

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра обладнання харчових технологій

(повна назва кафедри)

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

на тему:

**Модернізація кожухотрубної теплообмінної установки  
марки 800ТНГ-2,5-М1 для нагрівання молока із  
дослідженням коефіцієнту теплопередачі**

Виконав: студент VI курсу, групи МОм-61,  
спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Шамчук Б.Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Кравець О.І.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

\_\_\_\_\_

Ворощук В.Я.

Завідувач кафедри

(підпис)

Вітенько Т.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2020

Міністерство освіти і науки України  
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра обладнання харчових технологій

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ОХ

\_\_\_\_\_ Вітенько Т.М.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Шамчуку Борису Леонідовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація кожухотрубної теплообмінної установки марки 800ТНГ-2,5-М1 для нагрівання молока із дослідженням коефіцієнту теплопередачі  
керівник роботи Кравець Олег Ігорович к.т.н.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від “25” вересня 2020 року № 4/7-672

2. Строк подання студентом проекту : “ \_\_\_\_\_ ” грудня 2020 року

3. Вихідні дані до роботи: Технічний паспорт установки

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити).  
Анотація. Вступ 1. 1. Оглядова частина. 1.1. Огляд існуючого теплообмінного обладнання. 1.1.1. Загальні поняття. 1.1.2. Класифікація теплообмінного обладнання. 1.2. Мета та задачі роботи  
2. Методи досліджень. 2.1. Встановлення математичних залежностей між досліджуваними в роботі фізичними величинами. 2.2. Методика математичного моделювання процесу теплообміну в пастеризаційній установці. 3. Дослідження процесу теплопередачі при нагріванні молока в кожухотрубній теплообмінній установці. 3.1. Інтенсифікації теплообміну  
3.1.1. Збільшення площі теплообміну. 3.1.2. Збільшення різниці температур. 3.1.3. Підвищення коефіцієнтів тепловіддачі. 3.2. Теоретичні дослідження теплопередачі при застосуванні статичних спіральних вставок. 3.3. Моделювання руху рідини при застосуванні статичних спіральних вставок  
3.4. Висновки до розділу. 4. Розрахунок кожухотрубною теплообмінного апарата для нагрівання молока. 4.1. Тепловий розрахунок. 4.2. Конструктивний розрахунок. 4.3. Гідравлічний розрахунок. 4.4. Підбір насоса для води. 4.3. Висновки до розділу. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 5.1 Охорона праці. 5.2. Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях. Висновки. Перелік посилань

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень).

---

---

---

---

---

## 6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Кравець О.І. – к.т.н., доцент		
	Стадник І.Я. – д.т.н., професор		
Нормоконтроль	Ворощук В.Я. – к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 2020р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітки
1.	Вступ	до 01.10.2020р.	
2.	1. Оглядова частина	до 15.10.2020р.	
3.	2. Методи досліджень	до 30.10.2020р.	
4.	3. Дослідження процесу теплопередачі при нагріванні молока в кожухотрубній теплообмінній установці	до 10.11.2020р.	
5.	4. Розрахунок кожухотрубно-теплообмінної установи для нагрівання молока	до 15.11.2020р.	
6.	5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	до 10.11.2020р.	
10.	Висновки	до 25.11.2020р.	
11.			
12.	Графічний матеріал	до 30.11.2020р.	
13.			
14.			

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Шамчук Б.Л.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Кравець О.І.  
(прізвище та ініціали)

## Анотація

Шамчук Борис Леонідович. Модернізація кожухотрубноі теплообмінної установки марки 800ТНГ-2,5-М1 для нагрівання молока із дослідженням коефіцієнту теплопередачі.

Робота виконана за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя в 2020 році.

Робота присвячена підвищенню інтенсифікації теплообміну в кожухотрубному теплообміннику.

Досліджено процес теплообміну в кожухотрубному теплообміннику, зокрема досліджено вплив статичних спіральних вставок на значення коефіцієнта теплопередачі. Запропоновано заходи для підвищення коефіцієнта теплопередачі.

**Ключові слова:** кожухотрубний теплообмінник, теплопередача, коефіцієнт теплопередачі, коефіцієнт тепловіддачі

## **Abstract**

Borys Shamruk. Modernization of shell and tube heat exchanger 800TNG-2,5-M1 for milk heating including the study of heat transfer coefficient.

The qualification work is conducted with the specialty 133 “Industrial machinery engineering”. Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2020.

The paper is devoted to increasing heat transfer enhancement in the shell-and-tube heat exchanger.

Heat exchanging process in the shell-and-tube heat exchanger is investigated, in particular the influence of static spiral inserts on the value of overall heat transfer coefficient is investigated. Measures to increase the overall heat transfer coefficient are proposed.

**Keywords:** shell-and-tube heat exchanger, heat transfer, overall heat transfer coefficient, heat transfer coefficient

## ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. ОГЛЯДОВА ЧАСТИНА	9
1.1. Огляд існуючого теплообмінного обладнання	9
1.1.1. Загальні поняття	9
1.1.2. Класифікація теплообмінного обладнання	9
1.2. Мета та задачі роботи	22
2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ	23
2.1. Встановлення математичних залежностей між досліджуваними в роботі фізичними величинами	23
2.2. Методика математичного моделювання процесу теплообміну в пастеризаційній установці	26
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ПРИ НАГРІВАННІ МОЛОКА В КОЖУХОТРУБНІЙ ТЕПЛООБМІННІЙ УСТАНОВЦІ	29
3.1. Інтенсифікації теплообміну	29
3.1.1. Збільшення площі теплообміну	30
3.1.2. Збільшення різниці температур	30
3.1.3. Підвищення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_1$ і $\alpha_2$ .	31
3.2. Теоретичні дослідження теплопередачі при застосуванні статичних спіральних вставок	38
3.3. Моделювання руху рідини при застосуванні статичних спіральних вставок	43
3.4. Висновки до розділу	44
4. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА ДЛЯ НАГРІВАННЯ МОЛОКА	45
4.1. Тепловий розрахунок	45
4.2. Конструктивний розрахунок	50
4.3. Гідравлічний розрахунок	55

4.4. Підбір насоса для води	56
4.3. Висновки до розділу	57
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	58
5.1 Охорона праці	58
5.2. Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях	60
ВИСНОВКИ	64
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	65
ДОДАТКИ	67

## **ВСТУП**

### **Актуальність теми.**

Теплообмін є одним із найважливіших промислових процесів утому числі в харчовій галузі.

Однимими із найбільш енергозатратних процесів виробництва молочних продуктів залишаються теплові: підігрів молока перед гомогенізацією; пастеризація молока, підігрів молока перед його сепаруванням тощо.

На сьогодні відомо, що енергетичні затрати на теплові процеси у лініях переробки молока становлять близько 80% від всіх енерговитрат на виробництво продукту.

### **Мета і завдання досліджень.**

Метою роботи є модернізація кожухотрубної теплообмінної установки марки 800ТНГ-2,5-М1 для нагрівання молока із дослідженням коефіцієнту теплопередачі.

Для виконання цієї мети вирішувалися наступні задачі:

- аналіз шляхів підвищення коефіцієнту теплопередачі;
- підбір способу інтенсифікації теплообміну
- теоретичні дослідження теплообміну
- моделювання руху молока в трубках теплообмінного апарату.

**Об'єкт дослідження** – теплообмінний процес

**Предмет дослідження** – коефіцієнт теплопередачі

**Апробація результатів досліджень.** Результати дослідження теплообмінного процесу були апробовані на ІХ Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», що проходила в ТНТУ з 25.11. по 26.11. 2020 року.



# 1. ОГЛЯДОВА ЧАСТИНА

## 1.1. Огляд існуючого теплообмінного обладнання

### 1.1.1. Загальні поняття

Теплообмін є одним із найважливіших промислових процесів у ому числі в харчовій галузі.

Для його реалізації використовуються теплообмінні апарати – пристрої, що створений для ефективної передачі тепла від одного середовища до іншого. При цьому саме середовище може бути розділене суцільною стінкою (рис. 1.1.), щоб вони ніколи не змішувалися, або середовища (продукт і теплоносій) можуть бути в прямому контакті.

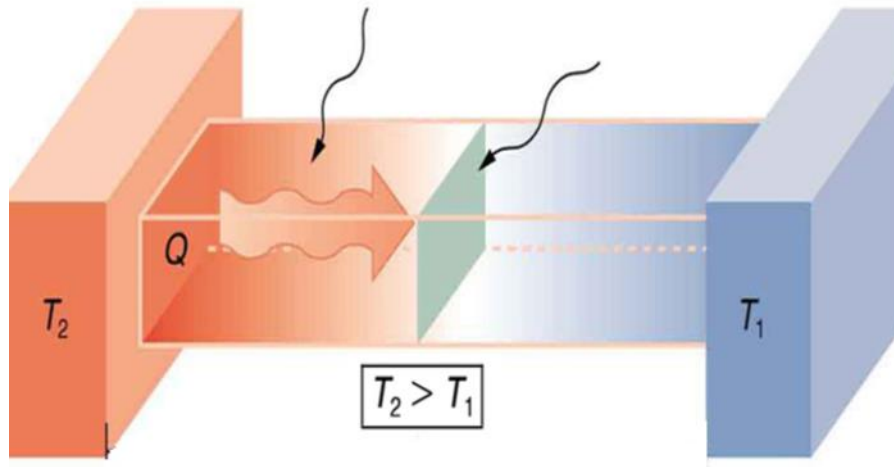


Рисунок 1.1. Схема передачі теплоти через стінки

### 1.1.2. Класифікація теплообмінного обладнання

Усі відомі теплообмінні апарати можна класифікувати за рядом ознак, а саме:

- за принципом дії;
- за напрямком руху середовищ;
- за агрегатним станом середовищ;
- за призначенням;

- за тепловим режимом.

Далі детальніше розглянемо цю класифікацію.

За принципом дії усі існуючі теплообмінники поділяються на наступні види.

Регенеративні: теплота від гарячого середовища періодично зберігається в тепловому накопичувальному пристрої, а потім відбувається її перенесення в холодне середовище (рис. 1.2).

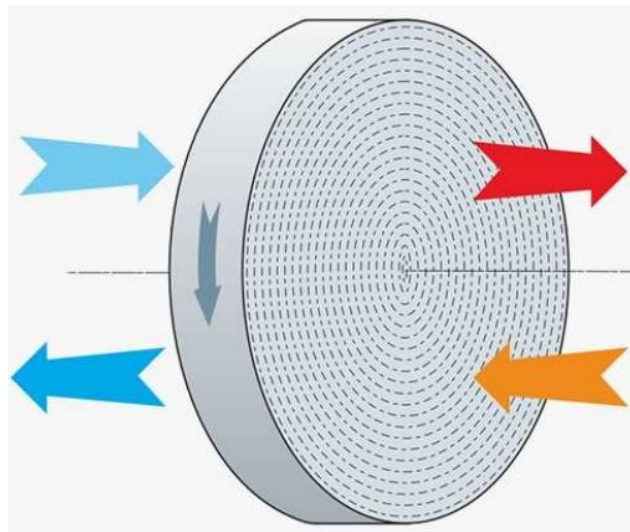


Рисунок 1.2. Схема регенеративного теплообмінника

Це реалізується шляхом контакту гарячого середовища із пристроєм (часто у вигляді барабану), який поглинає теплоту. Після цього відбувається контакт даного пристрою із холодним середовищем.

У ротаційному регенеративному теплообміннику (рис. 1.3) гаряче та холодне середовища (найчастіше у вигляді газів) рухаються в протилежних напрямках, а безперервно обертовий контактний пристрій прорізає потоки обох середовищ.

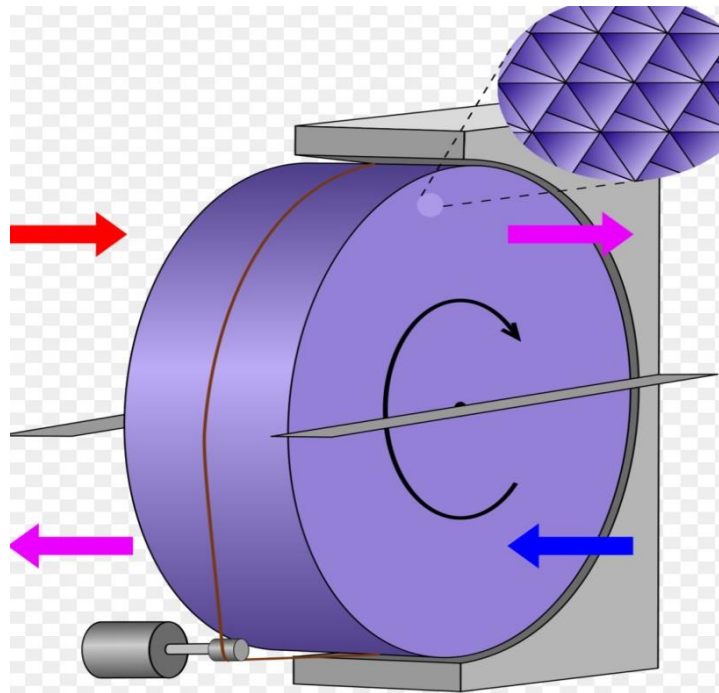


Рисунок 1.3. Схема ротаційного регенеративного теплообмінника

Контактний обертовий пристрій має пористу структуру, яка складається з тонких пластин з металевого або керамічного матеріалу.

Ротаційні регенератори бувають двох типів: дискові та барабанні (рис. 1.4).

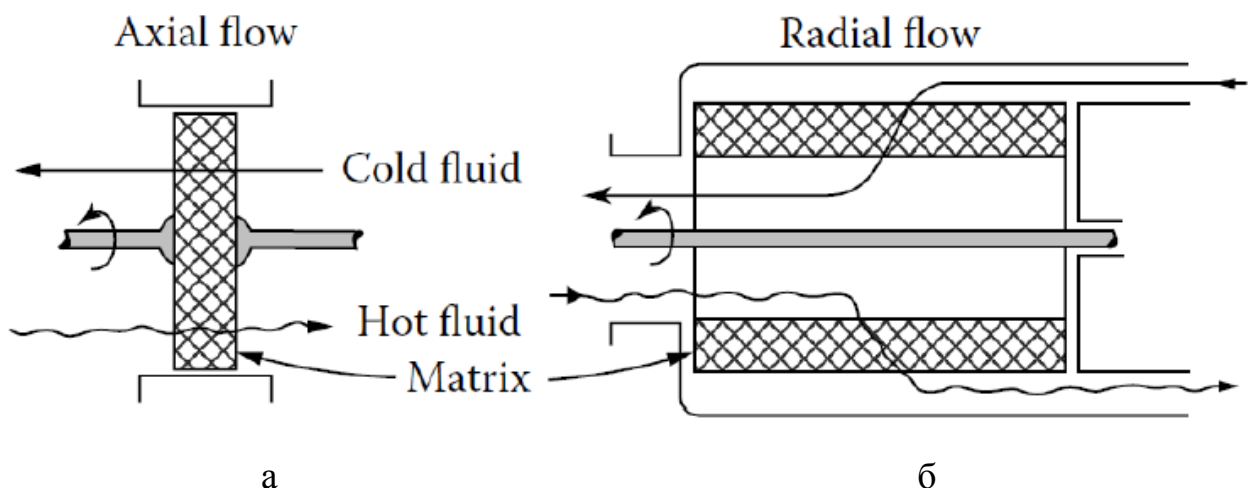


Рисунок 1.4. Схема ротаційного дискового (а) та барабанного (б) регенеративного теплообмінника

Про те не всі регенератори обладнані лише ротаційним контактним пристроєм. Так робота теплообмінника, що зображений на рисунку 1.5. полягає у використанні двох контактних пристроїв.

Такий вид теплообмінників не має широкого застосування але часто

використовується для здійснення регенерації тепла (на що вказує його назва) від, наприклад, продуктів спалювання або відпрацьованих сушильних агентів.

