількість тепла, яке віддається або поглинається за певний час. Власне, з цією метою і проводиться ребра труби[17].

Теплообмінні апарати (ТА) займають одне з головних місць в промисловій теплоенергетиці. Головним завданням ТА є теплообмін між газами і рідинами. Їх ефективність обмежена опором теплопередачі з повітряної сторони і швидкістю теплопередачі в металі. Це пов'язано з тим, що коефіцієнт теплопередачі з боку повітря значно нижче, ніж з боку рідини У зв'язку з цим головним завданням теплоенергетики є підвищення ефективності роботи і якості ТА, а також зниження собівартості їх виробництва. [18].

На сьогоднішній день активно розвиваються сучасні технології по з'єднанню і обробці різних матеріалів, що дає можливість створювати компактні високоефективні і надійні конструкції ТА. Найбільшу популярність придбали

спірально-оребрені труби - ТА з розширеною поверхнею. Даний метод виготовлення характеризується технологічністю виготовлення, широким варіюванням геометричних форм, компактною структурою, поліпшеним теплообміном і економічністю. Практика використання таких ТА в пристроях різного типу підтвердила їх надійність, а також підвищення інтенсивності теплопередачі на (40...60) % в порівнянні з гладкими трубами [18, 19,20].

Застосування розробок, які забезпечують хоч і невелике зниження металоємності і вартості ТА, може привести до значної економії коштів та енергоресурсів через численне використання.

В ході аналізу праць вітчизняних і зарубіжних наукових груп автором [18] були сформульовані 4 фактори, що впливають на якість теплообмінних апаратів:

1. Залежність від зовнішньої конфігурації ребра і його місця розташування. Найчастіше, ребро фіксується зовні, але в деяких випадках використовують внутрішнє ребра труб.

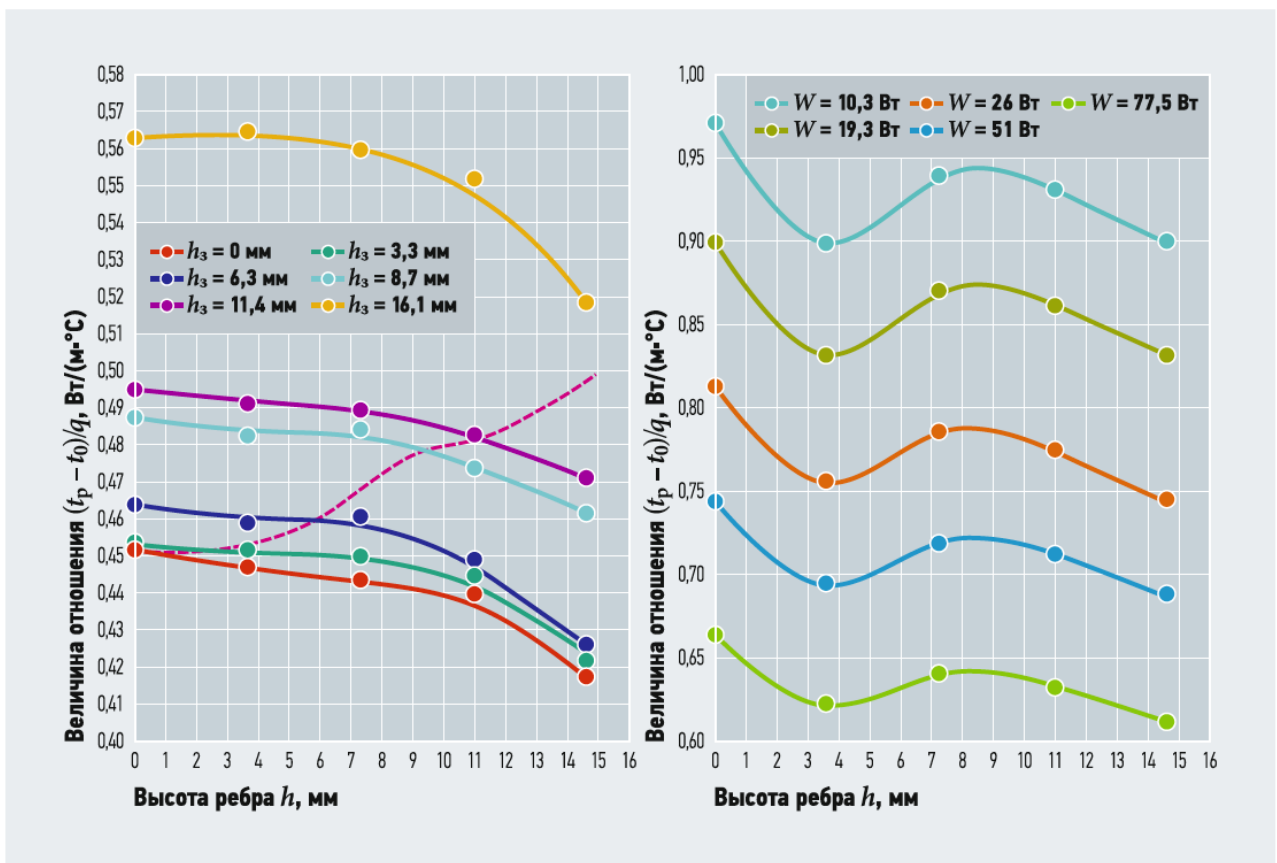
2. Зовнішня конструкція несучої труби. У оребренних ТА поширене використання труби круглого, еліптичного і прямокутного перетинів.

3. Метод з'єднання конструктивних складових оребреної труби між собою.

4. Умови експлуатації. Застосування оребренних ТА широко і в зв'язку з цим істотно вплив діапазону зовнішньої температури, тиску, наявності агресивного середовища, забруднення повітряної маси і ін .

Авторами [23] проведено експериментальне дослідження інтенсивності теплового потоку і розподіл температур на оребреній чистій і забрудненій поверхні трубчастого ребристого конвектора зі спіральними алюмінієвими ребрами при вільній конвекції повітря. Дослідження проводились методом повного теплового моделювання на спеціально розробленому експериментальному стенді, а кільцеве рівномірний забруднення оребрені труби створювалося шляхом щільної намотування між ребрами лляного шнура або обгортанням труби алюмінієвою фольгою. В ході дослідження авторами виявлено, що при природній конвекції в трубах з тісним розташуванням ребер

забруднення міжреберних простору біля основи ребрення не призводить до істотного зниження теплової потужності (менше 10 %), а погіршення тепловіддаючих властивостей труби відбувається тільки при забрудненні верхівок ребрення (на 20,5 %). Температура по висоті бічної поверхні ребра зменшується незначно (менше 2 %), а на верхівці ребра по відношенню до основи - на (6...9) %. Отже, при експлуатації ребристих конвекторів систем опалення не обов'язкова їх часта і ретельне очищення від забруднень. Результати досліджень наведено на рисунку 1.7.



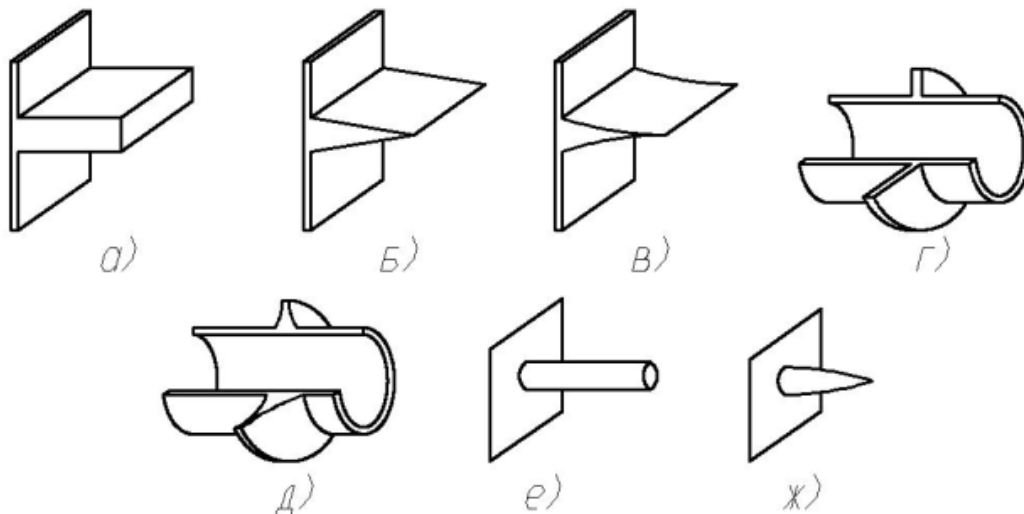
Рисунк 1.7 – Залежність відносного перепаду температури за висотою ребра для чистої та забрудненої поверхні.

Як видно, температура по висоті бічної поверхні ребра зменшується незначно (менше 2%), а на верхівці ребра по відношенню до основи – на (6...9) %.

## 1.6 Інтенсифікація конвективного теплообміну за рахунок обребрення поверхні теплообміну

Обребрення поверхні теплообміну робиться з метою інтенсифікації теплопередачі. Якщо обребрення задане і значення коефіцієнта тепловіддачі для обребреної поверхні відоме, то розрахунок теплопередачі через ребристу стінку затруднень не представляє. Іншою справою є, коли необхідно розрахувати саме обребрення, тобто визначити найбільш раціональну форму і розміри ребра. При цьому в завдання розрахунку входить розподіл температури по ребру, кількість теплоти, що віддається ребром, гідравлічний опір, маса і вартість обребреної поверхні нагріву. Крім того, залежно від призначення обребрених поверхонь до них зазвичай пред'являється ряд додаткових вимог. У одних випадках вимагається, щоб габарити теплообмінного апарату були мінімальні, в інших, щоб мінімальною була маса і так далі [24].

Для збільшення поверхні теплообміну застосовуються наступні види ребер і шпильок (див. рис. 1.8).



а) подовжнє ребро прямокутного профілю, б) подовжнє ребро трикутного профілю, в) подовжнє ребро параболічного профілю, г) кругла труба з радіальним ребром прямокутного профілю, д) кругла труба з радіальним ребром параболічного профілю, е) циліндрична шпилька, ж) параболічна шпилька

Рисунок 1.8 – Приклади обребрених поверхонь

Для розрахунку таких поверхонь теплообміну служать наступні характеристики:

- тепловий потік, що передається через основу ребра;
- ефективність ребра. Під ефективністю ребра розуміється відношення теплового потоку, дійсно відведеного ребром, до потоку, який відвело б таке ж ідеально проводяче теплоту ребро, що дорівнює температурі у основі ребра.

Ефективність ребра змінюється зі зміною теплопровідності, розмірів поперечного перерізу і висоти ребра.

- розподіл температурного перепаду по висоті ребра.

#### 1.6.1 Узагальнене диференціальне рівняння теплопровідності

Розглянемо подовжнє ребро довільного профілю, що показано на рисунку 1.9 і припустимо, що воно віддає теплоту в навколишнє середовище.

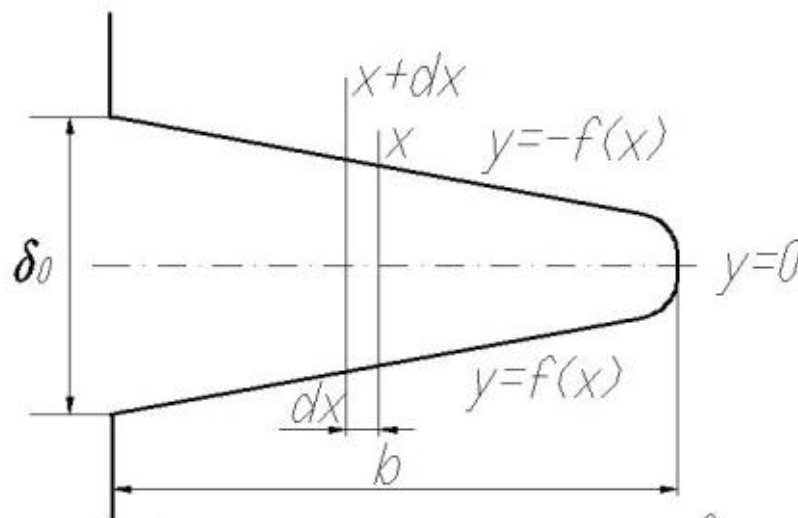


Рисунок 1.9 – Подовжнє ребро довільного профілю

$x$  – подовжня координата, яка відлічується від вершини ребра.

Площа поперечного перерізу ребра

$$A(x) = f_1(x).$$

Профіль ребра обмежений двома симетричними кривими

$$y = f_2(x) \text{ та } y = -f_2(x).$$

Тоді площа поперечного перерізу на одиницю довжини ребра

$$A(x) = f_1(x) = 2 \cdot L \cdot f_2(x) = 2f_2(x).$$

Позначимо через  $\Delta t$  різницю між температурою довільної точки на поверхні ребра і температурою зовнішнього середовища. Очевидно, що  $\Delta t$  також є функцією відстані від основи ребра.

Диференціальне рівняння теплопровідності, що описує розподіл температури уздовж ребра, отримують з розгляду стаціонарного теплового балансу для нескінченно малого елемента ребра заввишки  $dx$ , розташованого між площинами  $x$  та  $x+dx$ , паралельними основі, і кривими  $\pm f_2(x)$ , що обмежують профіль ребра [24].

Для узагальненого ребра з температурою  $\lambda$  і коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$  різниця теплових потоків, що поступає в елемент через переріз  $x$  та покидає його через переріз  $x+dx$  шляхом теплопровідності, є

$$dq = \lambda \frac{d}{dx} \left[ f_1(x) \frac{dt}{dx} \right] dx.$$

Оскільки процес стаціонарний, ця різниця повинна дорівнювати тепловому потоку, що відводиться з бічних поверхонь елемента ребра. Якщо тепло відводиться в довкілля конвекцією і  $\alpha$ - коефіцієнт тепловіддачі, то

$$dq = 2 \cdot \alpha (t - t_s) dx.$$

При цьому передбачається, що висота елемента  $dx$  на довільній поверхні  $f_2(x)$ , така ж сама, як і на осі ребра. Оскільки температурний напір між ребром та навколишнім середовищем  $\Delta t = t - t_s$ , а температура навколишнього середовища  $t_s$  незмінна, то рівняння можна прирівняти. В результаті отримуємо наступне диференціальне рівняння теплопровідності для узагальненого ребра

$$\lambda \frac{d}{dx} \left[ f_1(x) \frac{dt}{dx} \right] dx = 2 \cdot \alpha (t - t_s) dx.$$

Або

$$f_1(x) \frac{d^2 \Delta t}{dx^2} + \frac{df_1(x)}{dx} \frac{d\Delta t}{dx} - \frac{2 \cdot \alpha}{\lambda} \Delta t = 0.$$

Замінивши в попередньому рівнянні функцію поперечного перерізу для одиниці довжини ребра функцією товщини (профілю) ребра  $2 L f_2(x) = f_1(x)$  отримаємо

$$2f_2(x) \frac{d^2 \Delta t}{dx^2} + \frac{2df_2(x)}{dx} \frac{d\Delta t}{dx} - \frac{2 \cdot \alpha}{\lambda} \Delta t = 0.$$

Узагальнена функція профілю  $f_2(x)$  для повздовжніх ребер записується у вигляді

$$f_2(x) = \frac{\delta_0}{2} \left( \frac{x}{b} \right)^{(1-2n)(1-n)}.$$

де  $\delta_0$  - товщина ребра у основі. Частинне рішення) отримують за наступних граничних умов, використовуваних для визначення довільних постійних при

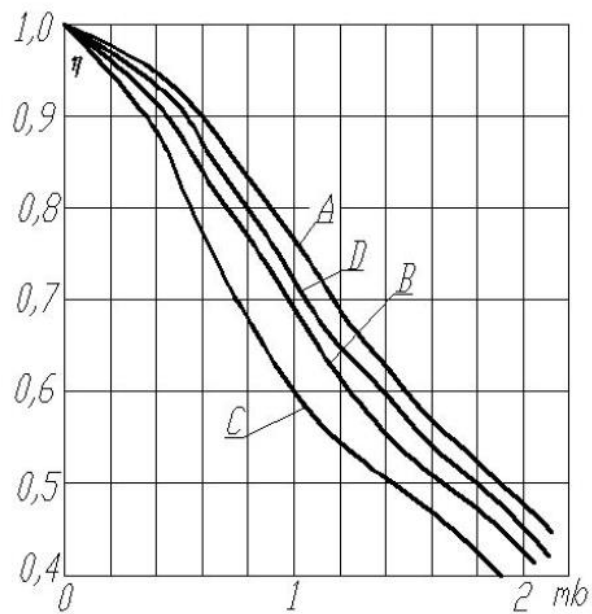
$$x = b, \quad \Delta t = \Delta t_0$$



при

$$x = 0, \quad \frac{d\Delta t}{dx} = 0.$$

Ефективність продольних ребер прямокутного, випуклого параболічного, трикутного та ввігнуто параболічного наведено на рисунку 1.10.



A – прямокутне ребро, B – трикутне ребро; C- випукле параболічне ребро  
D- ввігнуто параболічне ребро

Рисунок 1.10 - Ефективність продольних ребер

Ефективність радіальних ребер наведено на рисунку 1.11.

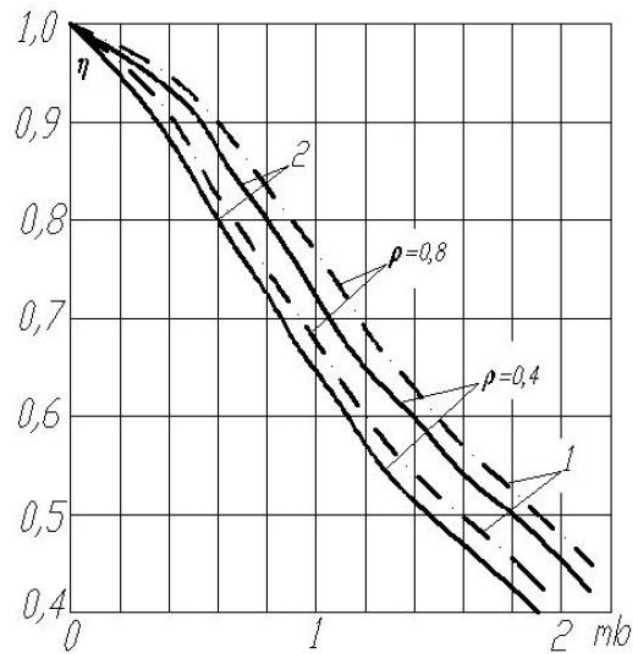
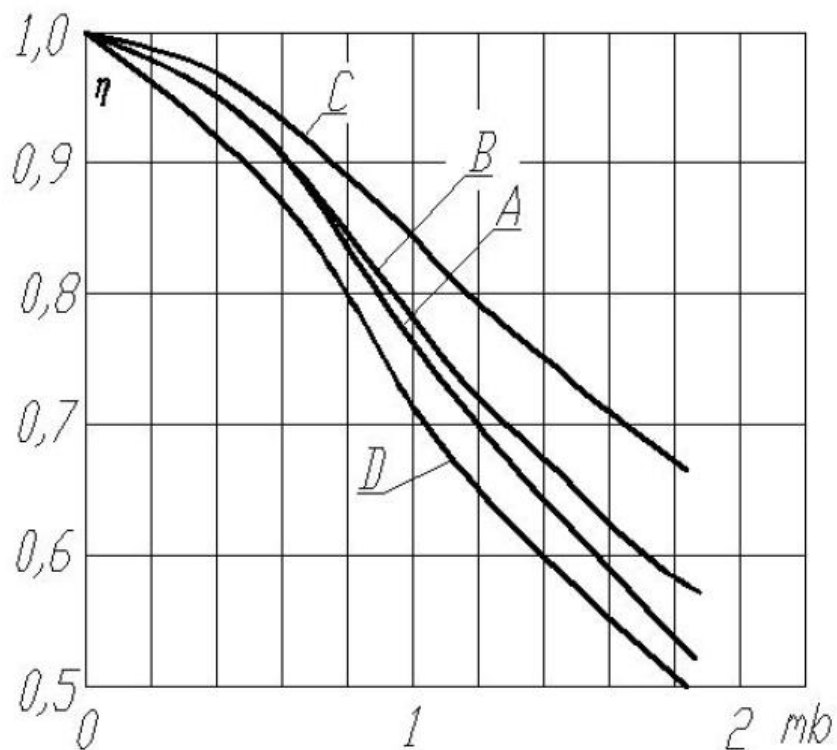


Рисунок 1.11 - Ефективність продольних ребер

Ефективність шипів різної форми наведена на рисунку 1.12.



А – постійного поперечного типу, В – конічного типу; С- вогнутого параболічного типу; D- випуклого параболічного типу

Рисунок 1.12 - Ефективність шипів різної форми

### 1.7 Розрахунок теплопередачі через ребристу поверхню

Тепловий потік через циліндрову оребрену з зовнішньої сторони стінку, при умові  $d_2/d_1 < 2$  розраховується за формулою

$$Q_{op} = k_{op} \cdot F \cdot (T_{f1}^{op} - T_{f2}^{op}),$$

де  $Q_{op}$  - тепловий потік, що передається через оребрену стінку, Вт;

$T_{f1}^{op}$ ,  $T_{f2}^{op}$  - температури гарячого та холодного теплоносія, К;

$k_{op}$  - коефіцієнт теплопередачі через оребрену стінку, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  - площа внутрішньої гладкої поверхні, м<sup>2</sup>.