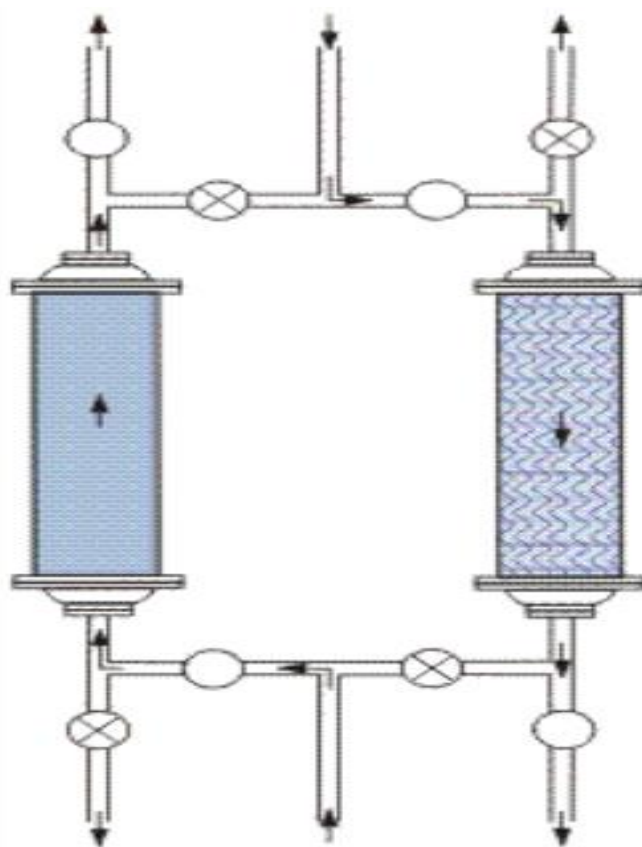


Рисунок 1.5. Схема фіксованого регенеративного теплообмінника

Контактні пристрої є фіксованими, тобто нерухомими. Гаряче та холодне середовища подається по чергово то в один то в другий контактний пристрій.

Змішувальні: передача теплової енергії відбувається внаслідок прямого контакту середовищ (рис. 1.6).

Застосування теплообмінників змішування обмежене тим, що їх можна використовувати лише в умовах, коли допустимим є змішування гарячого і холодного середовищ.

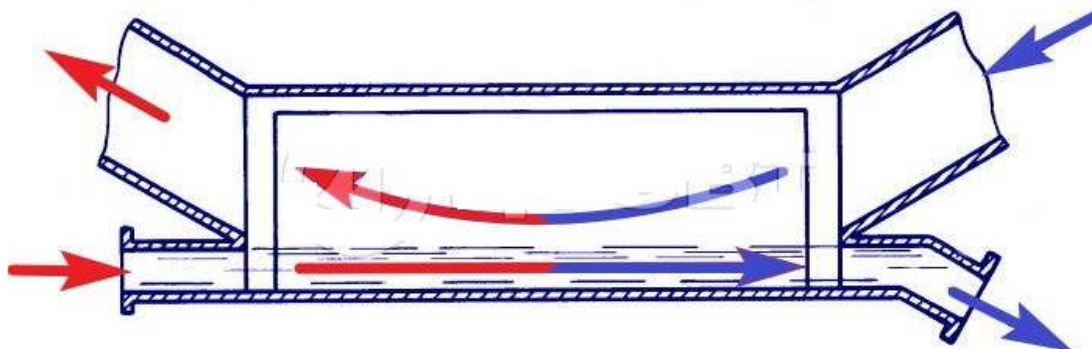


Рисунок 1.6. Схема теплообмінника змішування

Рекуперативні: передача теплоти між середовищами відбувається через стінку (рис. 1.4).

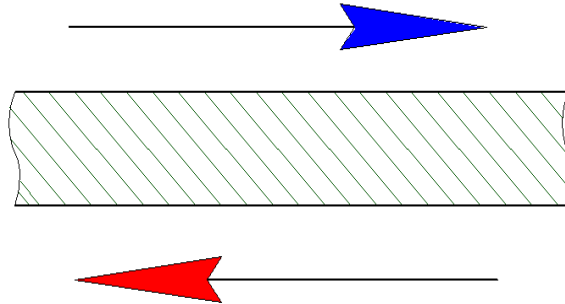


Рисунок 1.7. Схема рекуперативного теплообмінника

Ці теплообмінники є найбільш поширеними в харчовій галузі так як дозволяють здійснювати неперервний процес передачі теплоти у широкому діапазоні температур без найменшого контакту середовищ між собою.

Усі рекуперативні теплообмінники можна класифікувати за типом конструкції на ємнісні, кожухотрубні, пластинчасті, «труба в трубі», спіральні та інші. Розглянемо детальніше найпоширеніші конструкції рекуперативних апаратів.

Кожухотрубний теплообмінник (рис. 1.8.) в спрощеному вигляді можна описати як ємність в якій розміщено пучок труб.

Одне середовище протікає трубками, у той час як інше – рухається у міжтрубному просторі.

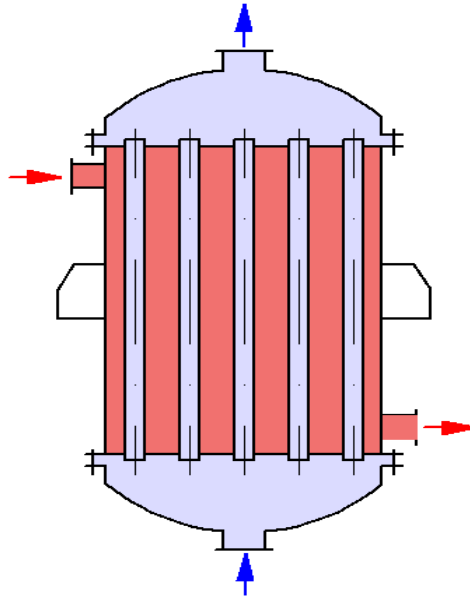


Рисунок 1.8. Схема кожухотрубного теплообмінника

Кожухотрубні теплообмінники бувають кількох видів. Наприклад часто використовуються з U-подібною формою корпусу (рис. 1.9). Це дозволяє уникнути надлишкових напружень в трубках при високих температурах середовищ.

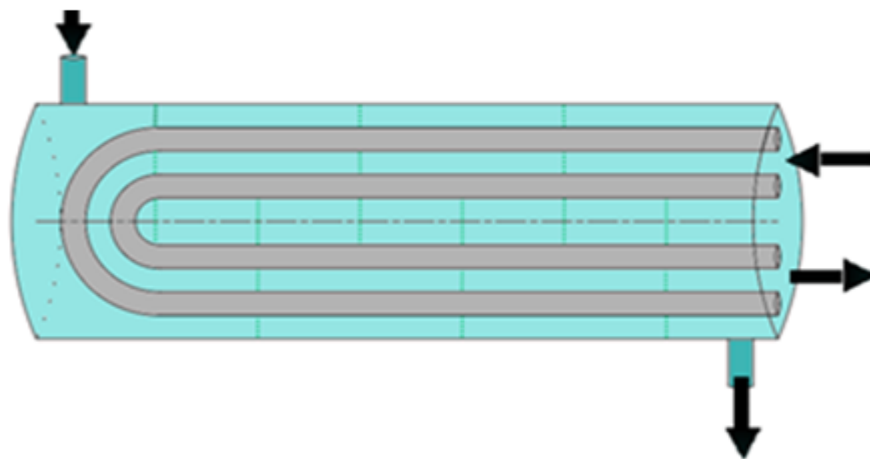


Рисунок 1.9. Схема U-подібного кожухотрубного теплообмінника

Також існують теплообмінники з плаваючою головкою (рис. 1.10). Один кінець трубки закріплений на корпусі, тоді як інший може вільно «плавати» всередині корпусу. Ще однією перевагою даного типу кожухотрубних теплообмінників є те, що пучок труб легко можна зняти, наприклад з метою очистки або ремонту.

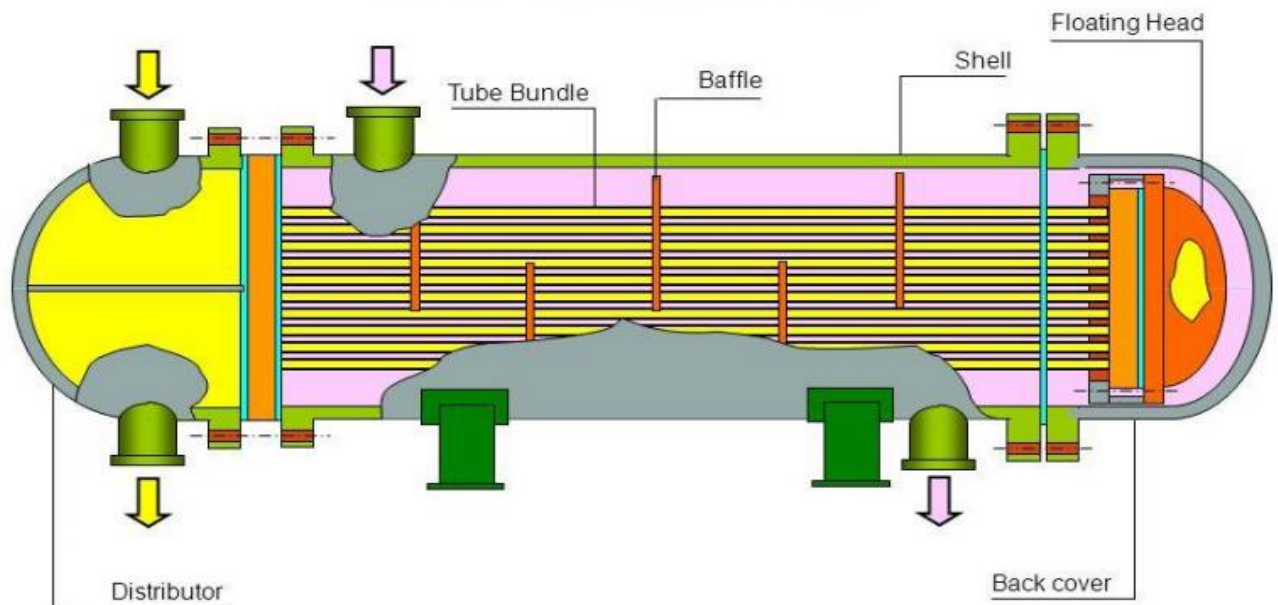


Рисунок 1.10. Схема кожухотрубного теплообмінника з плаваючою головкою

Для підвищення коефіцієнта тепловіддачі від середовища, що рухається у між трубному просторі, до поверхні труб використовуються спеціальні перегородки. Також вони підтримують пучок труб.

Ці перегородки можуть бути по різному встановлені, а саме: одинарні (рис. 1.11, а); подвійні (рис. 1.11, б); потрійні (рис. 1.11, в).

Кожухотрубні апарати мають чимало переваг:

- вони менш вартісні у порівнянні з пластинчастим типом теплообмінників;
- можуть використовуватися в системах з більш високими значеннями температури та тиску.
- менший перепад тиску;
- легко виявити місце протікання за рахунок перевірки тиском;

Проте є і недоліки:

- важкість очистки та обслуговування;
- не можливість збільшити площу теплообміну (фіксована площа теплообміну);
- менша питома площа теплообміну у порівнянні з пластинчастими (займають більше місця при тій же поверхні теплообміну).

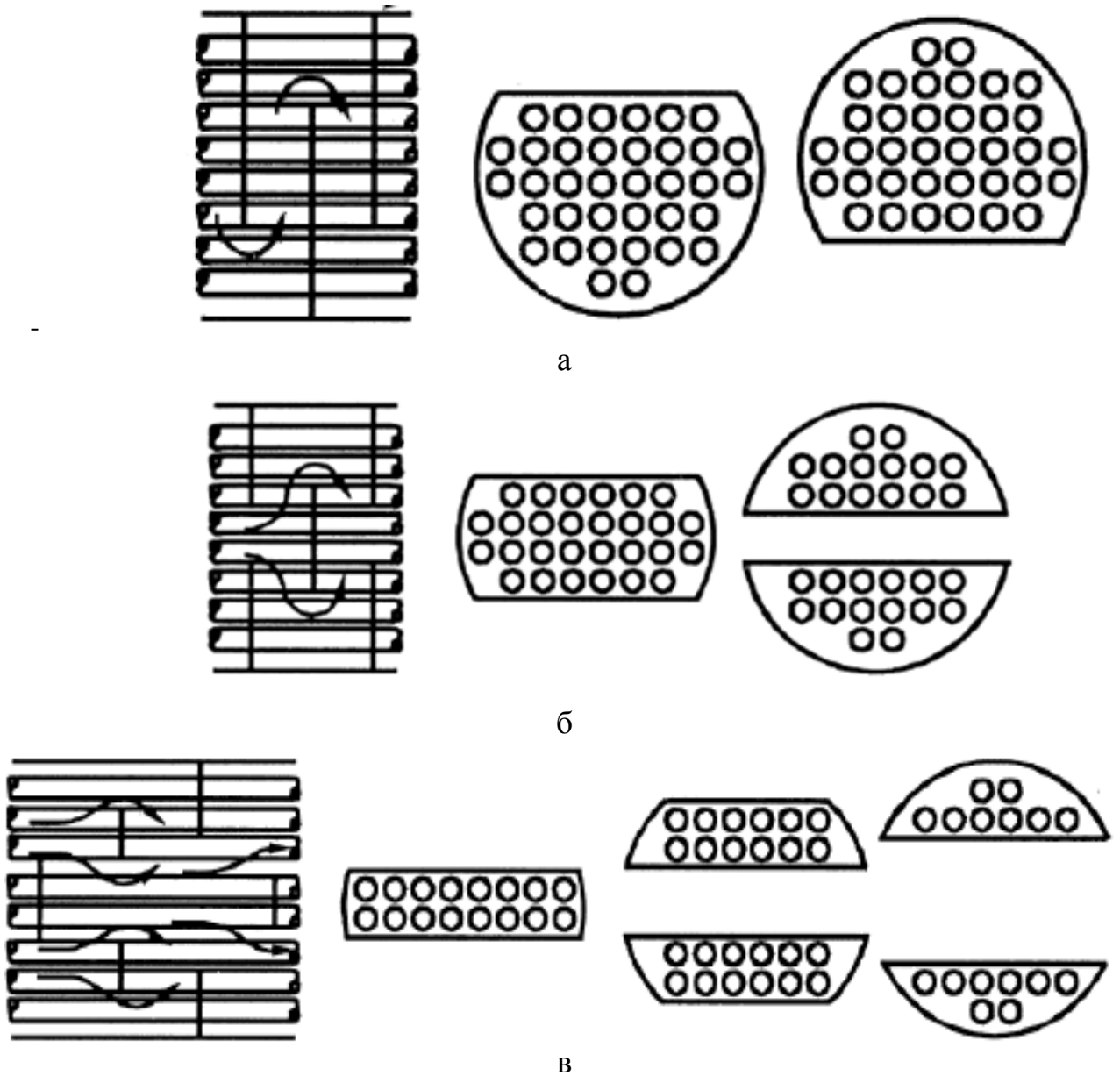


Рисунок 1.11. Варіанти розміщення перегородок: а-одинарна; б-подвійна; в-потрійна.

Наступною розглянемо конструкцію теплообмінника типу «труба в трубі».

Він є найпростішим за формою – просто одна труба розміщена концентрично в середині іншої (рис. 1.12). Одне середовище протікає по внутрішній трубі, у той час як інше середовище – рухається у кільцевому зазорі між поверхнями цих двох труб. Стінка внутрішньої (меншої) труби є поверхнею теплопередачі. Теплообмінники для більшої компактності виготовляють секційними.



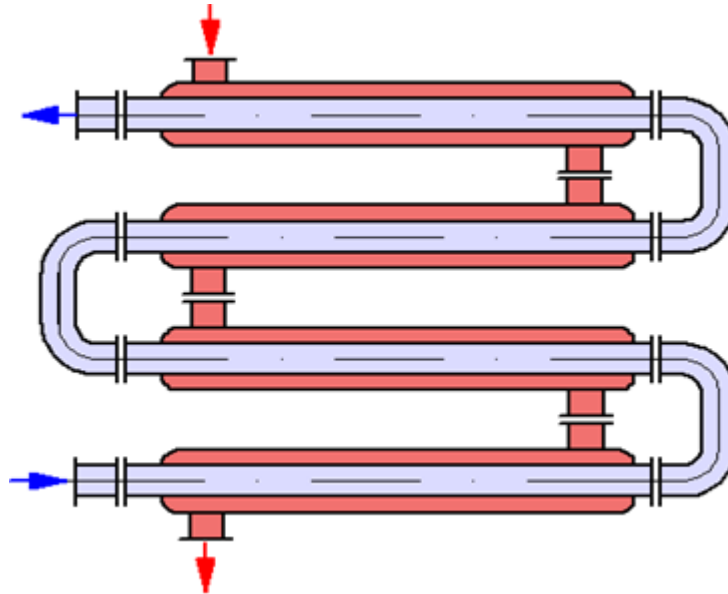


Рисунок 1.12. Схема теплообмінника «Труба в трубі»

Тому промисловий теплообмінник може складатися з великої кількості секцій, що дозволяє забезпечити відносно велику питому площу теплообміну (рис. 1.13).