При допущенні, що  $\delta/\lambda \rightarrow 0$  коефіцієнт теплопередачі через оребрену стінку, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_{op} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{op}} + \frac{1}{\alpha_2^{op}} \cdot \varphi},$$

де  $\alpha_1^{op}$  - коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній гладкій поверхні труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\alpha_2^{op}$  - коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній оребреній поверхні труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\varphi$  - коефіцієнт оребрення.

Коефіцієнт оребрення

$$\varphi = \frac{F_{op}}{F},$$

де  $F_{op}$  - площа оребреної поверхні, м<sup>2</sup>.

Площа оребреної поверхні, м<sup>2</sup>.

$$F_{op} = \pi \cdot d_2 \cdot (l_{op} - \delta_p \cdot N) + N \cdot \pi \cdot (d_p^2 - d_2^2) / 2,$$

де  $d_2$  - зовнішній діаметр оребреної труби, м;

$d_p$  - діаметр ребра, м;

$l_{op}$  - довжина оребреної труби, м;

$N$  – кількість ребер;

$\delta_p$  - товщина ребра, м.

### 1.7 Інтенсифікація процесів теплообміну

Мета інтенсифікації процесів теплообміну полягає у підвищенні ефективності роботи апаратів і зменшенні витрат ними теплової енергії. Найбільш важливими напрямками для досягнення цього є Інтенсифікація теплообмінних процесів і утилізація теплоти, тобто її регенерація.

Інтенсифікація теплових процесів дає можливість збільшити продуктивність апаратів при зменшенні їх габаритів, металоємності, вартості та відповідному зменшенні експлуатаційних витрат. Крім того, інтенсифікація теплових процесів часто дозволяє отримати нові ефекти, порівняні і навіть переважаючі за значенням основні цільові ефекти - нові технології, покращення якості продукції, зменшення енергетичних витрат. Так, наприклад, інтенсифікація процесу пасерування борошна і овочів за допомогою ІЧ-нагріву та вібрацій дозволила організувати цей процес безперервним з гарантованою високою якістю готового продукту і значним зниженням питомих енерговитрат, що, в свою чергу, призвело до створення принципово нової конструкції апарата для реалізації цього процесу.

У цілому слід відзначити, що інтенсифікація теплообміну - це, передусім, збільшення кількості теплоти, що передається, та інтенсивності апарата.

Стосовно теплообмінних апаратів, розрізняють дві групи методів інтенсифікації: конструктивні та режимні. Це розмежування умовне, бо, використовуючи конструктивні засоби, наприклад оребріння, фактично впливають на процес теплообміну. У той же час режимні засоби пов'язані з тими або іншими конструктивними особливостями апаратів (наприклад, введення джерела коливань).

Вирішення питання інтенсифікації теплообміну різноманітними фізичними впливами вимагає передусім глибокого теоретичного аналізу процесу, виявлення умов, сприятливих збільшенню кількості теплоти, що передається. Крім того, необхідним є проведення аналізу різноманітних методів інтенсифікації з метою вибору найбільш оптимального варіанта.

Найважливішими напрямками підвищення ефективності теплообмінних процесів є такі:

1. Зменшення термічного опору  $\delta/\lambda$  стінки, крізь яку відбувається теплообмін. Це є можливим завдяки зменшенню її товщини або використанню матеріалу з більш високим коефіцієнтом теплопровідності, а також при своєчасному видаленні з поверхні теплообміну накипу, пригару продукту, інших забруднень.

2. Заміна вільної конвекції на примусову. Коефіцієнт тепловіддачі від гріючого агента до продукту збільшується в 1.2...1.5 рази.

3. Забезпечення турбулентного руху теплообмінних середовищ в апараті, що призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі на 15...20 %.

4. Видалення повітря і неконденсуючих газів із робочих камер, де гріючим агентом є пара. Наявність повітря і неконденсуючих газів різко знижує коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки.

5. Своєчасне відведення конденсату із парових об'ємів. Високий рівень конденсату істотно знижує ефективність теплообміну.

6. Підвищення різниці температур і теплового потоку (якщо це є можливим за технологічними умовами обробки продукції).

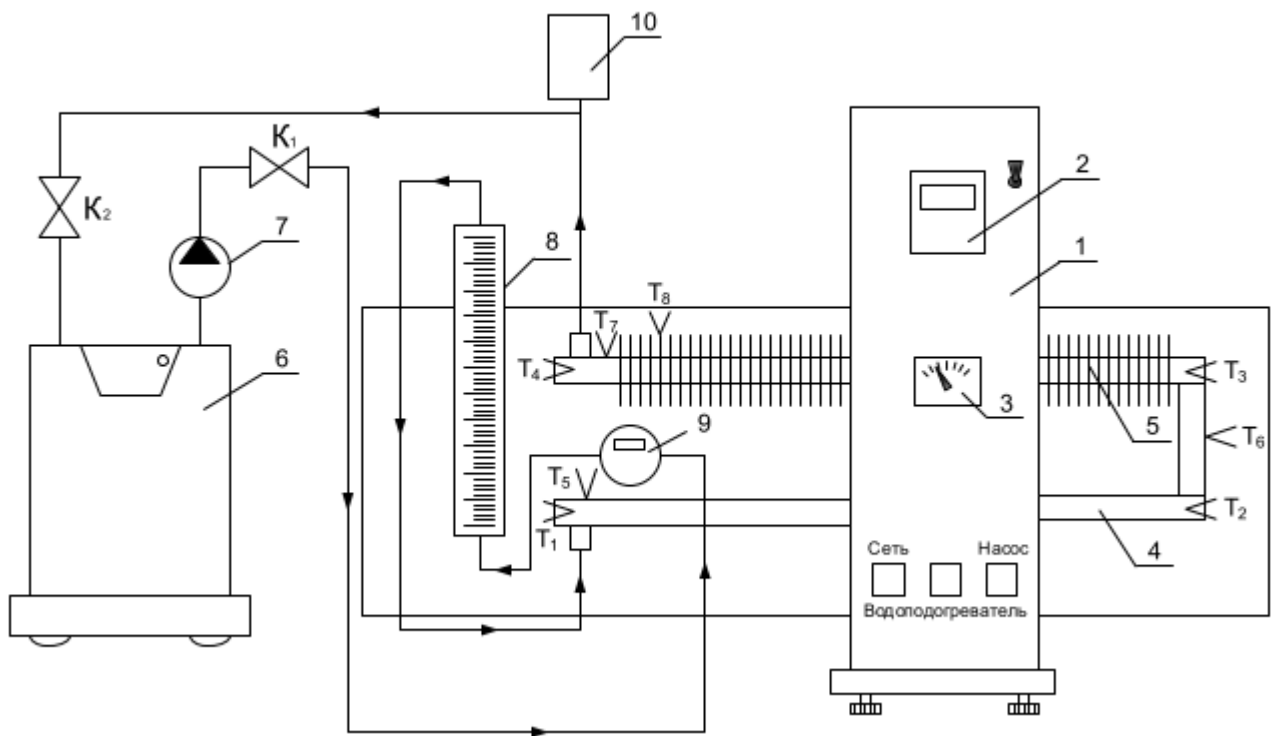
7. Оптимізація розмірів і форми продуктів, що підлягають тепловій обробці. Встановлено, що ефективність варіння і смаження залежить не тільки від температурних режимів, але також від форми і розмірів самого продукту. Існують оптимальні форми і розміри продукту, що дозволяють швидше довести їх до кулінарної готовності при максимальному збереженні харчової цінності.

8. Правильний вибір виду теплового апарата залежно від продукції, що нагрівається.

## 2 АНАЛІЗ ПРИРОДНОЇ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ ВІД ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ

### 2.1 Схема установки

Схема експериментальної установки для дослідження процесу теплопередачі ребреної труби наведена на рисунку 2.1. Для перевірки достовірності результатів експерименту по визначенню коефіцієнта теплопередачі необхідно зіпоставити дослідне та розрахункове значення  $k$ , як для гладкої так і для ребристої поверхні.



1 – передня панель; 2 – цифровий вимірювач температури; 3 – перемикач;  
4 – гладка труба; 5 – ребрена труба; 6 – водонагрівач; 7 – циркуляційний насос;  
8 – ротаметр; 9 – расходомір; 10 – розширювальний бак.

Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки

На передній панелі 1 розташований цифровий вимірювач температури 2, до якого підключено 8 хромель – копелевих термопар ( $T_1$ - $T_8$ ). Термопари

поєдновано підключаються до вимірювача температури за допомогою перемикача 3.

Температури  $T_1$  та  $T_2$  – температури на вході та виході гладкої труби.

Температури  $T_3$  та  $T_4$  – температури на вході та виході ребреної труби.

$T_5$  – температура поверхні гладкої труби на вході.

$T_6$  – температура поверхні з'єднувальної частини труб.

$T_7$  – температура поверхні ребреної труби на вході.

$T_8$  – температура поверхні ребра.

Робоча ділянка складається з гладкої 4 і ребреної 5 мідних труб, які з'єднані послідовно. Довжина труб 1000 мм. Внутрішній діаметр труб – 13 мм. Зовнішній діаметр – 15 мм. На ребреній трубі розташовано 104 ребра з зовнішнім діаметром – 60 мм та товщиною 0,9 мм. Геометричні характеристики труби наведено на рисунку 2.2.

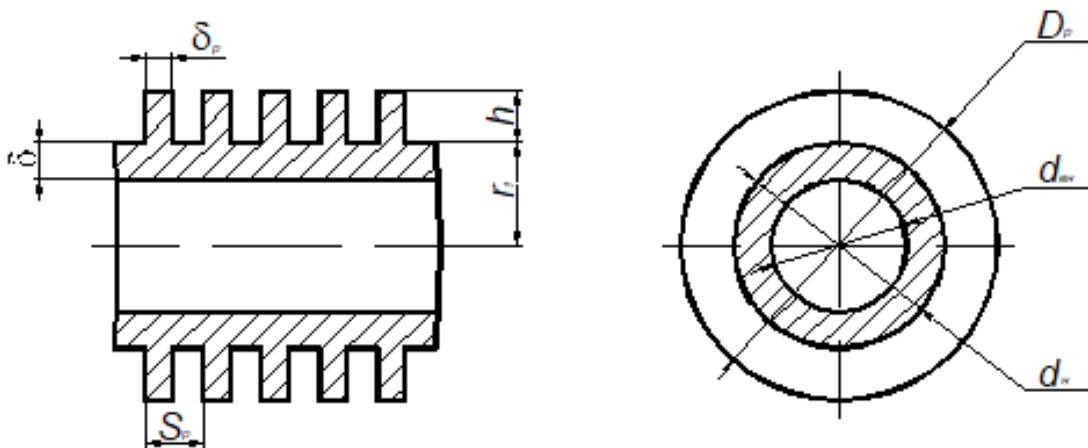


Рисунок 2.2 – Геометричні характеристики ребреної труби

По трубам 4 та 5 циркулює вода, яка нагріта у водопідігрівачі 6. На вихідному патрубку водопідігрівача знаходиться циркуляційний насос 7. Об'ємна витрата вимірюється ротаметром 8 або витратоміром 9 та регулюється



краном К1 в межах (5...40) л/год. Водопідігрівач може нагріти воду від 25 °С до 80 °С. Розширювальний бак 10 служить для видалення повітря з системи та для заповнення системи водою.