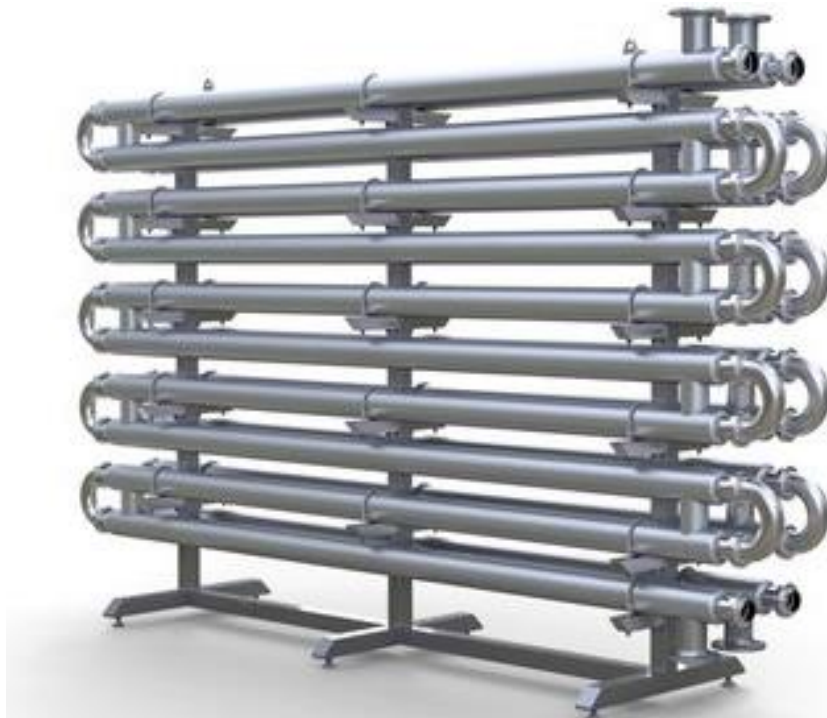


Рисунок 1.13. Багатосекційний теплообмінника «Труба в трубі»

До переваг можна віднести:

- може застосовуватися для середовищ під високим тиском та температурою;
- завдяки стандартизації спрощується технічне обслуговування;
- можливість змінювати площу теплообмінсекції можна додавати або забирати в залежності від потреби;
- конструкція модульного типу.

Недоліки:

- максимальна площа поверхні теплообміну  $47 \text{ м}^2$ ;
- виключно протитечійна структура потоку;
- при збільшенні числа секцій також підвищується ризик розгерметизації у зв'язку із збільшенням кількості з'єднань.

Пластинчасті теплообмінники працюють таким чином, що металеві пластини передають тепло між двома середовищами (рис. 1.14).

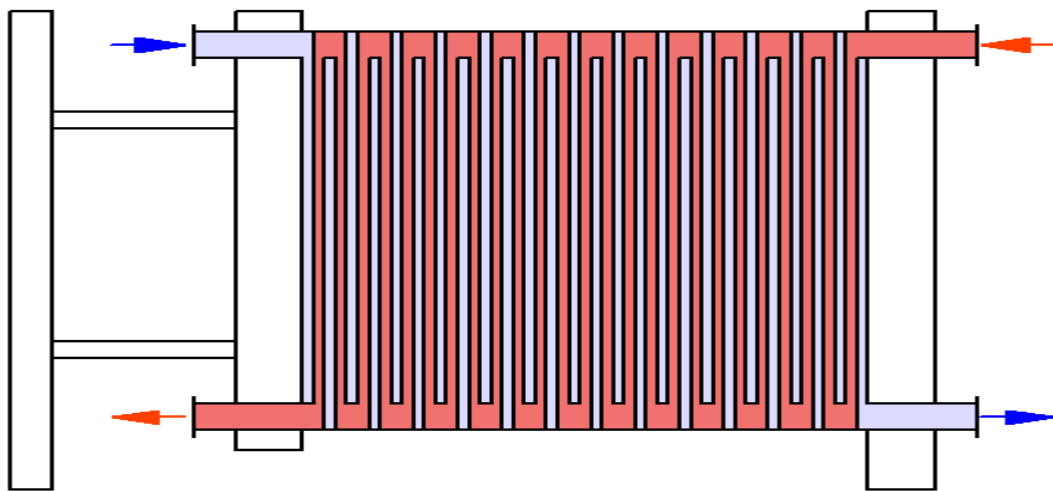


Рисунок 1.14. Схема пластинчастого теплообмінника

Основною перевагою пластинчастих теплообмінників є велика питома площа теплообміну, цього вдалося досягти за рахунок розподілення середовищ тонким шаром між пластинами. Це полегшує передачу тепла і підвищує швидкість зміни температури.

За рахунок рифлень на поверхні пластин відбувається перехід режиму течії середовища в турбулентний режим, при відносно не великих значеннях критерія

Рейнольдса. Коефіцієнт теплопередачі між середовищами більший у 2 ~ 4 рази у порівнянні з трубчастим апаратом.

Спіральні теплообмінники також заслуговують уваги. Їх висока теплова ефективність обумовлюється наявністю криволінійних каналів, що мають рівномірний прямокутний переріз (рис. 1.15). Це забезпечує якісний розподіл потоку середовища, інтенсивну турбулентність його потоку та високі коефіцієнти тепловіддачі, що на 50-100% більше у порівнянні із кожухотрубним апаратом.

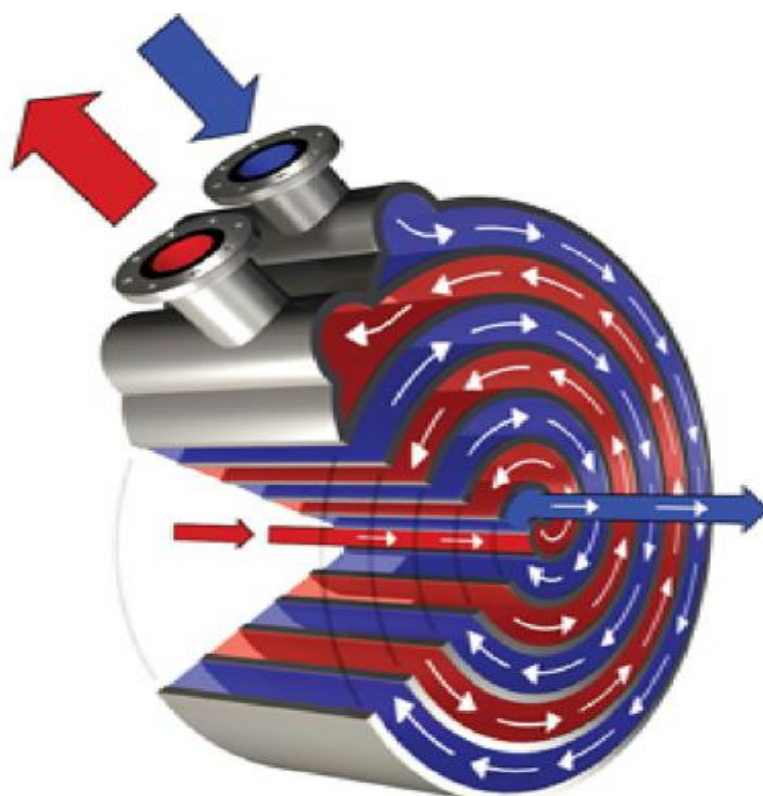


Рисунок 1.15. Схема спірального теплообмінника

Спіральні канали цих апаратів забезпечують високі значення швидкостей зсуву, які видаляють утворені на поверхні каналів відкладення по ходу їх утворення. Самоочисний ефект значно знижує рівень забруднення і робить спіральні теплообмінники ідеальними для роботи з жорсткими рідинами.

Спіральні теплообмінники характеризуються цілим рядом переваг:

- ефективне використання різниці температур;

- низький рівень забруднення за рахунок можливості самоочищення (потік спірального теплообмінника має властивість вишкрібати та тверді осадки та відкладення на стінках);
- високий загальний коефіцієнт теплопередачі;
- простота обслуговування.

Ємнісні теплообмінники (рис. 1.16) використовуються у тих випадках, коли одночасно із підведенням теплоти відбувається ще якийсь процес, наприклад зквашування, нормалізація тощо.

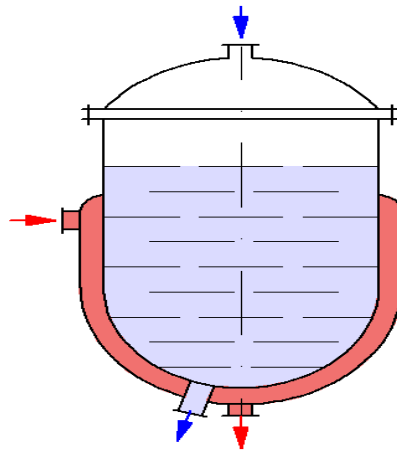


Рисунок 1.16. Схема ємнісного теплообмінника

Теплові труби – ще одним варіант високоефективного теплообмінного обладнання.

Теплова труба – це теплообмінний пристрій, який поєднує в собі принципи як теплопровідності, так і фазового переходу для забезпечення ефективного теплообміну між двома середовищами.

Завдяки високим значенням коефіцієнтів тепловіддачі для кипіння та конденсації, теплові труби можна використовувати як ефективні теплопровідники.

Роботи теплової труби ґрунтується на тому, що в закритих трубках з металу знаходиться рідина, що характеризується високою леткістю. Теплопередача відбувається в результаті на випаровування рідини на гарячому

кінці труби, та її конденсації на холодному кінці. Після конденсації рідини переміщається назад в її початкове положення (рис. 1.17).

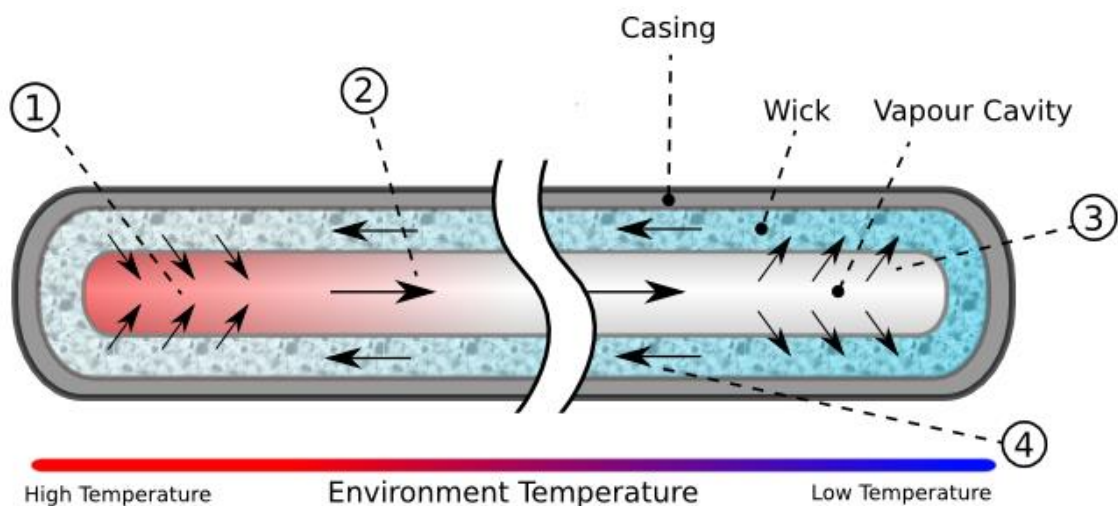


Рисунок 1.17. Схема роботи теплової труби

Одночасно теплообмінника також класифікують за напрямком руху середовищ. Усі апарати можна поділити на наступні групи: прямиотечійні (рис. 1.18, а); протитечійні (рис. 1.18, б); перехресні (рис. 1.18, в); комбіновані (рис. 1.18, г);

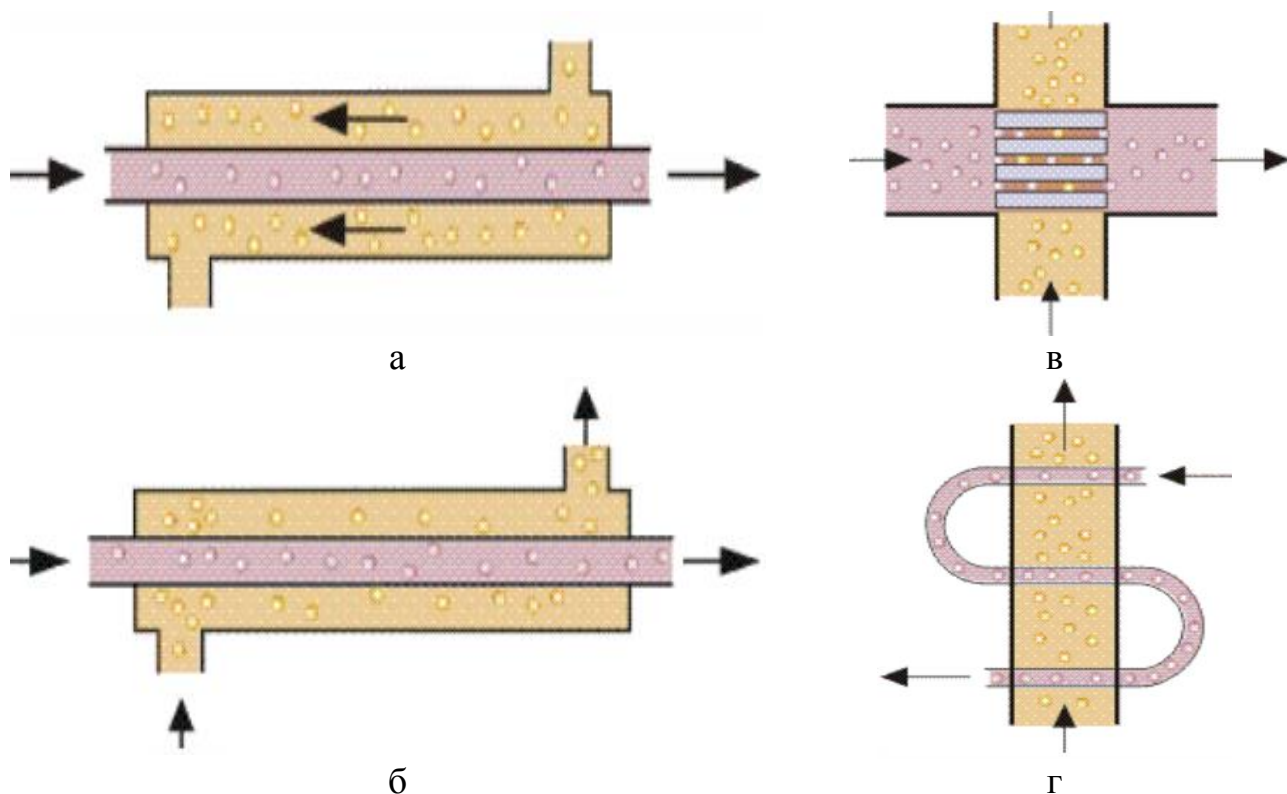


Рисунок 1.18. Класифікація теплообмінників за напрямком руху середовищ:  
а-прямиотечійні; б-протитечійні; в-перехресні; г-комбіновані.

При паралельному напрямку руху середовищ теплопередача є менш ефективною, у порівнянні із протитечійною, проте має місце більш рівномірна температура стінки. Протитечійна схема руху середовищ забезпечує найбільшу зміну температури обох середовищ, а отже є найбільш ефективною.

## 1.2. Мета та задачі роботи

Метою роботи є модернізація кожухотрубною теплообмінної установки марки 800ТНГ-2,5-М1 для нагрівання молока із дослідженням коефіцієнту теплопередачі.

Для виконання цієї мети вирішувалися наступні задачі:

- аналіз шляхів підвищення коефіцієнту теплопередачі;
- підбір способу інтенсифікації теплообміну
- теоретичні дослідження теплообміну
- моделювання руху молока в трубках теплообмінного апарату.

## 2. Методи досліджень

2.1. Встановлення математичних залежностей між досліджуваними в роботі фізичними величинами

Для матобробки отриманих результатів використовували відомі методи математичної статистики.

Так, визначення шуканих величин здійснювали із використанням таких формул:

- середнє арифметичне значення величини:

$$\bar{X} = (\sum_{i=1}^n X_i) / n,$$

де  $n$  – кількість вимірювань;

$X_i$  – одиничне значення вимірювання.

- абсолютне відхилення значення від середньої величини:

$$\Delta X = \bar{X} - X_i,$$

- дисперсія:

$$S^2 = (\sum_{i=1}^n [\bar{X} - X_i]) / (n - 1),$$

- середньоквадратичне відхилення значення:

$$\bar{S} = \sqrt{S^2},$$

- середнє значення квадратичної похибки середнього арифметичного значення:

$$S_{\bar{x}} = \frac{\bar{S}}{\sqrt{n}},$$

- точність визначення значення:

$$E_{\alpha} = t_{\alpha, f} \cdot S_{\bar{x}}$$

де  $t_{\alpha, f}$  – значення коефіцієнта Стюдента, він визначається за допомогою таблиць при відомій довірчій вірогідності  $\alpha = 0,95$  і при кількості ступиней свободи  $f=n-1$ .

значення довірчого інтервалу:

$$\bar{X} \pm E_{\alpha},$$

відносна похибка:

$$\Omega = \left[ \frac{E_{\alpha}}{\bar{X}} \right] \cdot 100\%$$

оцінка значень вимірів, що виходять за межі з n вимірів:

$$U_{\max} = \left[ \frac{\bar{X} - X_i}{s} \right].$$

Для точності отриманих результатів експериментів виконували п'ятикратне повторювання вимірювань величин.

Отримані значення порівнювали з табличними значеннями U – критерію при вірогідності  $\beta' = 0,95$ .

Побудову математичних залежностей між визначеними в роботі фізичними величинами проводили із використанням методу найменших квадратів. Завдяки широкій сфері застосування метод найменших квадратів займає доводі виняткове місце серед існуючих методик математичної статистики.

Метою цього методу є оцінка закономірностей, які можна відслідкувати на фоні випадкових коливань значень, та її використання для подальших розрахунків.

Задача розв'язується шляхом параметричної оцінки функції регресії, яка описує залежність якоїсь однієї величини Y, значення якої ( $y_i$ ) можуть спостерігатися із випадковими похибками, від групи невинуватих значень величин  $X_1, X_2, \dots, X_k$ .



В процесі виконанні роботи для встановлення характеру функції відповідно до отриманих значень даних проводили побудову в програмі «MicrosoftExcel2015» точок з координатамищо відповідають отриманим значенням.

Визначали візуально характер графіку та встановлювали до якої із відомих функцій найбільше схода до побудована таким чином крива. При цьому намагалися підібрати якомога найпростіші функції.

Далі визначали найкращі параметри цієї функції методом найменших квадратів у програмі Mathcad:

$n := 18 \quad i := 1..n$

$X_i := \quad Y_i :=$

10	5.4	$x_i := \ln(X_i)$	$y_i := \ln(Y_i)$
20	5.75		
30	5.93	$x_i =$	$y_i =$
40	6.1	2.303	1.686
50	6.25	2.996	1.749
60	6.4	3.401	1.78
70	6.55	3.689	1.808
80	6.7	3.912	1.833
90	6.83	4.094	1.856
100	6.95	4.248	1.879
110	7.05	4.382	1.902
120	7.12	4.5	1.921
130	7.17	4.605	1.939
140	7.22	4.7	1.953
150	7.26	4.787	1.963
160	7.3	4.868	1.97
170	7.32	4.942	1.977
180	7.33	5.011	1.982
		...	...

$t_i := X_i$

$P_i := a(t_i)^b$

$$A := \frac{\left[ n \cdot \sum_{i=1}^n (x_i \cdot y_i) \right] - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right) \cdot \left( \sum_{i=1}^n y_i \right)}{\left[ n \cdot \sum_{i=1}^n (x_i)^2 \right] - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad A = 0.116$$

$$B := \frac{\left[ \sum_{i=1}^n (y_i) \cdot \sum_{i=1}^n [(x_i^2)] \right] - \left[ \sum_{i=1}^n (x_i \cdot y_i) \right] \cdot \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)}{\left[ n \cdot \sum_{i=1}^n (x_i)^2 \right] - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad B = 1.398$$

$b := A \quad b = 0.116$

$a := e^B \quad a = 4.045$

Рисунок 2.1. Визначення найкращих параметрів функції методом найменших квадратів у програмі Mathcad

## 2.2. Методика математичного моделювання процесу теплообміну в пастеризаційній установці

Кожухотрубні теплообмінники є одним із найбільш широко застосовуваних та різноманітних видів технологічного обладнання як харчових технологій так і інших виробництв.

Структуру потоків середовищ у теплообмінних апаратах (у тому числі і кожухотрубних апаратів), при моделюванні часто подають у вигляді, так званої, моделі ідеального витіснення. За таких умов із врахуванням джерела тепла, що має місце а потоці при теплопередачі, рівняння моделі може бути записане:

$$Sc_T \frac{\partial T}{\partial t} = \vartheta c_T \frac{\partial T}{\partial l} \pm \frac{F}{L} K_T \Delta T ,$$

де  $V$  – об'єм апарату,  $\text{м}^3$ ;

$F$  – площа поверхні теплообміну,  $\text{м}^2$ ;

$\vartheta$  – об'ємна швидкість потоку,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c$  – теплоємність теплоносія,  $\text{Дж}/\text{м}^3 \text{град}$ ;

$L$  – довжина апарату,  $\text{м}$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{град}$ ;

$T$  – температура,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta T$  – рушійна сила теплопередачі;

$t$  – час,  $\text{с}$ .

$l$  – координата довжини,  $\text{м}$ ;

Типи моделей теплообміну в залежності від вигляду моделі структури потоку первинного та вторинного середовищ представлено у вигляді схеми на рисунку 2.2.

Слід відмітити, що з цією метою, найчастіше застосовують модель «Витіснення-Витіснення (В-В)», яка відносно добре описує роботу широко розповсюджених теплообмінних апаратів.

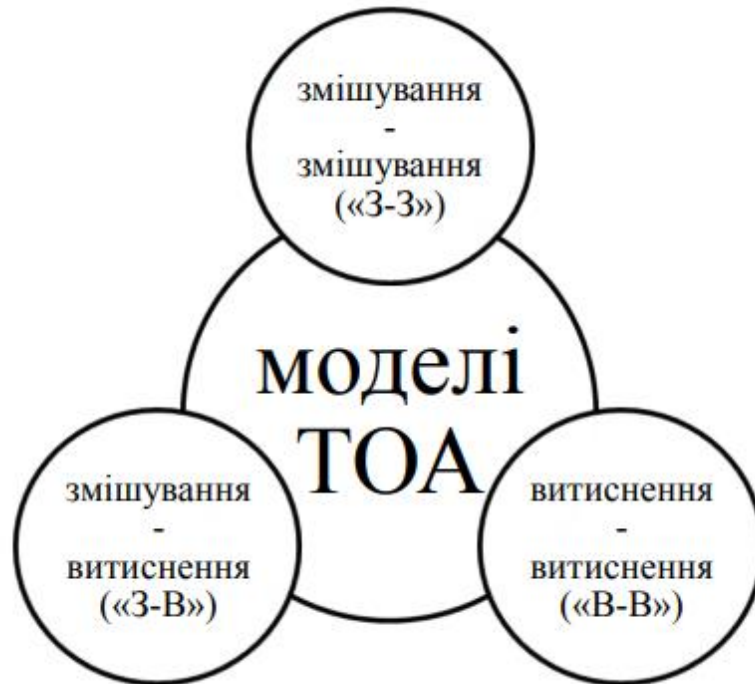


Рис. 2.3. Види моделей теплообмінних апаратів у залежності від моделі структури потоку

Тоді математична модель кожухотрубного теплообмінного апарата матиме вигляд:

$$\begin{cases} S_1 c_{T_1} \frac{dT_1}{dt} = -\vartheta_1 c_{T_1} \frac{dT_1}{dl} - \frac{F}{L} K_T (T_1 - T_2) \\ S_2 c_{T_2} \frac{dT_2}{dt} = \pm \vartheta_2 c_{T_2} \frac{dT_2}{dl} + \frac{F}{L} K_T (T_1 - T_2), \end{cases}$$

де індекс 1 – відповідає гарячому, а 2 – холодному теплоносіям;  
 +  $\vartheta_2$  – протитечій на подача;  
 -  $\vartheta_1$  – прямотечій на подачі.

Послідовність розрахунків теплообмінника для моделі «витіснення-витіснення». При проектуванні теплообмінних апаратів частіше за все використовуються моделі стаціонарних режимів для проведення розрахунків.

У випадку моделі «Витіснення-Витіснення (В-В)» рівняння можна представити так:

$$\begin{cases} -\rho_1 c_{T_1} \frac{dT_1}{dl} - \frac{F}{L} K_T (T_1 - T_2) = 0 \\ \rho_2 c_{T_2} \frac{dT_2}{dl} + \frac{F}{L} K_T (T_1 - T_2) = 0. \end{cases}$$

Межові умови відповідають протитечійному руху середовищ: при  $l=0$ ,  $T_1(0) = T_{1п}$ ; при  $l=L$ ,  $T_2(0) = T_{2п}$ .

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ПРИ НАГРІВАННІ МОЛОКА В КОЖУХОТРУБНІЙ ТЕПЛООБМІННІЙ УСТАНОВЦІ

#### 3.1. Інтенсифікації теплообміну

Для встановлення можливих шляхів інтенсифікації теплообміну слід проаналізувати основне рівняння теплопередачі:

$$Q=KF\Delta T$$

де:  $Q$  – тепловий потік, Вт;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$F$  – площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;

$\Delta T$  – температурний напір, °К.

Відповідно до рівняння теплопередачі збільшення теплового потоку можна забезпечити наступними шляхами:

- збільшити коефіцієнт теплопередачі;
- збільшити площу теплообміну;
- збільшити різницю температур середовищ.

В свою чергу для підвищення значення коефіцієнта теплопередачі проаналізуємо наступний вираз, для визначення коефіцієнту теплопередачі для плоскої стінки (будь-яку циліндричну умовно поверхню можна розглядати як плоску з повною товщиною):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Бачимо, що підвищення коефіцієнту теплопередачі можливе при виконання хоча б однієї із наступних умов:

- підвищення коефіцієнта тепловіддачі від рідини до поверхні стінки;

- зменшити товщину стінки;
- підвищити коефіцієнт теплопровідності стінки;
- підвищити коефіцієнт тепловіддачі від поверхні стінки до рідини.

Далі розглянемо способи, що дозволяють забезпечити необхідну зміну вказаних параметрів.

### 3.1.1. Збільшення площі теплообміну

Теплообмінники з ребристою трубою мають труби з зовнішньою поверхнею або ребрами для підвищення швидкості передачі тепла від додаткової площі ребер (рис. 3.1.).

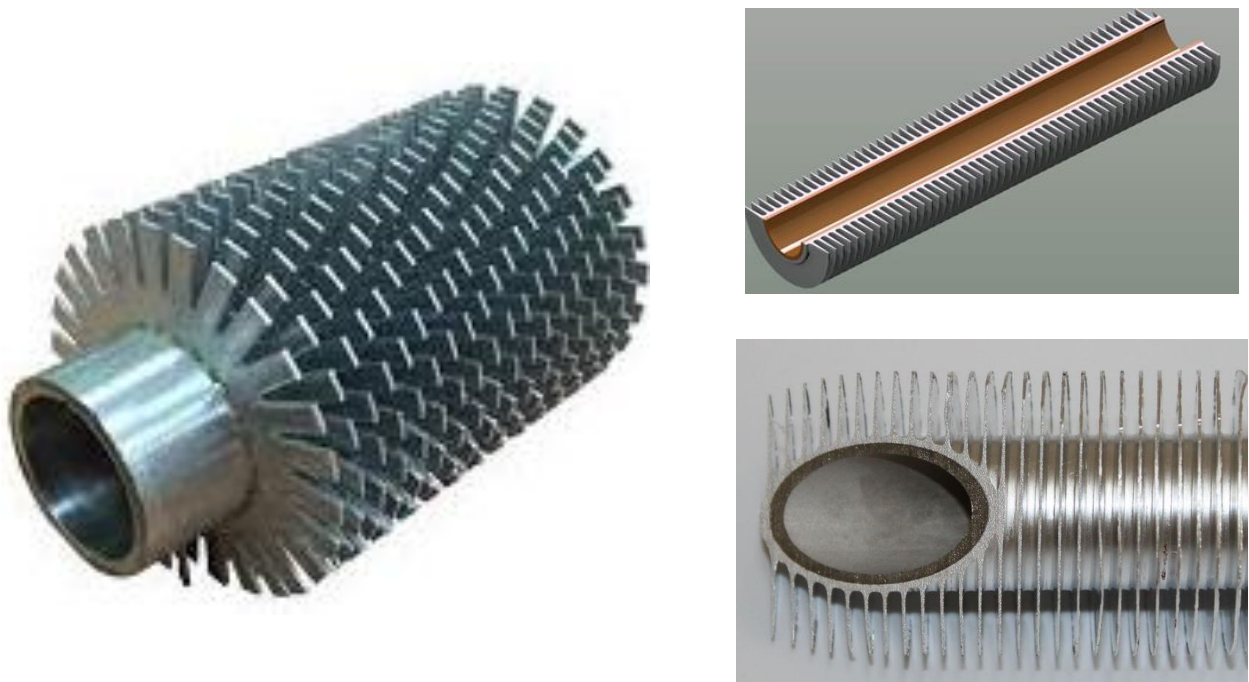


Рисунок 3.1. Збільшення площі теплообміну за рахунок оребрення труб

### 3.1.2. Збільшення різниці температур

Збільшення різниці температур часто обмежено – температури холодного та гарячого середовищ є заданими технологією процесу і їх не можна змінити.

Тому єдиний доступний спосіб для збільшення різниці температур це зміна напрямку руху середовищ, у тих випадках, коли це можливо.

При протитечії створюються кращі умови для теплопередачі, ніж у теплообміннику з прямотоком. Графіки зміни температур по довжині теплообмінників для прямотоку (рис. 3.2., а) та протитоку (рис. 3.2., б) вказують на два основні недоліки теплообмінників із прямотечійною подачею середовищ:

- велика різниця температур на кінцях викликає великі теплові напруження;
- температура рідини, що виходить із теплообмінника, ніколи не перевищує найнижчої температури гарячої рідини.

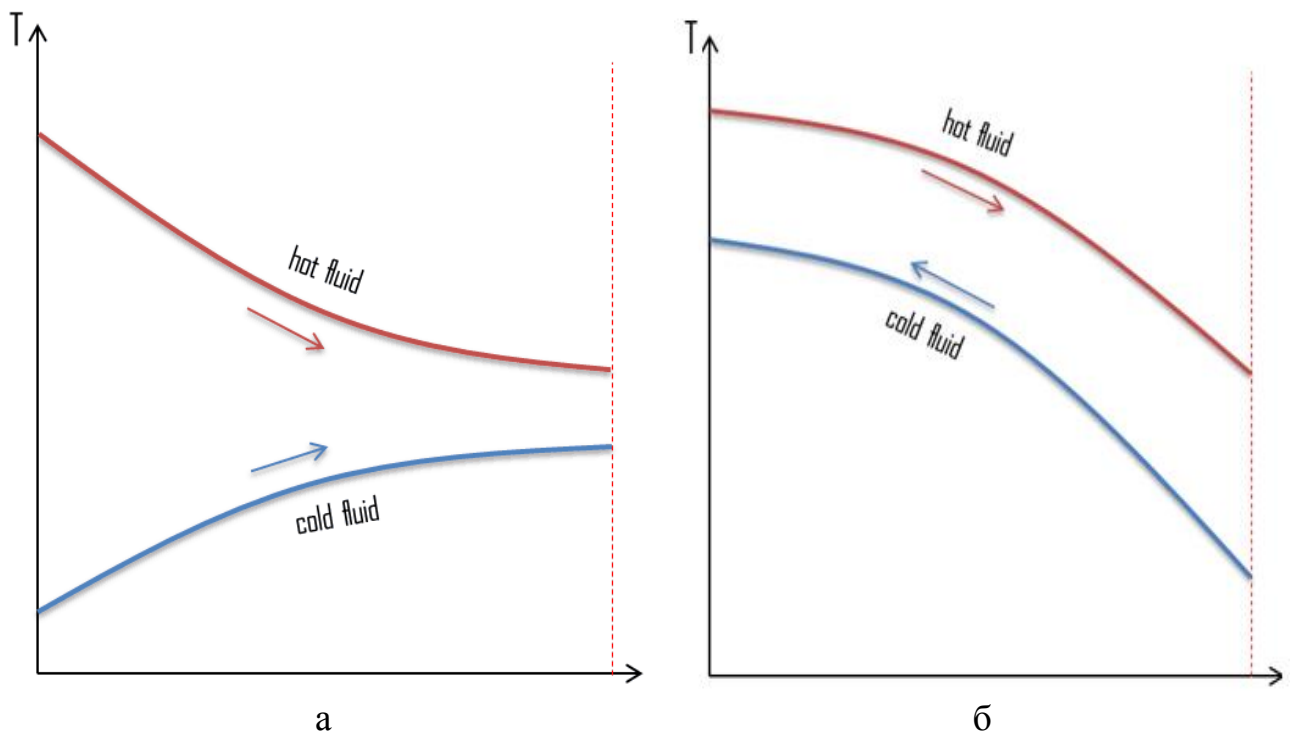


Рисунок 3.2. Зміна температури по довжині теплообмінного апарата при прямотечійній (а) та протитечійній (б) подачі середовищ

### 3.1.3. Підвищення коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_1$ і $\alpha_2$ .

На коефіцієнти тепловіддачі впливають багато параметрів (рис. 3.3), зокрема режим руху середовищ (турбулентний режим значно позитивно впливає

на значення коефіцієнтів), матеріал стінок, характер поверхні стінок (поверхні теплообміну).