## 2.2 Порядок проведення експерименту

Проводимо експеримент виконуючі наступні пункти:

1. Включити електроживлення установки перемикачем "Мережа".
2. Включити циркуляційний насос перемикачем "Насос". Повільно відкриваючи кран К1, встановити об'ємну витрату води в межах від 10 л/год до 40 л/год.
3. Включити електричний водопідігрівач 6 перемикачів "Водопідігрівач".
4. Включити двоканальний вимірювач температури 2.
5. Після того як сигнальна лампочка на водопідігрівачі 6 згасне, виміряти витрату води і температури  $T_1 \div T_8$ . Результати вимірювань занести в журнал спостережень (див. табл. 2.1) Температуру навколишнього повітря  $T_v$  вимірюємо ртутним термометром, встановленим у приміщенні.

Таблиця 2.1 – Журнал спостережень

$V_1$ , л/год	$T_1$ , °С	$T_2$ , °С	$T_3$ , °С	$T_4$ , °С	$T_5$ , °С	$T_6$ , °С	$T_7$ , °С	$T_8$ , °С	$T_{п}$ , °С
10	40	39,5	39,5	39	39	39,5	39	38	20
20	50	49	48,5	47	49,5	48	46,5	46	20
30	65	64,8	64	63	64,5	64	63	62	20
40	80	79	78	77	80	79	78	76	20

## 2.3 Обробка результатів експерименту

### 2.3.1 Визначення коефіцієнта теплопередачі через гладку трубу

Тепловий потік  $Q$  який віддається гарячою водою, Вт

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{f1}^{\text{ВХ}} - T_{f1}^{\text{ВИХ}}),$$

де  $G_1$  – масова витрата гарячого теплоносія, кг/с;

$C_{p1}$  - питома ізобарна теплоємність гарячого теплоносія, Дж/(кг·К);

$T_{f1}^{\text{ВХ}}, T_{f1}^{\text{ВИХ}}$  - середні за перерізом температури гарячого теплоносія на вході та виході відповідно, °С.

Масова витрата гарячого теплоносія, кг/с

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1,$$

де  $V_1$  – об'ємна витрата гарячого теплоносія, м<sup>3</sup>/с;

$\rho_1$  – густина гарячого теплоносія, кг/ м<sup>3</sup>.

Густина та питома ізобарна теплоємність визначаються за таблицями [30] за середньою температурою теплоносія.

Масова витрата гарячого теплоносія, кг/с

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1,$$

$$G_1 = \frac{10 \cdot 992,2}{3600} = 2,75.$$

Тепловий потік  $Q$  який віддається гарячою водою, Вт

$$Q = 2,75 \cdot 4174 \cdot (40 - 39,5) = 5739,25.$$

Для розрахунку коефіцієнту теплопередачі необхідно визначити коефіцієнти тепловіддачі, які можна визначити експериментально з закону Ньютона – Ріхмана.

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

$$\alpha_1 = \frac{Q}{(T_{f1} - T_{w1}) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l'}$$

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

$$\alpha_2 = \frac{Q}{(T_{w2} - T_{f2}) \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l'}$$

де  $T_{w1}, T_{w2}$  - температури стінки зі сторони гарячого та холодного теплоносіїв, °С

Так як для мідної труби термічний опір теплопровідності наближується до 0, то приблизно можна вважати  $T_{w1} = T_{w2} = T_w$ . При цьому температура гладкої стінки труби дорівнює

$$T_w = \frac{T_5 + T_6}{2}$$

Температура  $T_{f2} = T_{п}$ .

Коефіцієнт теплопередачі від води до повітря через гладку поверхню, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Виконуємо розрахунки для усіх режимів роботи та результати заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку експериментального коефіцієнту тепловіддачі

Витрата теплоносія, кг/с	Тепловий потік, кВт	$T_{f1}$ , °C	$T_w$ , °C	Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труби, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до холодного теплоносія, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Коефіцієнт теплопередачі Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
2,76	5,75	39,75	39,00	187,88	6,03	5,84
5,49	23,00	49,50	48,75	751,29	15,92	15,59
8,19	6,84	64,90	64,25	257,78	3,08	3,04
10,80	22,65	79,75	79,50	2219,34	7,58	7,55

2.3.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі через гладку поверхню за стандартною методикою

Так як у даному дослідженню об'ємна витрата не перевищує 40 л/год, то це відповідає ламінарному руху теплоносія.

Критерій Нуссельта при ламінарному режимі руху води у трубі

$$Nu = 1,55 \varepsilon_l \left( Pe \frac{d_e}{l} \right)^{1/3} (\mu_{жс} / \mu_c)^{0,14},$$

де  $Re$  – критерій Рейнольдса;

$Pr$  – число Прандтля;

$Pe$  – число Пекле;

$\varepsilon_l$  - поправка на гідродинамічну ділянку.

Якщо

$$\frac{l}{Re \cdot d} \geq 0,1$$

то  $\varepsilon_l=1$ .

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{4 \cdot G_1 \cdot d_1}{\lambda_{f1} \cdot \rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2}$$

Масова витрата гарячого теплоносія, кг/с

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1,$$

$$G_1 = \frac{10 \cdot 992,2}{3600 \cdot 1000} = 2,75 \cdot 10^{-3}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{4 \cdot 2,75 \cdot 10^{-3} \cdot 0,013}{0,365 \cdot 992,2 \cdot 3,14 \cdot 0,013^2} = 0,74.$$

Так як

$$\frac{l}{0,74 \cdot 0,013} = 104,4 \geq 0,1$$

то  $\varepsilon_l = 1$ .

Число Нуссельта від гарячого теплоносія до стінки труби

$$Nu_1 = 1,55 \cdot 1 \cdot \left( \frac{0,74 \cdot 4,31}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,54.$$

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

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{f1}}{d_1},$$

$$\alpha_1 = \frac{0,54 \cdot 0,365}{0,013} = 15,2.$$

Критерій Нуссельта при вільній конвекції повітря біля горизонтальної труби

$$Nu_2 = 0,5 \cdot Ra_2^{0,25}.$$

Число Релея

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot d_2^3}{\nu^2} Pr_2,$$

де  $g = 9,81$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\nu^2$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\beta$  - температурний коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К.

Теплофізичні параметри повітря знаходимо за температурою навколишнього середовища 20 °С.

$$Ra = \frac{9,81 \cdot \left(\frac{1}{273 + 20}\right) \cdot (40 - 20) \cdot 0,016^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 12093.$$

Критерій Нуссельта при вільній конвекції повітря біля горизонтальної труби

$$Nu_2 = 0,5 \cdot 12093^{0,25} = 5,25.$$

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

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{f2}}{d_2},$$

$$\alpha_2 = \frac{5,25 \cdot 0,0259}{0,016} = 8,5.$$

В дослідному стенді перенесення теплоти від води до внутрішньої поверхні труби здійснюється конвекцією, тому коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням при русі теплоносія всередині труби дорівнює 0.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінювання з зовнішньої поверхні труби до навколишнього середовища розраховують за законом Стефана – Больцмана

$$\alpha_{2в} = \frac{\varepsilon \cdot c_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{f2}}{100} \right)^4 \right]}{T_{w2} - T_{f2}},$$

де  $\varepsilon$  – ступінь чорноти матеріала стінки труби;

$c_0$  – постійна Стефана – Больцмана.

$$\alpha_{2в} = \frac{0,023 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{313}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right]}{313 - 293} = 0,2.$$

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі від води до повітря через гладку поверхню, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{15,2} + \frac{1}{8,5 + 0,2}} = 5,53.$$

Аналогічно виконуємо розрахунок коефіцієнту теплопередачі для інших режимів.

Відмітимо, що коефіцієнт теплопередачі ніколи не буде більше самого маленького значення коефіцієнту тепловіддачі, тому для збільшення коефіцієнту теплопередачі необхідно збільшувати менший коефіцієнт тепловіддачі. Одним з способів інтенсифікації теплопередачі є збільшення поверхні теплообміну за рахунок її оребрення.

Похибка, %

$$\varepsilon = \frac{k_{\text{екс}} - k_p}{k_p} \cdot 100\%,$$

$$\varepsilon = \frac{5,84 - 5,53}{5,53} \cdot 100 = 5,06.$$

### 2.3.3 Розрахунок теплопередачі через оребрену поверхню

Тепловий потік  $Q$  який віддається гарячою водою, Вт

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{f1}^{\text{ор.вх}} - T_{f1}^{\text{ор.вих}}),$$

$$Q = 2,75 \cdot 4,174 \cdot (39,5 - 39) = 5,739.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до оребреної стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_1 = \frac{Q_{\text{ор}}}{(T_{f1}^{\text{ор}} - T_{w1}^{\text{ор}}) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l}$$

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



$$\alpha_2 = \frac{Q}{(T_{w2}^{op} - T_{f2}) \cdot F_{op}},$$

де  $T_{w1}^{op}, T_{w2}^{op}$  - температури стінки зі сторони гарячого та холодного теплоносіїв, °С

$$T_{w1}^{op} = \frac{T_6 + T_7}{2}.$$

$$T_{w1}^{op} = \frac{39.5 + 39}{2} = 39.25.$$

$$T_{w2}^{op} = \frac{T_7 + T_8}{2}.$$

$$T_{w2}^{op} = \frac{39 + 38}{2} = 38,5.$$

Температура  $T_{f2} = T_{п}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до оребреної стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_1 = \frac{5,739}{(39,5 - 39,25) \cdot 3,14 \cdot 0,013 \cdot 1} = 562,42.$$

Площа оребреної поверхні, м<sup>2</sup>.

$$F_{op} = \pi \cdot d_2 \cdot (l_{op} - \delta_p \cdot N) + N \cdot \pi \cdot (d_p^2 - d_2^2) / 2,$$

де  $d_2$  - зовнішній діаметр оребреної труби, м;

$d_p$  - діаметр ребра, м;

$l_{op}$  - довжина оребреної труби, м;

$N$  – кількість ребер;

$\delta_p$  - товщина ребра, м

$$F_{op} = 3,14 \cdot 0,016 \cdot (1 - 0,0009 \cdot 104) + 104 \cdot 3,14 \cdot (0,06^2 - 0,016^2)/2 = 0,57.$$

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

$$\alpha_2 = \frac{5,739}{(38,5 - 20) \cdot 0,57} = 0,55,$$

Коефіцієнт теплопередачі від води до повітря через гладку поверхню,  
Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_{екс}^{op} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{op}} + \frac{1}{\alpha_2^{op} \cdot \varphi}}.$$

Коефіцієнт оребрення

$$\varphi = \frac{F_{op}}{F} = \frac{0,57}{0,05} = 11,34.$$

$$k_{екс}^{op} = \frac{1}{\frac{1}{542,62} + \frac{1}{0,55 \cdot 11,34}} = 6,2.$$

Бачимо, що коефіцієнт тепловіддачі оребреної труби більше ніж гладкої, що призводить до меншої площі поверхні теплообмінних апаратів, а значить до економії коштів при їх виробництві.

Проведемо серію розрахунків по дослідженню зміни коефіцієнту теплопередачі для оребреної труби при зміні режиму. Результати представимо на рисунку 2.3.

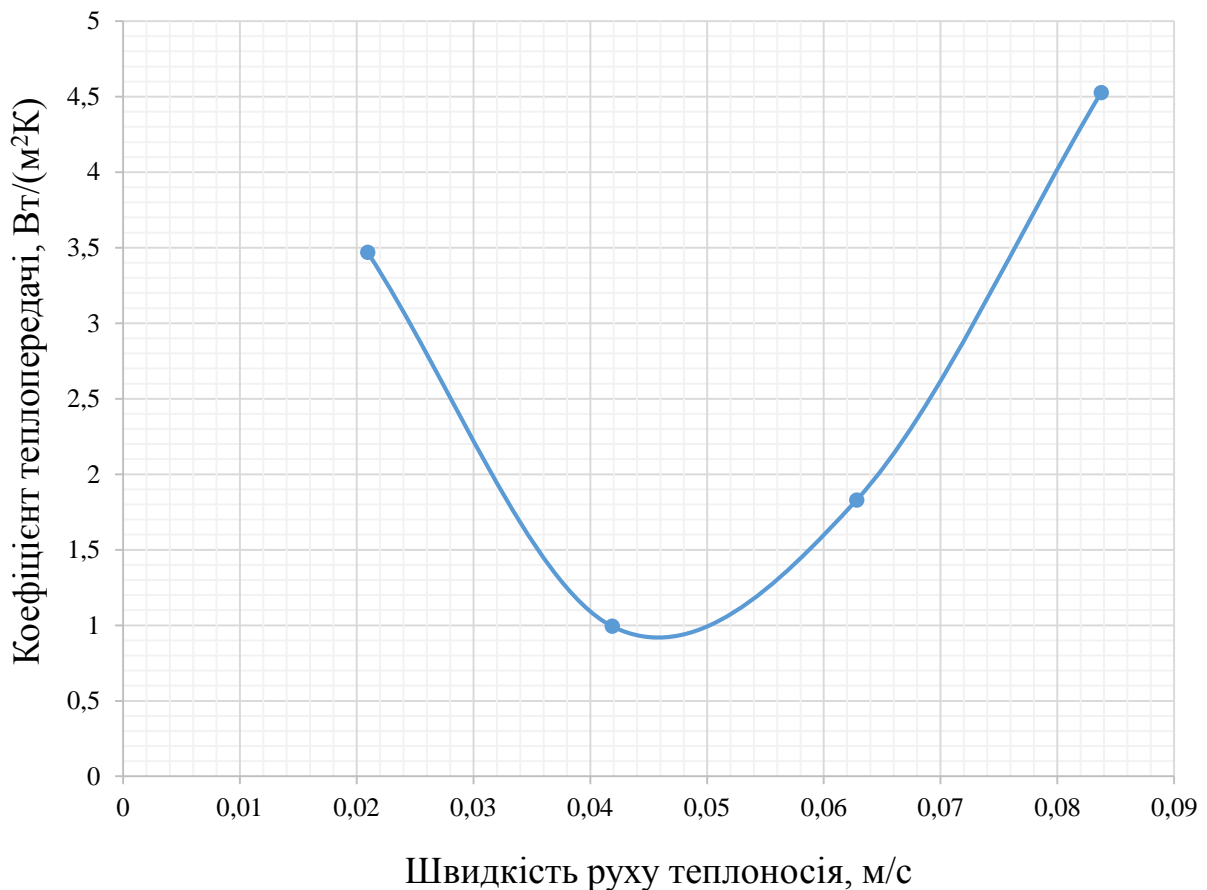


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнту теплопередачі від швидкості теплоносія

З графіка видно, що збільшення швидкості в діапазоні 0,05 до 0,08 м/с призводить до значного росту коефіцієнту теплопередачі.

Зміна коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія представлена на рисунку 2.3.

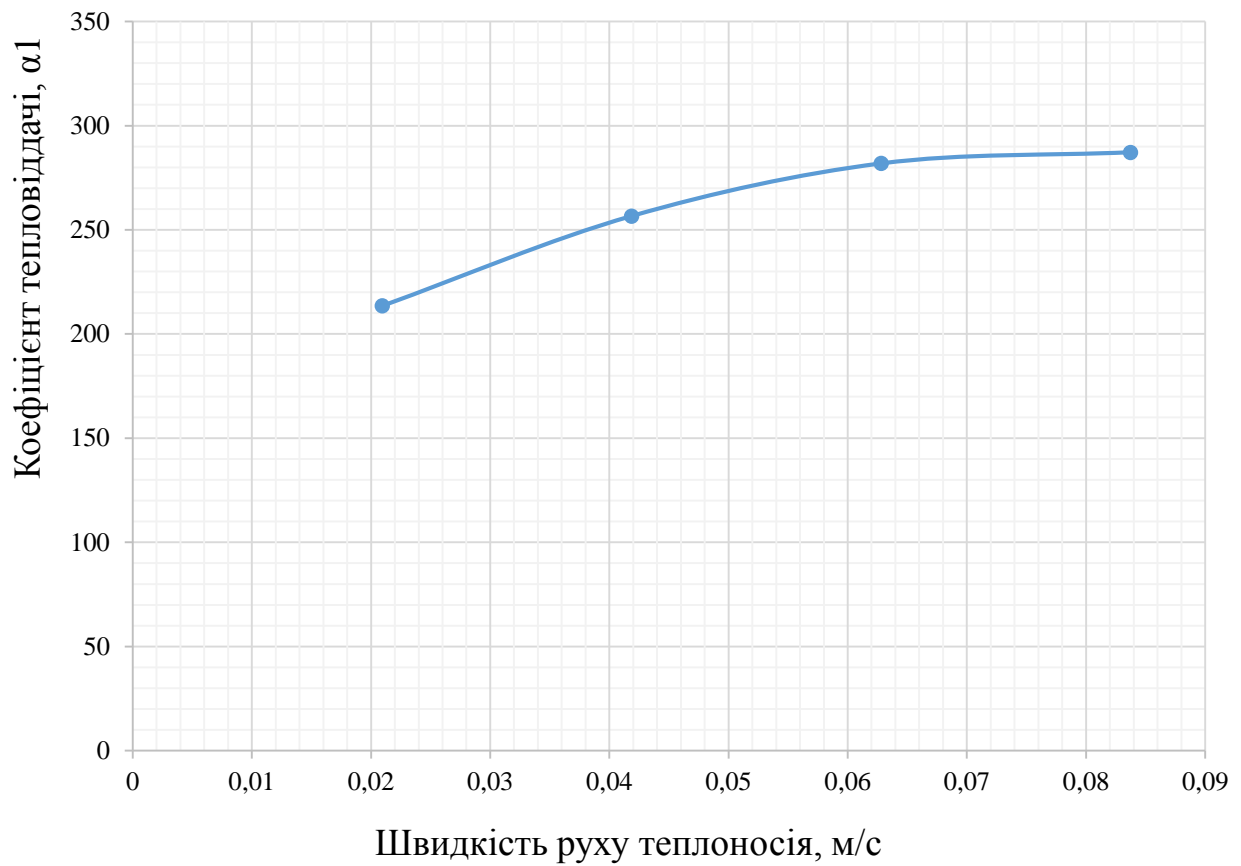


Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія

З рисунка 2.4 видно, що збільшення швидкості руху призводить до інтенсифікації процесу теплообміна.

Розглянемо вплив коефіцієнту оребрення на коефіцієнт теплопередачі. Результати представимо на рисунку 2.4.

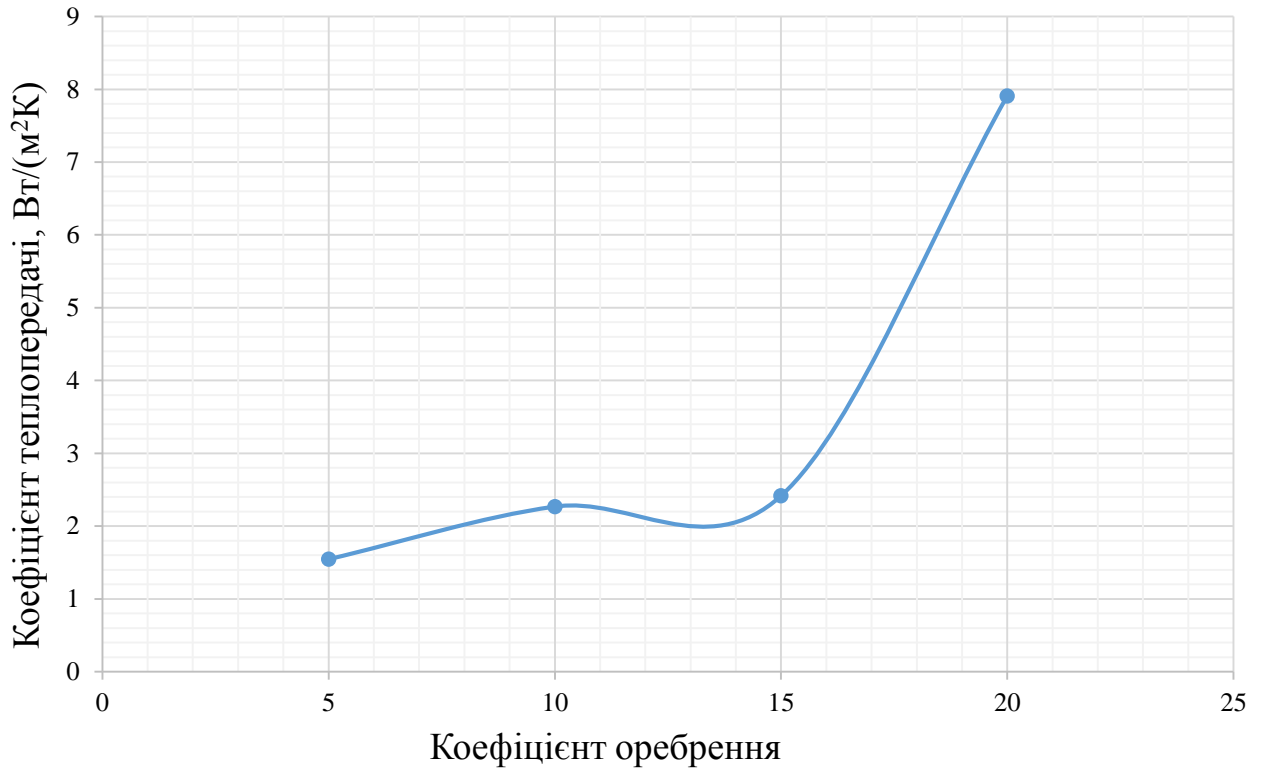


Рисунок 2.5 – Залежність коефіцієнта теплопередачі від коефіцієнта оребрення

З графіку видно, що оребрення поверхні позитивно впливає на інтенсифікацію теплообміну. Результати експериментальних досліджень добре співвідносяться з теоретичними даними та результатами отриманими провідними дослідниками [5-15].