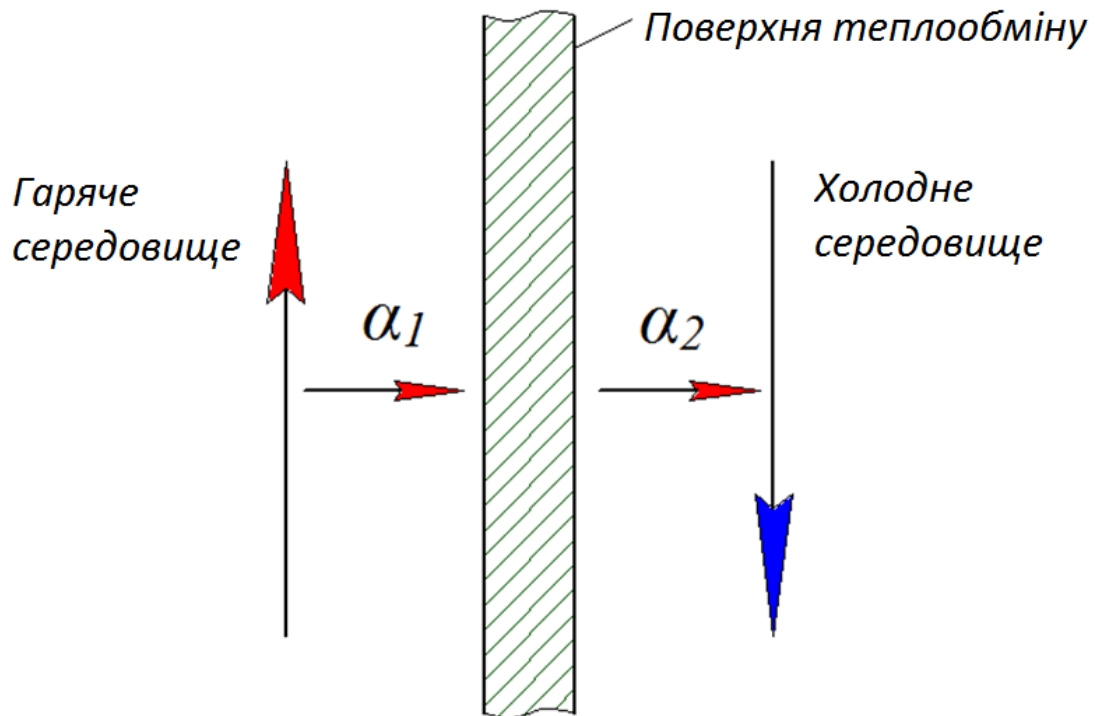


Рисунок 3.2. Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$

Часто в якості теплоносія використовується водяна пара. Вона конденсується двома способами: утворюючи тонку плівку на змочувальних поверхнях або з утворенням крапель. При утворенні водяної плівки вона покриває поверхню теплообміну. Це перешкоджає процесу теплообміну та знижуючи його ефективність. У тих випадках, коли при конденсації пари утворюються краплі ефективність теплообміну є значно вищою. У зв'язку із цим, створення умов для утворення крапель є одним із способів підвищення ефективності теплообмінників.

Досягти цього можна за допомогою спеціальних графенових покриттів (рис. 3.3). Графен – на даний час найтонший матеріал – товщина його шару може бути лише в лише атом. У той же час графен характеризується дуже великою міцністю – він приблизно в 200 разів міцніший за сталь. Також цей матеріал дуже гнучкий та є відмінним провідником тепла.



Графенові покриття на теплообмінній поверхні сприяють утворенню крапель при конденсації пари і дозволяють збільшити теплообмін в чотири рази в порівнянні з конденсацією із утворенням плівки.

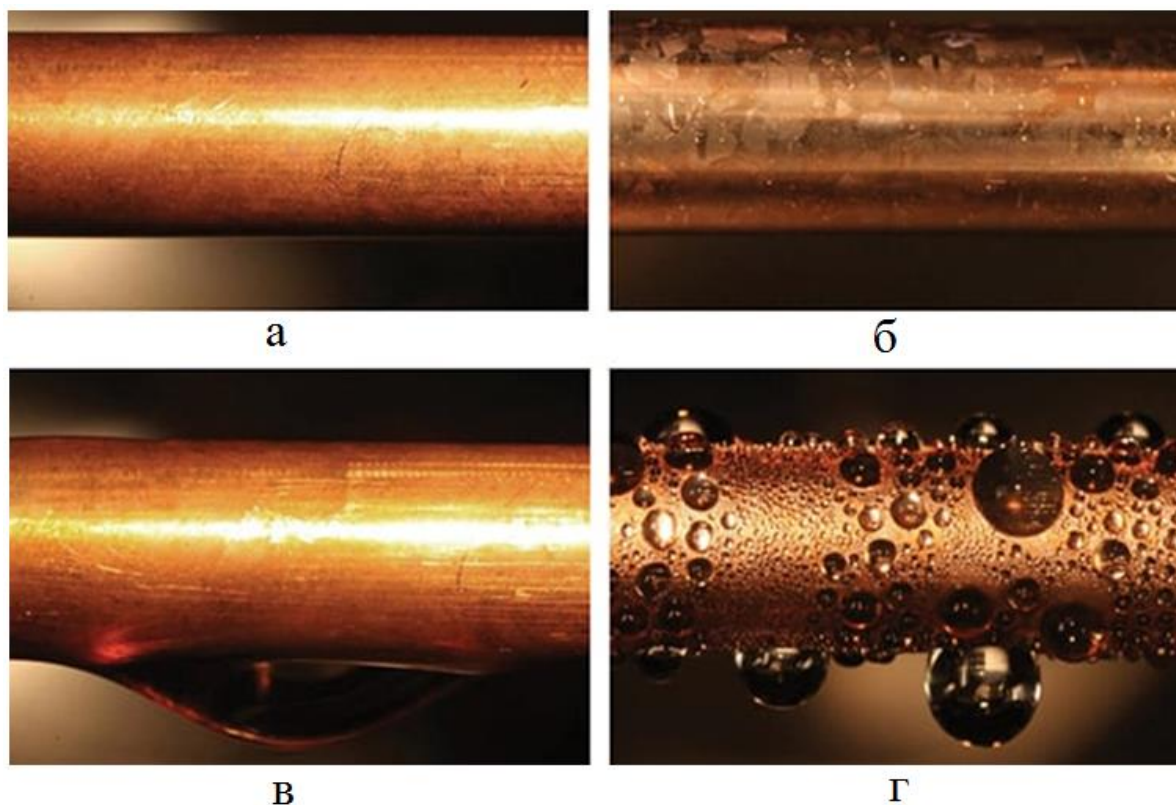


Рисунок 3.3. Порівняння процесу конденсації пари при використанні графенових плівок та без них:

а – поверхня мідної труби не покритої гафреном; б - покрита гафреном поверхня мідної труби; в – плівкова конденсація пари на звичайній поверхні труби; г – конденсація пари з утворенням крапель, на трубі, що покрита шаром графену

Проте цей спосіб підвищення коефіцієнту тепловіддачі є дуже дорого вартісним – приблизна вартість покриття становить \$60 за один квадратний дюйм.

Існують також методи підвищення коефіцієнтів тепловіддачі пов'язані із збуренням потоків середовищ різноманітними способами.

Потік середовищ з в трубах, як правило, відбувається в межах ламінарного режиму. За таких умов практично відсутній радіальне переміщення макрооб'ємів рідин (рис. 3.4., а). При охолодженні або нагріванні ламінарний потік сильно

перешкоджає теплообміну між рідинами та стінкою (теплообмінною поверхнею).

Покращити умови для теплообміну шляхом турбулізації потоків можна використовуючи статичні змішувальні елементи (рис. 3.4, б.). Вони дозволяють підвищити коефіцієнт тепловіддачі в 4-10 разів, залежно від типу використовуваної вставки статичного змішувального елемента, розміру труби та властивостей рідини.



а



б

Рисунок 3.4. Режим руху середовищ в у звичайні трубці (а) та у трубці із вмонтованими статичними змішувальними елементами (б).

Проте застосування статичних змішувальних елементів має два істотні недоліки – високий гідравлічний опір і труднощі з пранням.

Ще одним варіантом статичних змішувачів є зкручені у вигляді шнека стрічки (рис. 3.5). Вони широко застосовуються для підвищення конвективного теплообміну завдяки їх ефективності, низькій вартості та простоті налаштування.

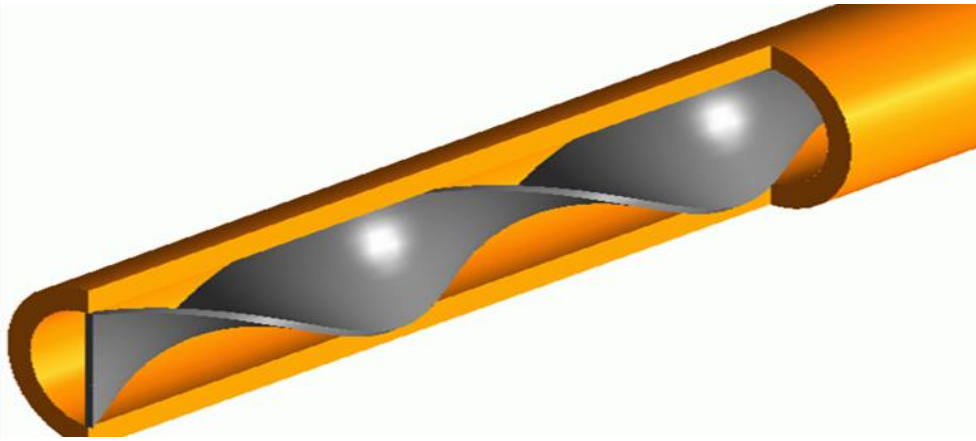


Рисунок 3.5. Трубка теплообмінного апарата з скрученою стрічковою вставкою

Цим відносно дешевим способом вдається досягти істотного зростання коефіцієнту тепловіддачі за рахунок турбулізації потоку рідини (рис. 3.6). При необхідності в очистці вставки можна легко вийняти із труб.

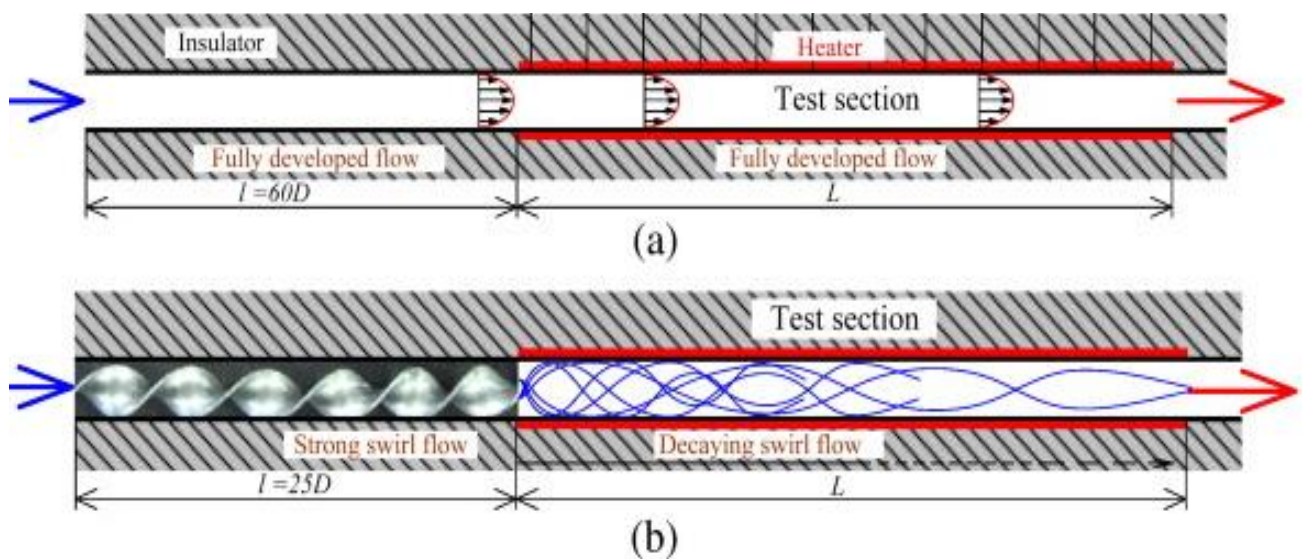


Рисунок 3.6. Потік рідини в звичайній трубці (а) та при наявності скручених стрічкових вставок (б)

Ще більш ефективним може бути не використання вставок а виготовлення самих трубок із закрученою формою. Це дозволить збурити потік рідин з обох сторін стінки трубки (рис. 3.7.)

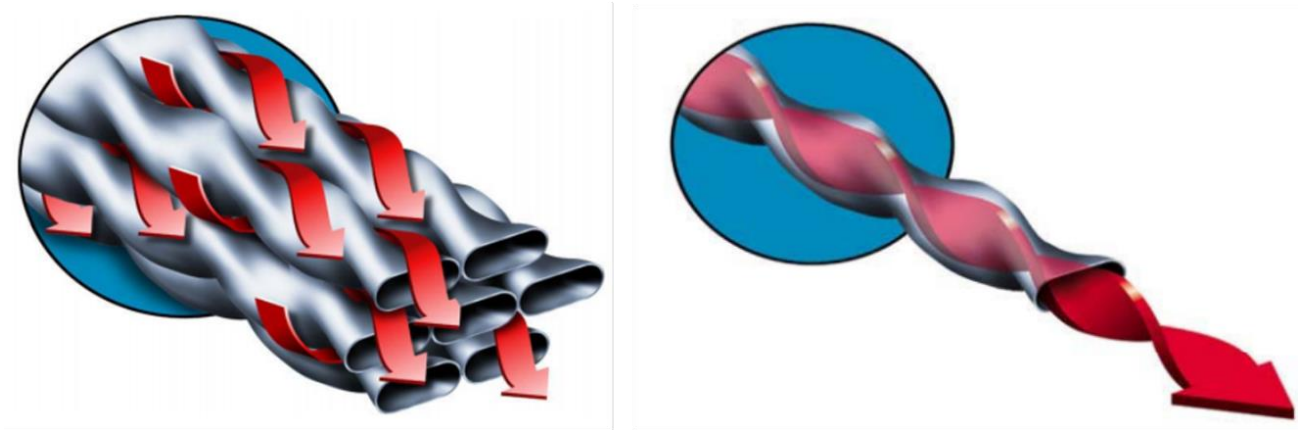


Рисунок 3.7. Закручена труба теплообмінника

Конструкція із крученою трубкою забезпечує вищий коефіцієнт тепловіддачі, ніж будь-який інший тип трубчастого теплообмінника. Це обґрунтовано наступними причинами:

- забезпечення потужної турбулентності з внутрішньої поверхні трубки;
- складний завихрений потік рідини з зовнішньої сторони поверхні трубки викликає турбулентність;
- рівномірний розподіл потоку збільшує ефективну довжину пучка, забезпечуючи більшу площу поверхні.