## 3 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Виробництво характеризується наступними видами небезпек та шкідливостей:

- пожежонебезпека - визначається наявністю горючих речовин (водню, трихлорсиланів);
- термічні опіки - при зіткненні з гарячими неізольованими поверхнями;
- хімічні опіки - в результаті попадання на шкіру гідрооксиду натрію, хлористого водню, рідкого азоту;
- ураження електричним струмом - при пошкодженні електрообладнання та електропроводки, а також при порушенні правил електробезпеки;
- механічні травми - визначаються наявністю обертових і рухомих механізмів;
- небезпеки пов'язані із застосуванням шкідливих речовин;
- шкідливість впливу шуму;
- шкідливість вібрації.

Рівень шуму, створюваного основним технологічним обладнанням, розміщеним всередині приміщення, не перевищує 80 дБА. При необхідності перебування персоналу в приміщеннях з підвищеним рівнем шуму для захисту органів слуху використовуються протишумові вкладиші типу «Бервуха».

Для зменшення поширення шуму і вібрації, створюваного обладнанням загальнообмінної вентиляції, передбачаються наступні заходи:

- вентиляційне обладнання розміщується на зовнішній майданчику та в ізольованих приміщеннях;
- вентилятори встановлюються на віброізолюючих підставах з віброізоляторами;

- на вхідному і вихідному отворах вентиляторів встановлюються гнучкі еластичні вставки з прогумованого брезенту;

- прийняті нормовані швидкості повітря в повітроводах.

Устаткування встановлюється на заглиблені монолітні фундаменти, під якими влаштовується щебенева підготовка.

Управління технологічним процесом автоматизовано і здійснюється з операторської, рівень шуму в якій не перевищує 60 дБА.

### 3.2 Заходи з поліпшення умов праці

Для того щоб зменшити вплив небезпечних і шкідливих виробничих факторів, обслуговуючий персонал повинен дотримуватися таких правил:

- суворо дотримуватися норми технологічного режиму, визначені регламентом та посадовою інструкцією.

- контролювати роботу постійно діючої припливно-витяжної вентиляції.

- утримувати в справному стані і чистоті обладнання, не допускати експлуатації несправного обладнання і не використовувати несправний інструмент і пристосування.

- дотримуватися чистоти на робочому місці і території установки, не захаращувати проходів, проїздів і підходів до первинних засобів пожежогасіння та раковині самодопомоги.

- систематично провітрювати спецодяг, регулярно здавати її в прання.

- не включати і не експлуатувати обладнання з рухомими і обертовими частинами без їх огороження.

- суворо дотримуватися правила і норми техніки безпеки і промсанітарії, правила технічної експлуатації обладнання, механізмів і приладів, вимоги посадової інструкції.

- періодично проходити медогляд і навчання правилам безпечної праці.

- забороняється працювати на обладнанні, апаратах, комунікаціях і арматурі при порушенні їх герметичності.

- усі працюючі повинні бути забезпечені засобами індивідуального захисту відповідно до «Норм безплатної видачі спецодягу, спецвзуття та інших засобів індивідуального захисту (НПАОП 24.0-3.01-04)». Необхідні індивідуальні засоби захисту наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Індивідуальні засоби захисту

Найменування професій і посад	Засоби індивідуального захисту	Спецодяг	Спец. взуття
Персонал виробництва	Респіратори РПГ-67А Протигаз марки БКФ Окуляри захисні. Каска захисна. Рукавиці гумові. Рукавиці комбіновані.	Костюм брезентовий Взимку - куртка бавовняна на утепленій підкладці	Гумові чоботи

Безпека ведення процесу забезпечується за рахунок наступних заходів:

1. Компонування обладнання виконана з дотриманням необхідних відстаней від огорожувальних конструкцій і від сусіднього обладнання.

2. Технологічний процес і робота технологічного обладнання контролюється системами КВП і автоматичного регулювання. Передбачена також система блокувань, спрямована на безаварійну роботу виробництва.

3. Для захисту від статичної електрики обладнання і трубопроводи заземлюють на проєктований контур заземлення у відповідності з «Правилами захисту від статичної електрики». Процес ведеться в герметично закритому обладнанні. З метою виключення впливу на працюючих шкідливих речовин, що виділяються через нещільність фланцевих з'єднань, передбачається влаштування загальнообмінної вентиляції, розрахованої на розсіювання зазначених речовин до ГДК в повітрі робочої зони.



4. Ступінь вогнестійкості будівельних конструкцій відповідає вимогам СНиП 2.09.02-85 та ДБН В.1.1.-7 (Пожежна безпека об'єктів будівництва).

5. Усі виробничі приміщення мають достатнє природне та штучне освітлення. Штучне освітлення розраховано, виходячи з призначення приміщень і зовнішніх установок згідно з ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучні освітлення».

6. Рівень захисту електрообладнання відповідає класу пожежонебезпечної зони.

7. Передбачена ізоляція апаратів і трубопроводів, що мають температуру стінки вище 45 °С.

8. Вантажопідйомні операції проводяться за допомогою мостових кранів.

9. Виробництво забезпечується знаками безпеки за ГОСТ 12.4-026-76 «Кольори та знаки безпеки».

10. Трубопроводи забарвлюють відповідно до ГОСТ 14202-69 «Трубопроводи промислових підприємств. Щитки знаки і маркувальні щитки».

11. Щоб уникнути неконтрольованих проток шкідливих речовин, випарники трихлорсилану і тетрахлориду кремнію встановлюються у піддонах, розрахованих на повну місткість одного випарника при його аварійній розгерметизації.

12. На фланцевих з'єднаннях трубопроводів, що транспортують розчин луку, встановлюються захисні ковпаки.

13. Обслуговуючі майданчики забезпечені сходами і огорожами.

### 3.3 Виробнича санітарія

Нормовані температури в приміщеннях в холодний період року прийняті за технологічним завданням і ДСН 3.3.6.042-99 і складають:

- в насосній вузла мийки, насосної циркуляційної води та насосної 17-19 ° С
- в електрощитових 16-18 ° С

- в резервних приміщеннях	17-19 ° С
- у вузлі введення	16-18 ° С
- у станції пожежогашіння	16-18 ° С
- у коморах	17-19 ° С
- у приміщенні тиристорів	16-18 ° С
- в коридорах, сходових клітках	17-19 ° С
- в сан. вузлах	17-19 ° С
- в трансформаторних	16-18 ° С
- у венткамерах та насосної холодопостачання	16-18 ° С
- у кімнаті відпочинку і прийому їжі	21-23 ° С

У холодний період року відносна вологість у залі реакторів і трансформаторних не більше 60%, в кімнаті відпочинку і прийому їжі – 65 %, в інших приміщеннях відносна вологість не перевищує 75 %, швидкість руху повітря в приміщеннях не перевищує значень, зазначених для теплого періоду року .

Нормовані метеорологічні умови в приміщенні відпочинку і прийому їжі в теплий період року прийняті за СНіП 2.04.05-91: температура не більше 30 ° С, відносна вологість у всі пнріоди року-не більше 65 %; швидкість руху повітря у всі періоди року - не більше 0,2 м/с.

Забезпечення зазначених параметрів внутрішнього повітря в приміщенні досягається за рахунок охолодження припливного повітря в центральних кондиціонерах типу Тор з водяними охолоджувачами фірми «WOLF».

Нормовані метеорологічні умови в приміщеннях в теплий період року прийняті за СНіП 2.04.05-91: температура не більше 30 ° С, відносна вологість - не більше 65%; швидкість руху повітря у всі періоди року - не більше 0,2 м / с.

В обідніх залах їдальні, залі зборів передбачено комфортне кондиціонування повітря. У приміщеннях, що кондиціонують забезпечуються оптимальні параметри повітряного середовища:

- температура 23-25°С ;
- відносна вологість 60-30% ;

- швидкість руху повітря не більш 0,2 м / с.

Повітрообмін в приміщеннях розраховані:

- по теплонадлишку;
- у мінімальній витраті зовнішнього повітря на людину;
- по нормованій кратності повітрообміну.

### 3.4 Електробезпека

Стан навколишнього повітряного середовища може посилювати чи послаблювати небезпеку ураження струмом. Так, вогкість, струмопровідна пил, їдкі пари і гази руйнівні діють на ізоляцію електроустановок, різко знижує її опір і створюючи загрозу переходу напруги на корпуси неструмоведучих металевих частин електрообладнання, до яких може торкатися чоловік.

Разом з тим при цих умовах, як і при високій температурі навколишнього повітря, знижується електричний опір тіла людини, що ще більше збільшує небезпеку ураження його струмом.

Для даного виробничого приміщення характерно:

- напруга живлення ~380/220В;
- категорія надійності електропостачання –ІІ;
- кабелі прокладені на глибині 0,7м на підсипку з піску, захищені цеглиною.

Заходи з електробезпеки:

1. Всі металеві корпуси електрообладнання з'єднуються за допомогою захисних провідників РЕ живильних кабелів з шинами РЕ і Pen розподільних шаф.

2. Для ремонтного освітлення і ремонтних робіт застосовується мережу напругою 42 В, яка підключається до мережі 220В через понижуючий трансформатор 220/42В, потужністю 250Вт.

3. Ступінь захисту оболонок електрообладнання, що застосовується в пректе, від вологи і пилу не нижче IP54.

### 3.5 Пожежна безпека

Для захисту від пожежі проектом передбачені наступні заходи:

1. Прив'язка будівель і споруд виконана у відповідності зі СНиП II-89-80 та ВБН В.2.2-58.1-94.

2. Між будівлями і спорудами передбачені протипожежні розриви.

3. Ступінь вогнестійкості (III) проєктованих будівельних конструкцій відповідає вимогам СНиП.

4. Приміщення різних категорій за пожежною небезпекою поділяються протипожежними перегородками (В1-В4, Г).

5. Виробництво обладнання згідно з нормами мереж зовнішнього пожежогасіння. Обсяг виробничого корпусу - 87,52 тис. м<sup>3</sup>.

Згідно СНиП 2.04.02-84 "Водопостачання. Зовнішні мережі і споруди », витрата води на зовнішнє пожежогасіння будинків II ступеня вогнестійкості з виробництвами категорії А обсягом св 50 до 200 тис.м<sup>3</sup> складає 30 л/сек.

Пожежогасіння забезпечується не менш, ніж від двох гідрантів, розташованих на відстані <200 м від будівель.

1. Будинки і споруди забезпечені шляхами під'їзду.

2. У приміщеннях передбачене розведення протипожежного водопроводу.

3. Проєктовані приміщення обладнуються первинними засобами пожежогасіння відповідно до «Правил пожежної безпеки в Україні» та «Типовими нормами оснащення приміщень переносними вогнегасниками» (затверджені наказом МНС України № 151 від 02.04.2004 року).

4. На території проєктованого об'єкта передбачається установка пожежних щитів (2 шт.), в комплект яких входять:

- вогнегасник ВП-5 - 3 шт. ;

- ящик з піском об'ємом 1 м<sup>3</sup> - 1 шт. ;

- покривало з негорючого теплоізоляційного матеріалу розміром 2 × 2 м - 1 шт. ;

- гаки - 3 шт. ;

- лопати - 2шт. ;

- сокири - 2 шт.

Виробничі та адміністративно-побутові приміщення обладнані пожежною сигналізацією та первинними засобами пожежогасіння, (вогнегасниками) відповідно до «Типових норм оснащення вогнегасниками» (затвержені наказом МНС України № 151 від 02.04.2004 року). Кількість вогнегасників наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 3.3 – Вогнегасники

№ приміщення	Найменування	Площа м <sup>2</sup>	Клас можливої пожежі	Тип і кількість вогнегасника
101	насосна вузла мийки	137	Е	ВП-5-3шт.
102	станція пожежогасіння	107,9	Е	ВП-5-3шт.
111	приміщення відділу вентиляції	101,8	Е	ВП-8-2шт.

ВП-5 - вогнегасник порошковий із зарядом вогнегасної речовини 5 кг.

ВП-8 - вогнегасник порошковий із зарядом вогнегасної речовини 8 кг.

### 3.6 Розрахунок захисного заземлення

Захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання з землею чи її еквівалентом металевих не струмоведучих частин, що можуть опинитися під напругою внаслідок замикання корпусу.

Принцип дії захисного заземлення – зниження до безпечного значення напруг дотику і кроку. Це досягається шляхом зменшення потенціалу заземленого устаткування, а також шляхом вирівнювання потенціалів підвалин на яких стоїть людина, і заземленого устаткування. Коли корпус заземлений,

основний струм піде по пристрою, що заземлює, опір якого в багато разів менше опору тіла. Через людину піде малий струм, безпечний для життя.

Для зрівнювання потенціалу, а також для безпечної експлуатації електрообладнання виконується основна система зрівнювання потенціалу шляхом прокладки внутрішнього контуру заземлення і на покрівлі проектового корпусу. Контури внутрішнього заземлення виконуються з сталеві смуги перетином  $25 \times 4$  мм на висоті 0,5 м від рівня підлоги.

Внутрішні контури заземлення між відмітками з'єднані опускаючи зі смугової сталі розміром  $25 \times 4$  мм. Внутрішній контур заземлення з'єднаний із зовнішнім заземлювачем електрообладнання смугою  $40 \times 4$  мм, прокладеної в траншеї на глибині 0,5 м.

Зовнішні заземлювачі встановлюються поруч з корпусом і виконуються із одиночних заземлювачів з кутової равнобокої сталі перетином  $50 \times 5$  мм і довжиною 2,5 м. Одиночні заземлювачі забиваються в траншеях глибиною 0,5 м через кожні 2,5 м і з'єднуються сталевими смугами перетином  $50 \times 5$  мм. Всі зовнішні заземлювачі з'єднуються в двох місцях між собою через внутрішні контури заземлення приміщень та металоконструкції проектованих технологічних естакад, утворюючи замкнутий контур заземлення. Заземлителі електрообладнання по можливості повинні бути об'єднані з заземлювачами блискавкозахисту. З'єднання виконуються зварюванням.

Опір проектового контуру заземлення в будь-якій точці не повинна перевищувати значення 4 Ом.

Розрахунок захисного заземлення зводиться до визначення числа, розмірів і порядку розміщення заземлювачів. Вихідні данні :

- найбільш припустиме значення опору пристрою, що заземлюється, для
- установок до 1000 В складає 4 Ом;
- довжина стрижня  $l=2,5$  м ;
- діаметр стрижня  $d=0,05$  м ;
- верхній кінець стрижня заглиблений нижче рівня землі на глибину  $t=0,5$  м ;

- ширина смуги вертикальної сполучної смуги  $b=0,005$  м .

Розрахунок ведемо в наступній послідовності:

Визначаємо розрахункове значення питомого опору ґрунту , Ом·м

$$\rho = \psi_v \cdot \rho_0$$

де  $\psi_v$  – коефіцієнт сезонності , для Запорізького регіону у випадку вертикального заземлювача , приймаємо 1,3 ;

$\rho_0$  – питомий електричний опір ґрунту ( глина ) який дорівнює 40 Ом·м [6, табл. 3.10 ст.148]

$$\rho = 1,3 \cdot 40 = 52$$

Опір розтікання струму окремого вертикального стрижня верхній кінець якого заглиблений нижче рівня землі на глибину  $t = 0,5$ м, Ом

$$R_0 = \left( \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \right) \cdot \left[ \frac{\ln 2 \cdot l}{d} + 0,5 \cdot \ln \frac{(4 \cdot t + 3 \cdot l)}{(4 \cdot t + l)} \right]$$

де  $l$  – довжина стрижня 2,5м ;

$d$  – його діаметр 0,05 м .

$$R_0 = \left( \frac{52}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \right) \cdot \left[ \frac{\ln 2 \cdot 2,5}{0,05} + 0,5 \cdot \ln \frac{(4 \cdot 0,5 + 3 \cdot 2,5)}{(4 \cdot 0,5 + 2,5)} \right] = 107,41$$

Орієнтовна кількість вертикальних заземлювачів, шт.

$$N = \frac{1,3 \cdot R_0}{R_H} = \frac{1,3 \cdot 107,41}{4} = 34,91$$

Приймаємо  $N=34$ .

Довжина сполучної смуги для контура; м

$$l_{\Gamma} = 2,5 \cdot 34 = 85$$

По додатку [6] знаходимо коефіцієнти екранування,

$$\eta_M = 0,346 \quad \eta_B = 0,632$$

Опір ґрунту вертикальних заземлювачів с урахуванням екранування ; Ом

$$R_B = \frac{R_0}{N \cdot \eta_B} = \frac{107,41}{34 \cdot 0,632} = 5$$

Визначаємо розрахункове значення питомого опору ґрунту для горизонтальної смуги, Ом·м

$$\rho = \psi_{\Gamma} \cdot \rho_0$$

де  $\psi_B$  – коефіцієнт сезонності , для Запорізького регіону у випадку горизонтального заземлювача , приймаємо 2,5 .

$$\rho = 2,5 \cdot 40 = 100$$

Опір горизонтальної смуги , яка розташована на глибині  $t = 0,5$ м, Ом

$$R_{\Gamma} = \left( \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l_{\Gamma} \cdot \eta_M} \right) \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot l_{\Gamma}}{b \cdot t} \right)$$

де  $b$  – ширина смуги, м

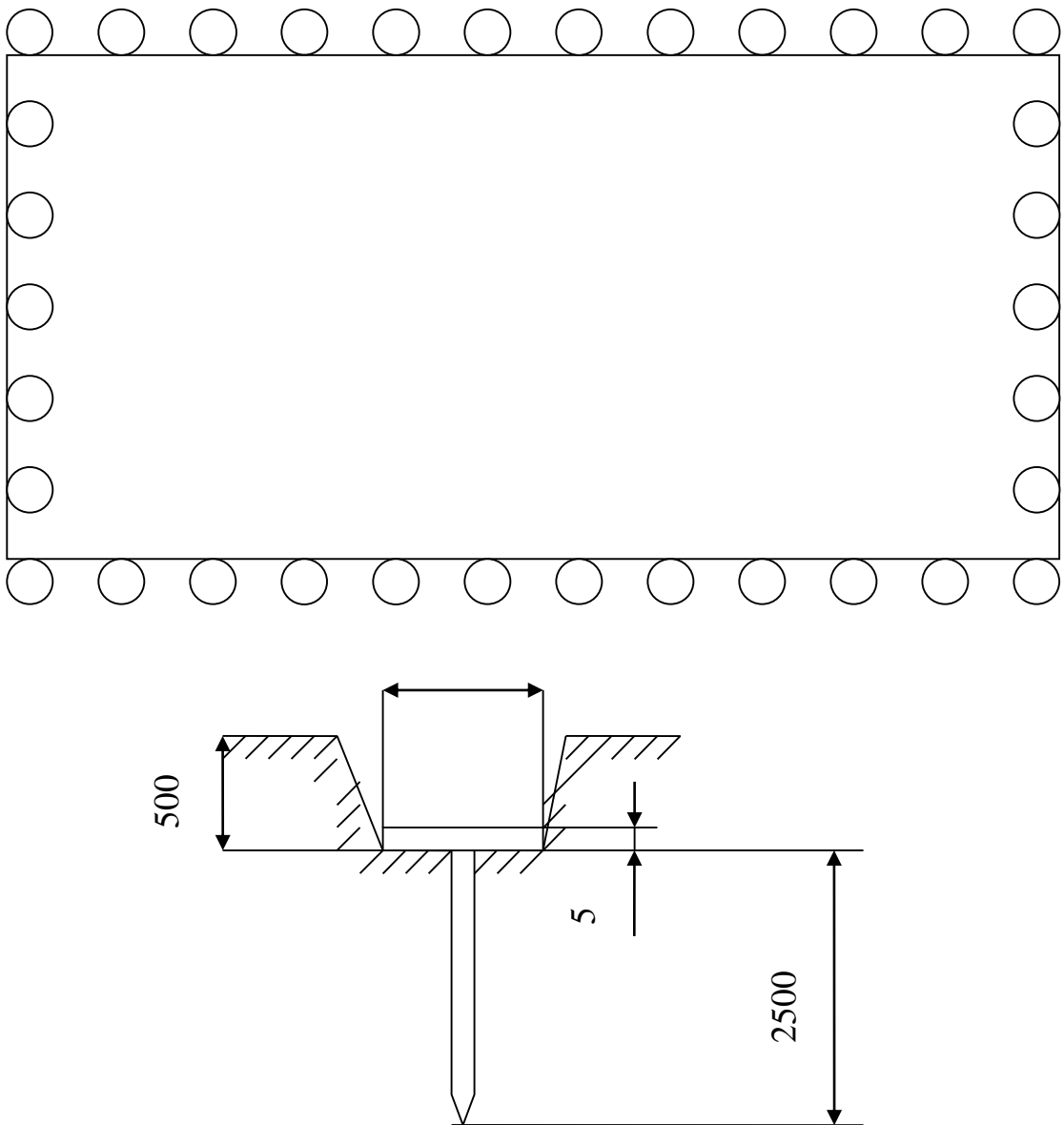
$$R_{\Gamma} = \left( \frac{100}{2 \cdot 3,14 \cdot 85 \cdot 0,346} \right) \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot 85}{0,005 \cdot 0,5} \right) = 7,27$$



Опір заземлювача в цілому, Ом

$$R_3 = \frac{R_B \cdot R_r}{(R_B + R_r)} = \frac{5 \cdot 7,27}{(5 + 7,27)} = 2,96$$

Розрахункове значення не перевищує припустиме (40м) , тому остаточно приймаємо кількість вертикальних електродів – 34. На рис.3.1 представлена схема розміщення вертикальних заземлювачів по контуру



а – по контуру, б – установка електрода в траншеї

Рисунок 3.1 – Схема розміщення вертикальних заземлювачів

## ВИСНОВКИ

Теплові процеси поширені в різних виробництвах: металів, термічна їх обробка, машинобудування, нафтопереробка, хімічна, харчова промисловість, виробництво будівельних матеріалів. Саме в цих галузях промисловості знайшли своє застосування теплообмінники з зовнішнім оребренням. Основними завданням науковців енергетиків є підвищення енергетичної ефективності теплообмінного обладнання.