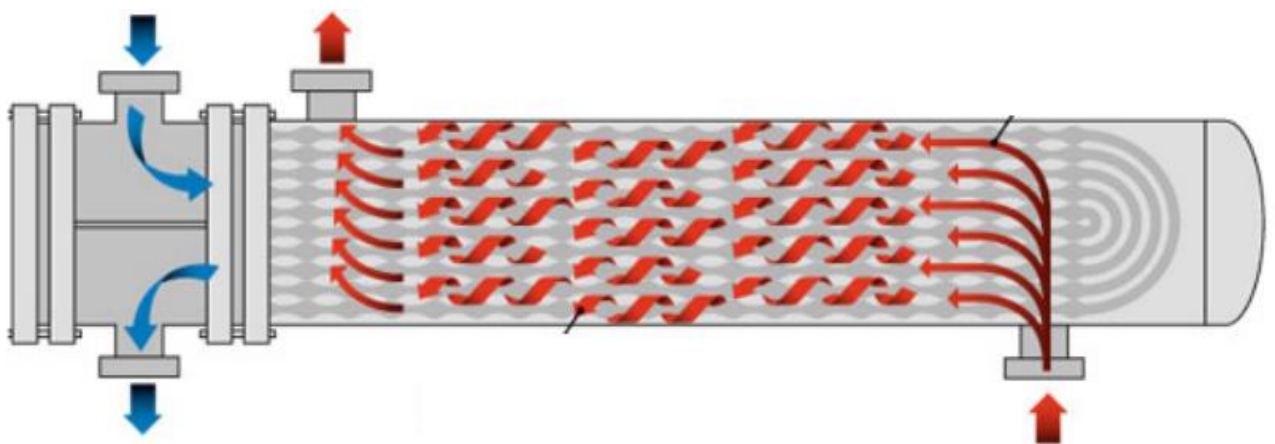


Рисунок 3.8. Кожухотрубний теплообмінник із крученими трубками

Така конструкція повністю усуває потреби в перегородках. Спіральні трубки збираються в пучок, при цьому кожна трубка повертається (рисунок 3.8).

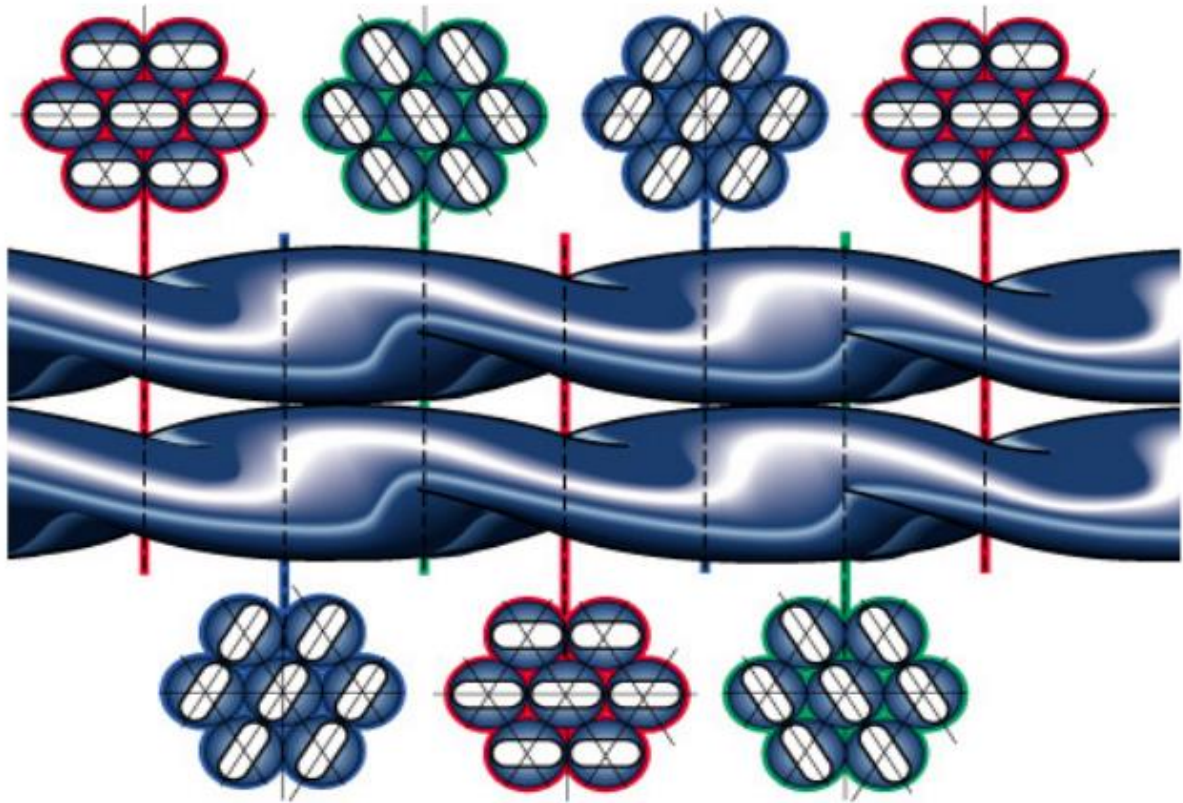


Рисунок 3.8. Пучок кручених труб

Таким чином, кожна трубка підтримується сусідніми трубками, що допомагає усунути їх вібрацію.

Розташування трубок під кутом із зазорами, вирівняними між трубами, забезпечує чіткі смуги миття зі сторони копусу.

Також для підвищення тепловіддачі можна використовувати трубки із гофрованою навивкою (рис. 3.9.)

Гофровані трубки широко використовуються в сучасних теплообмінниках, оскільки дозволяють істотно турбулізувати потік середовищ (рис. 3.10).

При цьому вони не такі складні у виготовленні як закручені трубки та не мають проблем із очисткою.

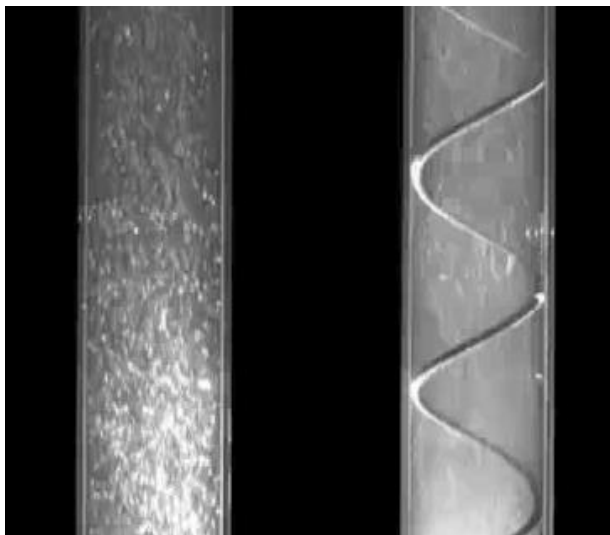


Рисунок 3.8. Порівняння потоку рідини у звичайній трубці та у гофрованій

### 3.2. Теоретичні дослідження теплопередачі при застосуванні статичних спіральних вставок

Із всіх способів інтенсифікації коефіцієнту теплопередачі в першу чергу для нас представляє інтерес той, який є простим у реалізації та не викликає проблем при митті та очистці теплообмінника – застосування статичних спіральних вставок (рис. 3.9).

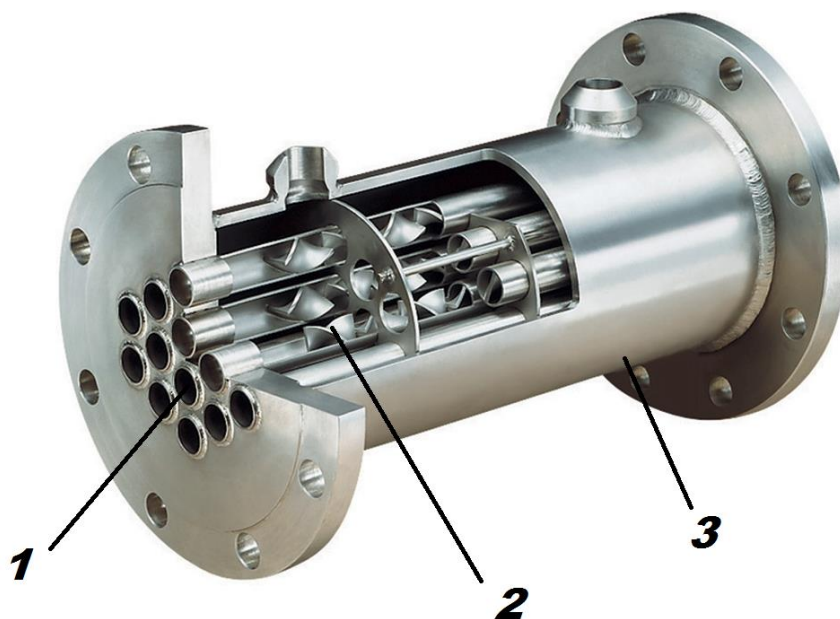


Рисунок 3.9. Кожухотрубний теплообмінник із статичними спіральними вставками

Ще однією перевагою є те, що спіральними вставками можна комплектувати не лише нові апарати а й ті, що уже використовуються – достатньо просто виготовити спіральні вставки певного діаметра та помістити у кожную із трубок кожухотрубного теплообмінного апарату.

Проте залишається відкритим питання необхідного значення кроку спіральних вставок. Справа в тому, що від кроку спіралі залежатиме критерій Рейнольдса для цього потоку а, отже і коефіцієнт теплопередачі.

Критерій Рейнольдса для руху рідини в трубці можна представити наступною формулою:

$$Re = \omega d \rho / \mu$$

де  $\mu$  – в'язкість рідини, Па·с;

$d$  – діаметр трубки, м;

$\rho$  – густина рідини кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  – швидкість руху рідини, м/с.

Із формули зрозуміло, що єдиним параметром, що залежить від кроку спіральної вставки і який впливає на значення критерію Рейнольдса є швидкість руху рідини (в нашому випадку молока) у трубці – чим менший крок спіралі тим більший шлях має пройти рідина за той самий час. Також при застосуванні вставки зменшиться площа поперечного перерізу трубки, проте це зменшення не значна, а отже ним можна знехтувати.

Таким чином за допомогою статичних спіральних вставок нам вдасться розігнати рідину всередині трубок до потрібної нам швидкості не змінюючи при цьому її швидкості на вході і виході з теплообмінного апарату.

На рисунку 3.10. представлено вставки із різним кроком спіралі. Очевидно, що при застосування вставки із малим кроком (рис. 3.10, в) швидкість руху рідини буде значно вищою ніж при використанні вставки із відносно великим кроком спіралі (рис. 3.10, а)



а



б



в

Рисунок 3.10. Статичні вставки із різним кроком спіралі

Провели теоретичні дослідження залежності критерію Рейнольдса від кроку спіралі статичної вставки. Встановили, що при відсутності спіральної вставки число Рейнольдса становить 7600 (рис. 3.11). При використанні спіральної вставки навіть з таким великим кроком як 10 см значення критерію Рейнольдса зростає до 9900. При зменшенні кроку відбувається зростання числі Рейнольдса. При значенні кроку спіралі 1 см критерій Рейнольдса становить 15300.



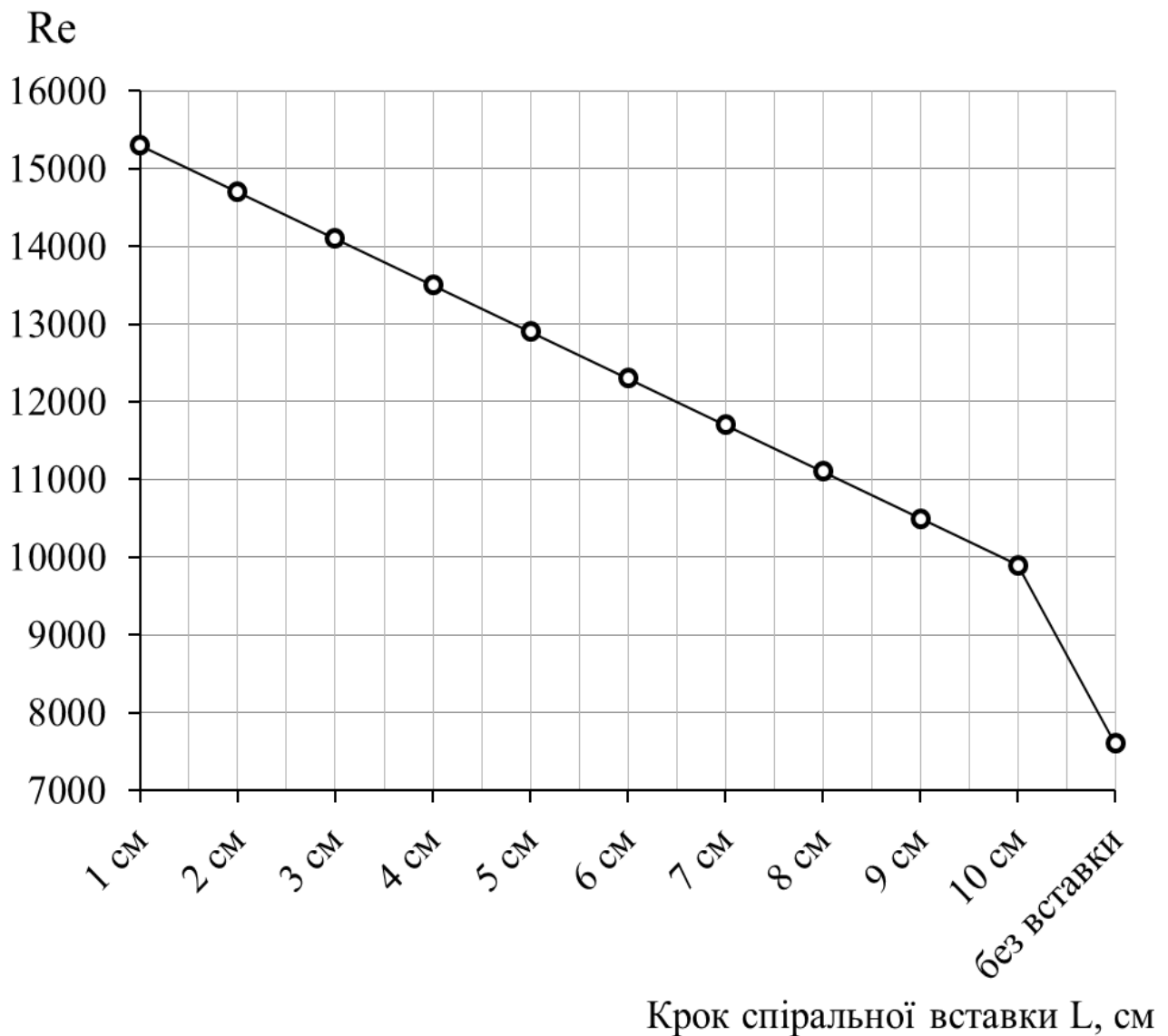


Рисунок 3.11. Залежність критерія Рейнольдса для руху рідини в трубках від кроку спіральної вставки

Однак, слід розуміти, що наявність спіральної навивки в трубках теплообмінників істотно збільшує гідравлічний опір апарату. Зрозуміло, що зменшення кроку спіралі сприятиме зростанню гідравлічного опору, адже кожен виток спіралі не лише турбулізує потік а й також є місцевим опором для руху рідини.

Проведено теоретичне дослідження залежності гідравлічного опору теплообмінника від кроку спіралі статичної вставки (рис. 3.12). При відсутності вставки гідравлічний опір становить  $4,3 \cdot 10^5$  Па а при вставці із кроком 1 см –  $22,9 \cdot 10^3$  Па

$\Delta P \cdot 10^5$

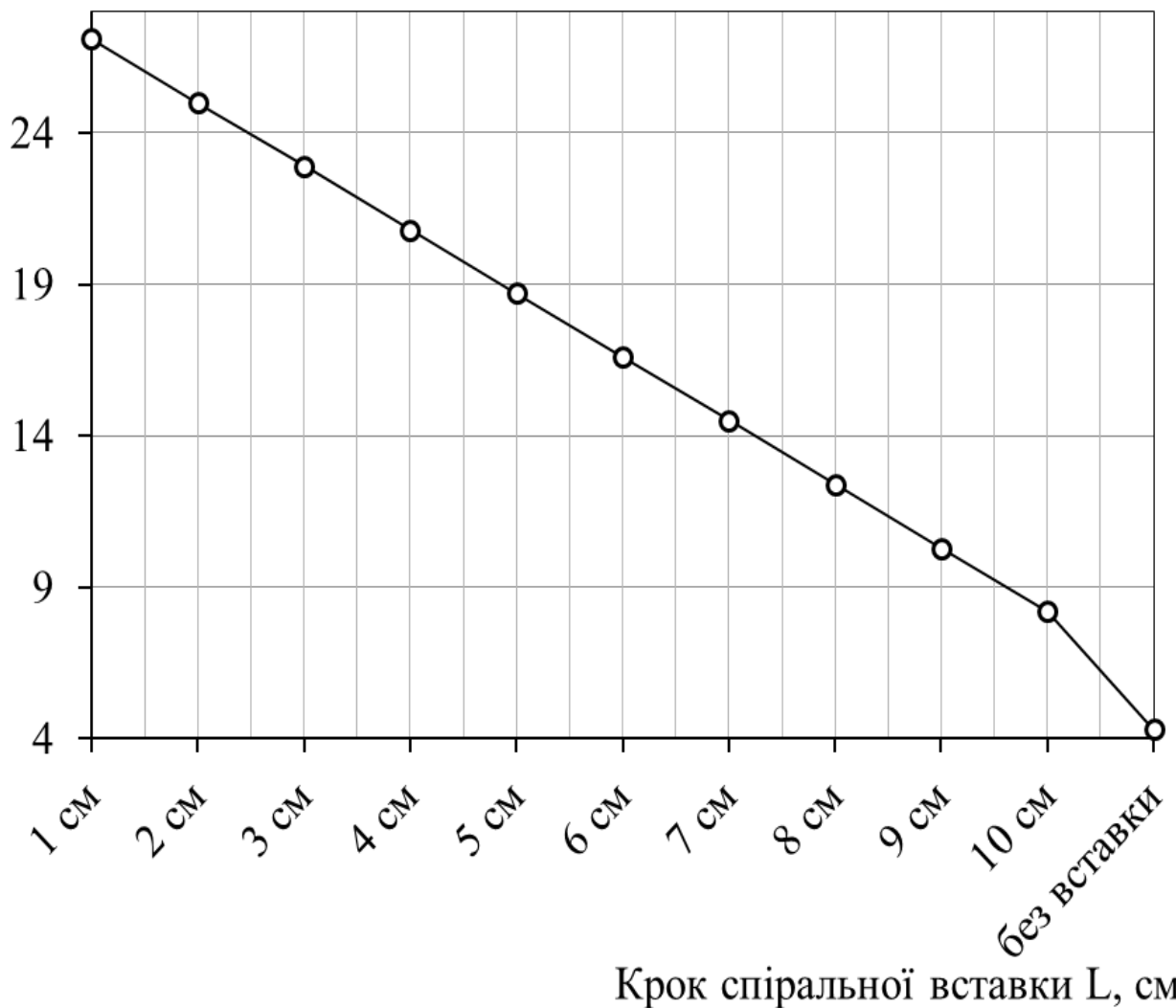


Рисунок 3.12. Залежність гідравлічного опору теплообмінного апарату від від кроку спіральної вставки

Враховуючи ці дані нам потрібно підібрати значення кроку спіральної вставки таким чином щоб забезпечити достатнє значення критерію Рейнольдса (з точки зору турбулізації потоку) та прийнятний гідравлічний опір.

Оберемо вставку із кроком спіралі 5 см. При використанні вставки із таким кроком критерій Рейнольдса становить 13000, що відповідає інтенсивному турбулентному режиму руху молока в трубках. У той же час при кроці спіралі 5 см гідравлічний опір теплообмінного апарату складає  $18,7 \cdot 10^5$  Па, що є достатньо великим значенням але все ще прийнятним.

### 3.3. Моделювання руху рідини при застосуванні статичних спіральних вставок

Виконали моделювання руху молока в трубках кожухотрубного теплообмінника при застосуванні статичних спіральних вставок. Очевидно, що завихрення (турбулізація) потоку відбувається не лише в результаті збільшення швидкості руху молока а і внаслідок закручування потоку під дією вигнутої поверхні вставки (рис. 13).

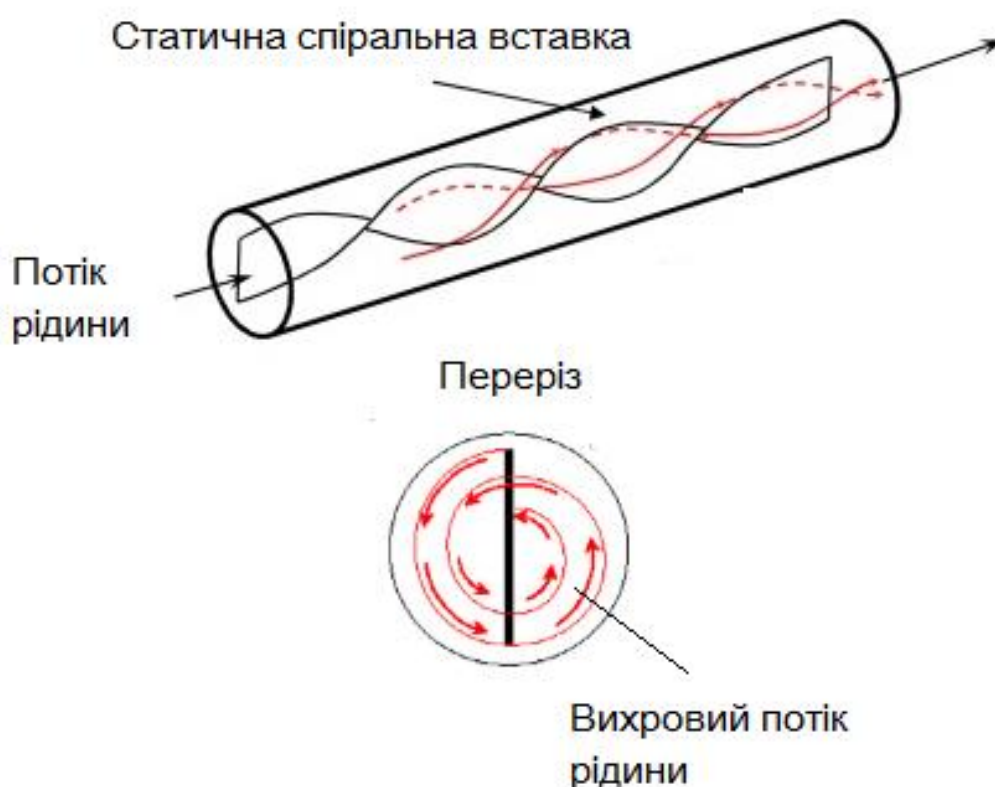


Рисунок 3.13. Моделювання руху молока в трубці теплообмінника при використанні подвійної статичної спіральної вставки

Також виконали моделювання руху молока в трубці при використанні подвійної спіральної вставки (рис. 3.14). Очевидно, що застосування подвійної вставки дозволить ефективніше турбулізувати потік, але одночасно такий варіант буде пов'язаний із значним гідравлічним опором.

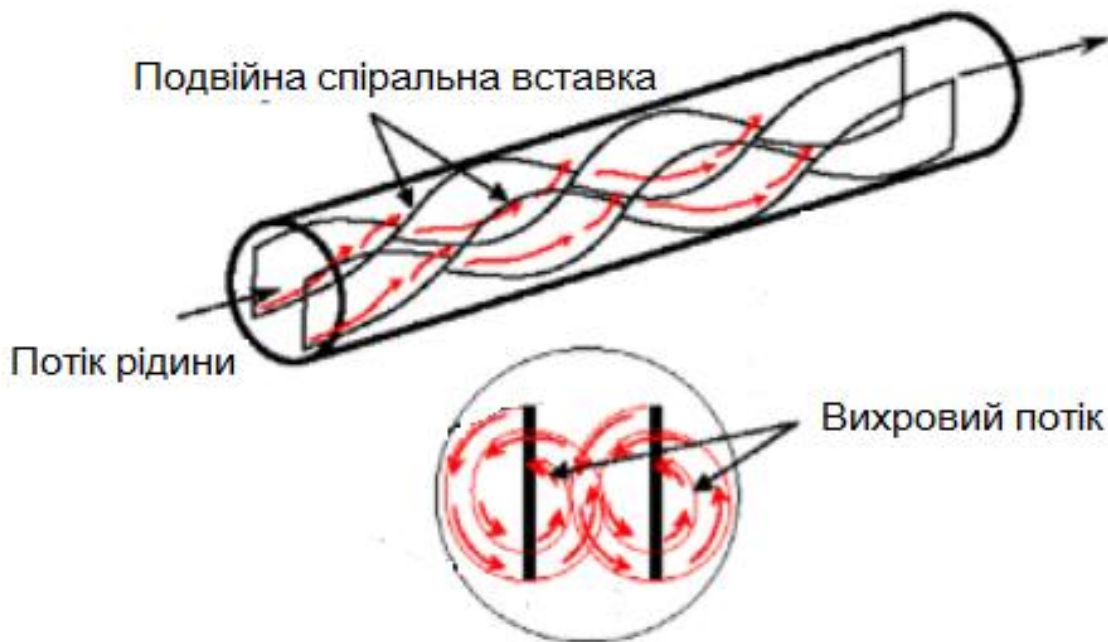


Рисунок 3.14. Моделювання руху молока в трубці теплообмінника при використанні подвійної статичної спіральної вставки

#### 3.4. Висновки до розділу

Провели теоретичні дослідження залежності критерію Рейнольдса від кроку спіралі статичної вставки. Встановили, що при відсутності спіральної вставки число Рейнольдса становить 7600 а при використанні спіральної вставки із кроком 1 см – 15300.

З метою інтенсифікації теплообміну вставку із кроком спіралі 5 см. При її підборі виходили із того, що при використанні вставки із таким кроком критерій Рейнольдса становить 13000, що відповідає інтенсивному турбулентному режиму руху молока в трубках. У той же час гідравлічний опір теплообмінного апарату складає  $18,7 \cdot 10^5$  Па, що є достатньо великим значенням але все ще прийнятним.

Виконали моделювання руху молока в трубках кожухотрубного теплообмінника при застосуванні статичних спіральних вставок, яке дозволило встановити, що турбулізація потоку відбувається не лише в результаті збільшення швидкості руху молока а і внаслідок закручування потоку під дією вигнутої поверхні вставки

## 4. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА ДЛЯ НАГРІВАННЯ МОЛОКА

### 4.1. Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку будь-якого теплообмінного апарата є визначення площі поверхні теплообміну.

Вихідні дані (рис. 3.1):

речовина, що нагрівається – молоко;

витрати молока – 1,7 кг/с;

теплоносій – вода;

втрати теплоти у навколишнє середовище – 3,5 %.

Визначимо середню різницю температур у теплообміннику:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{2,3Lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}} = \frac{60,4 - 10}{2,3Lg \frac{60,4}{10}} = 28,05 \quad ^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

Середня температура молока:

$$t_{cp.m} = t - \Delta t_{cp} = 78,4 - 28,05 = 50,34^\circ\text{C}. \quad (4.2)$$

Середня температура води:

$$t_{cp.в} = (t_{\delta 2} - t_{\delta 1}) / 2 = (18 - 10) / 2 = 14^\circ\text{C}.$$

Витрати води.

$$G_в = \frac{Q}{c(t_{кин} - t_{ноч})} = \frac{15,7 \cdot 10^5}{4190 \cdot (18 - 10)} = 50,52 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (4.3)$$

де  $c$  – питома теплоємність води при  $t_{cp.в}$ ,  $c = 4190$  кДж/(кг·К).

Визначимо режим руху води у трубках теплообмінника.

Визначимо необхідну кількість труб діаметром 25 мм і товщиною стінки при турбулентному режимі руху води.

Прийmemo наступне значення критерію Рейнольдса :

$$Re = 15000.$$

Кількість трубок:

$$n = \frac{G_g}{0,785 d_{en} \mu_g Re} = \frac{50,52}{0,785 \cdot 0,021 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 15000} = 227, \quad (4.4)$$

де  $\mu_B$  – в'язкість води при  $t_{cp, B}$ ,  $\mu_B = 0,9 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

Приблизне значення коефіцієнта теплопередачі  $K$  кожухотрубних теплообмінників становить  $550 \frac{Вт}{м^2 K}$ . Визначимо площу поверхні теплообмінника відповідно до цих даних:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{16,9 \cdot 10^5}{550 \cdot 28,05} = 109,75 \quad м^2 \quad (4.5)$$

Відповідно до отриманої площі теплообміну та існуючих стандартів теплообмінник із діаметром кожуху  $D = 600$  мм і загальною кількістю труб  $n_{заг} = 240$ . Тоді число труб, що припадає на один хід апарата становитиме:

$$n = 240/2 = 120.$$

Визначимр число Рейнольдса:

$$Re = \frac{G_g}{0,785 d_{en} \mu_g n_1} = \frac{50,52}{0,785 \cdot 0,021 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 120} = 2,8 \cdot 10^4 \quad (4.6)$$

При виконанні умови  $Re > 10000$  рух рідини походить у турбулентний режим. Оскільки отримана значення Рейнольдса  $2,8 \cdot 10^4$  суттєво перевищує 10000, то при роботі даного теплообмінника режим руху води буде

турбулентним.

Визначимо значення коефіцієнту тепловіддачі від стінки до води.

Для цього припустимо, що  $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}}\right)^{0,25} = 0,76$ . Але після закінчення розрахунку теплового навантаження нам необхідно буде перевірити вірність зробленого допущення.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 0,021 \frac{\lambda_s}{d_{en}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot \frac{56,98 \cdot 10^{-2}}{0,021} (2,8 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 8^{0,43} \cdot 0,76 = \\ &= 3,9 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{с}}, \end{aligned} \quad (4.6)$$

де  $\lambda_s$  – теплопровідність води при відповідному значенні температури  $t_{cp,с}$ ,  $\lambda_s = 56,98 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);

Pr – критерій Прандтля при  $t_{cp,с}$ .

Тепер визначимо коефіцієнта тепловіддачі від молока до поверхні теплообміну.

Задамося значенням довжини трубок  $L = 6$  м.

$$\begin{aligned} \alpha_e &= 0,728 \varepsilon \varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda_e^3 \rho_e^2 r_e g}{\mu_e \Delta t d}} = 0,728 \cdot 0,58 \cdot 1 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,1628^3 \cdot 736,52^2 \cdot 9,81 \cdot 962576}{0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 28,05 \cdot 0,025}} = \\ &= 1,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{с}}, \end{aligned} \quad (4.7)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, що залежить від характеру розміщення трубок у кожусі та їх кількості  $n_B$ ,  $\varepsilon = 0,58$ ;

$\varepsilon_t$  – коефіцієнт, який враховує залежність властивостей продукту від температури,  $\varepsilon_t = 1$  ;

$\rho$  – густина молока при відповідному значенні температури  $t_M$ ,  $\rho = 1027$  кг/м<sup>3</sup>

$\mu_M$  – динамічна в'язкість молока відповідному значенні температури  $t_M$ ,  $\mu_M = 0,45 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

Визначимо термічний опір стінки трубки та забруднення, що мають місце на її поверхні:

$$\sum r_{cm} = r_{забр.е} + \frac{l_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{забр.в} = \frac{1}{11630} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{2000} = 7 \cdot 10^{-4} \frac{M^2 K}{Bm}, \quad (4.8)$$

де  $r_{забр.е}$  – забруднення зі сторони молока,  $r_{забр.е} = \frac{1}{11630} \frac{M^2 K}{Bm}$

$r_{забр.в} = 0,002$  м - товщина стінки трубки,

$r_{забр.в}$  – забруднення зі сторони води,  $r_{забр.в} = \frac{1}{2000} \frac{M^2 K}{Bm}$

$\lambda_{ст} = 17,5 \frac{Bm}{M \cdot K}$  – теплопровідність стінки труби (матеріал – нержавіюча сталь).

Використовуючи отримані вище дані знайдемо значення коефіцієнту теплопередачі.