Енергетична ефективність є однією з причин доцільності інтенсифікації теплообміну, до основних способів якої можна віднести:

- збільшення площі поверхонь теплообміну шляхом оребрення;
- конструювання складних форм поверхонь теплообмінних апаратів, здатних турбулізованим проходить повітряний потік;
- зменшення розмірів і маси теплообмінних апаратів;
- зміна аеродинамічного опору;
- конструювання внутрішньої частини труб для впливу на потік з метою його турбулізації.

Однак зміна одних параметрів теплообмінних апаратів може негативно відбиватися на інших характеристиках. Наприклад, збільшення площі поверхні теплообміну підвищує опір, створення складних форм впливає на кінцеву вартість готового продукту, зменшення розмірів теплообмінних елементів призводить до зниження теплоємності теплообмінних апаратів.

В кваліфікаційній роботі було проведено широкий літературний огляд щодо інтенсифікації процесів теплообміну. Розглянуто методи оребрення теплообмінних апаратів, їх переваги і недоліки. На основі аналізу можна зробити висновок про те, що оребрювати теплообмінні апарати є ефективним заходом з підвищення їх енергетичної ефективності.

У другому розділі кваліфікаційної роботи було запропоновано установку для дослідження теплообміну круглої гладкої труби та оребреної труби. Отримані експериментальні дані по визначенню температури на поверхні труби

та її ребра. Виконано розрахунок коефіцієнту тепловіддачі, як зі сторони гарячого теплоносія до стінки труби, так і зі сторони труби в навколишнє середовище. Виконано порівняння результатів, які отримані у ході експерименту з розрахунковими даними . Похибка склала 5 %. Також виконано порівняння коефіцієнту теплопередачі отриманого для гладкої та оребреної труби, що склали в свою чергу 5,02 та 6,0 Вт/(м<sup>2</sup>К) відповідно. З чого можна зробити висновок про ефективність оребрення труб, як методу інтенсифікації теплообміну.

В третьому розділі кваліфікаційної роботи розглянуті основні та небезпечні фактори при експлуатації теплообмінного обладнання. Виконано розрахунок захисного заземлення.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. Учебник для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. Москва : Энергия, 1975. 488с. с ил.
2. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справ. Москва : Энергия, 1978. 480с.
3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М. Л.: Энергия, 1966. 184 с.
4. Кэйс В. М. Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.
5. Берман Я. А. Исследование и сравнение оребренных трубчатых поверхностей теплообменника в широком диапазоне значения критерия Рейнольдса. Хим. и нефтяное машиностроение. 1965. № 10. С.21 – 26.
6. Weierman C. Correlations Ease the Selection of Finned Tubes / C. Weierman. Oil and Gas Journal. 1976. Vol. 74, No 36. P.94 – 100.
7. Толубинский В. И., Легкий В. М. Коэффициенты теплоотдачи и аэродинамические сопротивления одиночных оребренных цилиндров в поперечном потоке воздуха. Вопр. радиоэлектроники. Сер.1. Электроника. 1964. Вып. 9. С. 114 – 120.
8. Eckels P. W., Rabas T. J. Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Finned Tube Bundles. Journ.of Heat Transfer. 1985. Vol. 107. P. 205 – 213.
9. Sparrow E. M., Myrum T. A. Crossflow Heat Transfer for Tubes with Periodically Interrupted Annular Fins. Int. J. Heat Mass Transfer. 1985. Vol.28, No 2. P. 509 – 512.
10. Стасюлявичюс Ю. К., Скринька А. Ю. Теплоотдача поперечнообтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис. 1974. 243 с.
11. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд. 1992. 280 с.
12. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник. / А. Н. Бессонный и др. С-Пб.: Недра. 1996. 512 с.

13. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Теплопередача и сопротивление шахматных и коридорных ребристых пучков. Энергомашиностроение. 1964. № 1. С. 11 – 13.
14. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб. Энергомашиностроение. 1974. № 1. С. 19 – 21.
15. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Обобщенные уравнения подобия конвективной теплоотдачи пучков оребренных труб при поперечном омывании. Тр. ЦКТИ им. И.И. Ползунова. 1975. № 131. – С. 73 – 110.
16. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно-оребранных труб. Л.: Машиностроение. 1982. 189 с
17. <https://pronpz.ru/avo/orebrennye-truby.html>
18. [[https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/chepurnij\\_tplomasoob/8.htm](https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/chepurnij_tplomasoob/8.htm)]/
19. <https://vsftechno.com.ua/articles/965580-orebrenie-truby-v-chem-osobennosti/>
20. Афанасьева И.В. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОРЕБРЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 7. – С. 114-121; URL: <http://www.top-technologies.ru/ru/article/view?id=37599> (дата обращения: 25.11.2020).
21. <https://vsftechno.com.ua/articles/965580-orebrenie-truby-v-chem-osobennosti/> (дата обращения: 25.11.2020).
22. Ройзен, Л.И. Тепловой расчет оребренных поверхностей / Л.И. Ройзен, И.Н. Дулькин. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.
23. А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик. Экспериментальное исследование влияния внешнего загрязнения на тепловую мощность трубчатого ребристого конвектора. <https://www.c-o-k.ru/articles/eksperimentalnoe-issledovanie-vliyanie-vneshnego-zagryazneniya-na-teplovuyu-moschnost-trubchatogo-rebristogo-konvektora>
24. О.Д. Горбунов. Конспект лекцій з дисципліни «Інтенсифікація теплообміну в енергоустановках» для здобувачів вищої освіти другого

(магістерського) рівня зі спеціальності 144 «Теплоенергетика». Кам'янське: ДДТУ, 2016. – 43с.

25. Антуфьев В.М. Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивления ребристых поверхностей. // Энергомашиностроение, 1961, № 2. С. 81-86.

26. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М., Л.: Энергия, 1966. 184 с.

27. Антуфьев В.М., Гусев Е.К. Влияние турбулентности потока на теплоотдачу и сопротивление пучков труб с продольными и винтовыми ребрами при поперечном обтекании. Труды ЛТИ ЦБП, вып. 12, 1963. С. 131-134.

28. Антуфьев В.М., Гусев Е.К. Интенсификация теплообмена оребренных поверхностей при поперечном обтекании. // Теплоэнергетика, №7. 1968. С. 30-34.

29. Арсеньев Ю.Д. Теория подобия в инженерных экономических расчетах. М.: Высшая школа. 1967. 262с.

30. Бакластов А. М. Исследование работы бесспиральных воздухоохладителей электрических генераторов. Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук, М., МЭИ, 1949. 19 с.

31. Барбариг М.В., Кирпичников Ф.П. Новые методы поперечной и поперечно-винтовой прокатки металлов. М.: ВНИТИ АН СССР, 1957. - 90с.

32. Бахмат Г.В., Еремин Н.В., Степанов О.А. Аппараты воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях. СПб.: Недра, 1994. - 102 с.

33. Берман Я. А. Исследование и сравнение оребренных трубчатых поверхностей теплообмена в широком диапазоне значений критерия Рейнольдса. // Химическое и нефтяное машиностроение, 1965, №10. С. 21-26.

34. Богданов Е.С. Сушка пиломатериалов М.: Лесная промышленность, 1988.-248 с.

35. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. Л.: Судостроение, 1969. 364 с.

36. 19. Бунеев Б.Г. Процесс и инструменты для оребрения труб лентой: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук. - М.: 1984.-18 с.
37. Вампола И. Обобщение зависимостей, относящихся к теплоотдаче к потере давления при поперечном обтекания газом пучка ребристых труб. -Тепло- и массоперенос. Т 1. Минск. "Наука и техника". 1965. С. 260-269.
38. Воскресенский К.Д. Сборник расчетов и задач по теплопередаче. М.-Л.: ГЭИ 1959. 333с.
39. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей. // Теплоэнергетика, 1977, №4, С. 5-8.
40. СНіП 23-02-2003. Тепловий захист будівель: Затв. Постановою Держбуду України від 26.06.2006 №113. - М.: Вид-во стандартів, 2004. - 25 с.
41. СНіП 23-01-99. Будівельна кліматологія: Затв. Постановою Держбуду України від 11.06.99 №45. - М.: Вид-во стандартів, 2000. - 57 с.
42. СНіП 21-01-97. Пожежна безпека будівель та споруд. [Електронний ресурс]. URL: <http://fireman.ua/bd/snip/snip21-01-97.htm>.
43. ГН 2.1.6.1338 - 03. Гранично допустимі концентрації (ГДК) забруднюючих речовин в атмосферному повітрі населених місць. [Електронний ресурс]. URL: <http://gost.oktvab.ua/Data/44/44437/index.htm>.
44. ДБН 30494-96. Будівлі житлові і суспільні параметри мікроклімату в приміщеннях. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.proplex.ua/dealers/gost/gost-30494-96>.
45. ДБН 12.1.005-88. Система стандартів безпеки праці. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.gosthelp.ua/gost/gost1583>.
46. СанПіН 2.1.2.1002. Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень. [Електронний ресурс]. URL: <http://tehbez.ua/Docum/DocumShow DocumID 328>.

47. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартів безпеки праці. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони. (Зміни №1 20.06.2000). - М.: Вид-во стандартів, 1988. - 6 с.

48. ППБ 01 - 03. Правила пожежної безпеки в Україні. - [Електронний ресурс]. URL: <http://www.0-1.ua/law/showdoc.asp?Dp=ppb01-03>.