Для даної трубки:

$$\frac{d_{BH}}{d_{зов}} = \frac{0,021}{0,025} = 0,84 > 0,5$$

Це дозволяє розрахувати значення коефіцієнта теплопередачі за формулою плоскої стінки. Отже:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_е}} = \frac{1}{\frac{1}{3,8 \cdot 10^{-4}} + 7 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1,5 \cdot 10^3}} = 615,86 \frac{Bm}{M^2 K} \quad (4.9)$$

Тоді питоме теплове навантаження становитиме:

$$q = K \Delta t_{cp} = 615,86 \cdot 28,05 = 1,7 \cdot 10^4 \frac{Bm}{M^2} \quad (4.10)$$

Тепер виконаємо перевірку прийнятого нами значення  $\left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$ .

Для цього визначимо такі наступні параметри:



$$\Delta t_g = \frac{q}{\alpha_g} = \frac{1,7 \cdot 10^4}{3,8 \cdot 10^3} = 4,46 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.11)$$

$$t_{cm. \text{ в}} = t_{cp. \text{ в}} + \Delta t_g = 14 + 4,46 = 18,46 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.12)$$

$$Pr_{cm} = \frac{c_{cm. \text{ в}} \mu_{cm. \text{ в}}}{\lambda_{cm. \text{ в}}} = \frac{3771 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{54,07 \cdot 10^{-2}} = 10,45,$$

де  $c_{ст. в}$  – питома теплоємність води при значенні температури  $t_{cm. \text{ в}}$ ,

$c_{ст. в} = 3771 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$\lambda_{cm. \text{ в}}$  – теплопровідність води при значенні  $t_{cm. \text{ в}}$ ,  $\lambda_{cm. \text{ в}} = 54,07 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$\mu_{cm. \text{ в}}$  – в'язкість води при значенні температури  $t_{cm. \text{ в}}$ ,  $\mu_{cm. \text{ в}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

Тоді перевіримо:

$$\left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \left( \frac{8}{10,45} \right)^{0,25} = 0,76 \quad (4.13)$$

Перевірка показала, що коефіцієнт теплопередачі був розрахований із достатньою точністю.

Тепер проведемо розрахунок необхідної площі поверхні теплообміну (вона відповідає сумарній площі поверхонь трубок).

Використаємо формулу:

$$F_{роз} = \frac{Q}{q} = \frac{16,9 \cdot 10^5}{1,7 \cdot 10^4} = 98,01 \text{ м}^2. \quad (4.14)$$

Теплообмінник з довжиною трубок 6 м матиме площу поверхні теплообміну:

$$F = \pi d_{зov} n L = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 240 \cdot 6 \approx 113 \text{ м}^2. \quad (4.15)$$

За таких умов запас площі теплообмінної поверхні складатиме:

$$\delta = \frac{113 - 98,01}{98,01} \cdot 100\% = 15\% \quad (4.16)$$

що є достатнім.

За результатами розрахунку отримаємо двоходовий кожухотрубний теплообмінний апарат із внутрішнім діаметром кожуха 600 мм та числом трубок 240 штук, довжина трубок становить 6 м.

Далі визначення температури стінки трубки зі сторони молока (всередині трубки):

$$\Delta t_e = \frac{q}{\alpha_e} = \frac{1,7 \cdot 10^4}{1,5 \cdot 10^3} = 11,48 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.17)$$

$$t_{cm.e} = t_{конд} - \Delta t_e = 78,4 - 11,48 = 66,92^\circ\text{C}, \quad (4.18)$$

Визначимо також середнє значення температури стінки трубки:

$$t_{cm.cp} = \frac{t_{cm.e} + t_{cm.g}}{2} = \frac{66,92 + 18,46}{2} = 42,69 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.19)$$

Отримане середнє значення відрізняється від температури кожуха апарата на величину:

$$\Delta t_{к-тр.} = 78,4 - 42,69 = 35,7^\circ\text{C}. \quad (4.20)$$

Отже, на основі розрахунку та отриманих даних приймаємо двоходовий кожухотрубний теплообмінний апарат із внутрішнім діаметром кожуха 0,6 м, числом трубок 240 шт., довжиною трубок 6,0м, діаметром трубок 25 мм та товщиною стінки трубок 2,0 мм. Розрахункове значення площі поверхні теплообміну апарата становить  $F=98,01 \text{ м}^2$ .

## 4.2. Конструктивний розрахунок

Метою конструктивного розрахунку теплообмінника є визначення основних розмірів.

Визначимося із розміщення трубок у решітках.

У разі розміщення трубок в кожусі у шаховому порядку число труб по діагоналі  $b$  (рис. 4.2) буде залежати від їх кількості на стороні шестикутника  $a$

(рис. 4.2). Цю залежність можна представити так:

$$3a(a-1)+1 \quad (4.24) = 2a-1$$

$$a^2 - 3a - 239 = 0 = 2877 = 10; b = 19$$

Кількість перегородок у теплообміннику:

$$I = z - 1 = 2 - 1 = 1 \quad (4.21)$$

В середині уявного шестикутника може поміститися при значенні сторони  $a = 10$ :

$$n_{\text{шт.}} = 3 \cdot 10 \cdot (10 - 1) + 1 = 271 \text{ шт.} \quad (4.22)$$

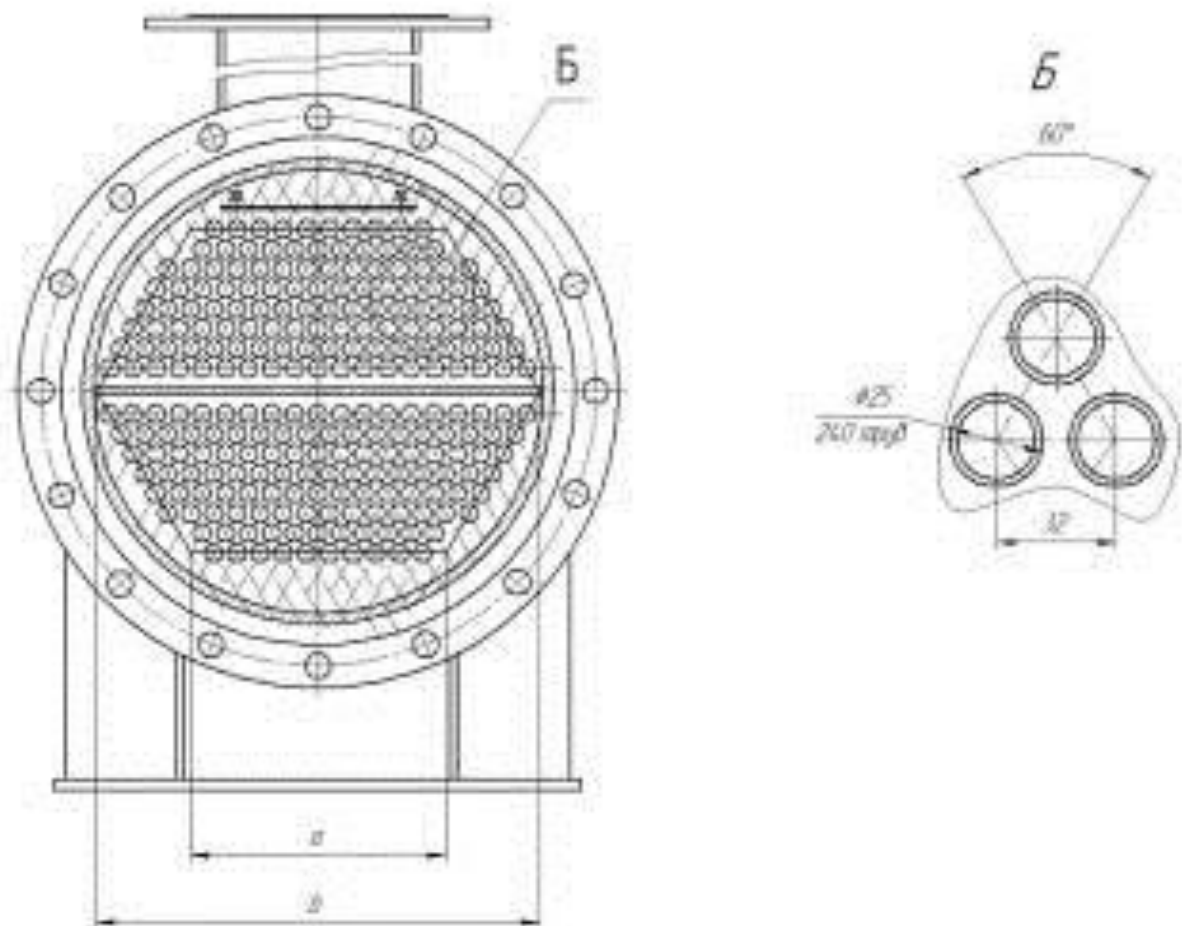


Рисунок 4.2. - Розміщення трубок та перегородки в кожусі апарату

Це значення числа трубок розраховане без врахування наявності перегородки, проте так як мова йде про двоходовий теплообмінник який

обладнаний однією перегородкою то ця перегородка забере місце в середині шестикутника де могли б розміститися 19 трубок. Тоді кількість трубок буде трохи меншою:

$$271-19 = 252.$$

Оскільки загальна кількість трубок становить 252, то слід виключити  $252-240=12$  трубок, з розрахунку по 6 для кожного ходу. Тому після остаточного компоновання буде 120 трубок для кожного ходу.

Виконаємо розрахунок величини кроку між осями трубок за виразом:

$$l_{\kappa} = 1,28d_{\text{н}} = 1,28 \cdot 0,025 = 0,032 \text{ м.} \quad (4.27)$$

Далі підходимо до визначення діаметрів штуцерів для подачі та відведення молока та охолоджуючої води.

Для цього потрібні дані щодо об'ємної витрати молока:

$$V_{\kappa} = \frac{G_e}{\rho_e} = \frac{1,7}{736,52} = 2,3 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (4.23)$$

Діаметр штуцерів для молока:

$$d_{\text{ш}}^{\kappa} = \sqrt{\frac{4V_{\kappa}}{\pi \omega_{\text{ш}}^{\kappa}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 3,8 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \quad (4.24)$$

Встановими значення DN 32,  $S_{\text{тр}}=3,0\text{мм}$ ,  $d_{30}=38,0\text{мм}$ .

Визначимо об'ємна витрата води:

$$V_e = \frac{G_e}{\rho_e} = \frac{50,526}{1000} = 5,05 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (4.25)$$

де  $\rho_{\text{в}}$  – густина води при її температурі  $t_{\text{ср}}$ ,  $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Тепер визначимо діаметри штуцерів для води:

$$d_{\text{ш}}^e = \sqrt{\frac{4V_e}{\pi \omega_{\text{ш}}^e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,05 \cdot 10^{-2}}{3,14 \cdot 2}} = 0,1793 \text{ м.} \quad (4.26)$$

Встановимо DN 150,  $d_{30} = 159,0$  мм,  $S_{тр} = 6,0$  мм.

Проведемо аналогічний розрахунок для молока.

Об'ємних розхід молока:

$$V_e = \frac{G_e}{\rho_e} = \frac{1,7}{1,574} = 1,079 \frac{м^3}{с}, \quad (4.27)$$

$$\rho = \rho^0 \frac{T^0 p}{T p^0} = \frac{46}{22,4} \cdot \frac{273 \cdot 0,1 \cdot 10^6}{351,4 \cdot 1,013 \cdot 10^5} = 1,574 \frac{кг}{м^3}. \quad (4.28)$$

Визначимо діаметри штуцерів для молока:

$$d_{ш}^e = \sqrt{\frac{4V_e}{\pi \omega_{ш}^e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,79}{3,14 \cdot 21}} = 0,256 \text{ м}. \quad (4.29)$$

Встановимо значення DN 250,  $d_{30В} = 273,0$  мм,  $S_{тр} = 8,0$  мм

Визначимося із фланцями.

При цьому врахуємо також, що діаметр кожуха становить 0,6 мм, а тиск 0,1 МПа. Обиремо фланцеве з'єднання типу 2 відповідно до ГОСТ 28759.2 – 90 (рис. 4.3).

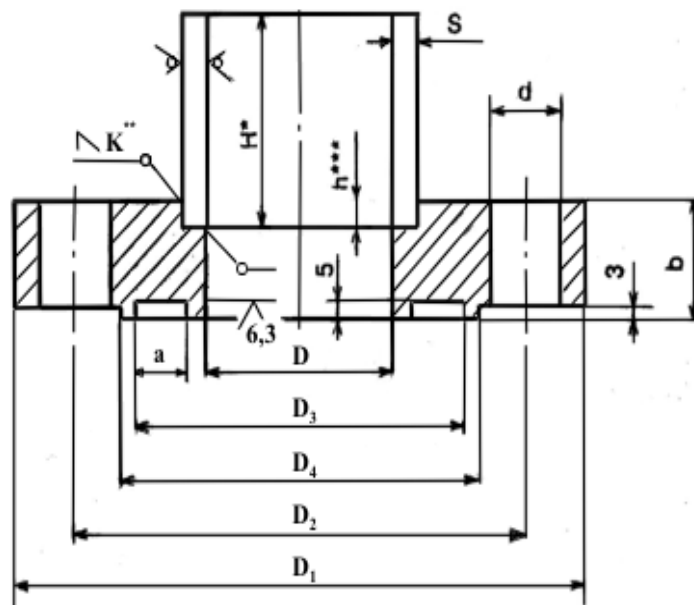


Рисунок 4.3. Фланцеве з'єднання

Цей фланець характеризується наступними розмірами:  $D_1=720$ ;  $D_2=680$ ;  $D_3=644$ ;  $D_4=652$ ;  $a=14$ ;  $D_5=643$ ;  $d=23$  мм,  $a_1=12$ ;  $S=8$ ;  $b=25$ .

Проведемо підбір опор теплообмінного апарата.

Відомо, що вага пустого апарату складає 2100 кг.

Виберемо опори враховуючи діаметра корпусу та маси апарату:

$$\begin{aligned}
 m &= m_{\text{сух. ап.}} + m_{\text{води тр. пр.}} + m_{\text{сум. міжтр. пр.}} = 1500 + V_{\text{мп}} \rho_e + V_{\text{тр}} \rho_v = \\
 &= 2100 + 1,197 \cdot 761,879 + 0,498 \cdot 1000 = 3509 \text{ кг.}
 \end{aligned}
 \tag{4.30}$$

Далі визначимо об'єм трубного простору:

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} L n = \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} \cdot 6 \cdot 240 = 0,498 \text{ м}^3,
 \tag{4.31}$$

та міжтрубного:

$$V_{\text{мп}} = \frac{\pi D^2}{4} L - V_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 6 - 0,498 = 1,197 \text{ м}^3.
 \tag{4.32}$$

Тепер:

$$Q = mg = 2460,5 \cdot 9,81 = 2,4 \cdot 10^4 \text{ Н.}
 \tag{4.33}$$

За таких умов навантаження на одну опору буде становити:

$$Q' = \frac{Q}{2} = \frac{2,4 \cdot 10^4}{2} = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Н.}
 \tag{4.34}$$

Враховуючи отримані дані обираємо для теплообмінника опору типу I, що має виконання А та відповідає обладнанню з  $D=0,6$  мм [8].

### 4.3. Гідрравлічний розрахунок

Метою гідрравлічного розрахунку теплообмінника є визначення втрат тиску, швидкостей руху середовищ і коефіцієнта.

Вихідними даними були затрати води, загальна кількість трубок 240 (по 120 на кожен хід).

Визначимо швидкість течіння рідини у трубках:

$$\omega = \frac{V_B}{F} = \frac{4G_B}{\pi d_{BH}^2 \rho_B n} = \frac{4 \cdot 50,526}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 1000 \cdot 120} = 1,216 \frac{m}{c}. \quad (4.35)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d_{BH} \rho_B}{\mu_B} = \frac{1,216 \cdot 0,021 \cdot 1000}{1,15 \cdot 10^{-3}} = 22209,98, \quad (4.36)$$

де  $\mu_B = 1,15 \cdot 10^{-3}$  Па·с - в'язкість води,  $\mu_B = 1,15 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right], \quad (4.37)$$

де  $\varepsilon$  – відносна шорсткість поверхні трубок.

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_{BH}} = \frac{8 \cdot 10^{-5}}{0,021} = 3,8 \cdot 10^{-3}, \quad (4.38)$$

де  $\Delta = 8 \cdot 10^{-5}$  м – абсолютна шорсткість нових труб.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{3,7} + \left( \frac{6,81}{22209,98} \right)^{0,9} \right] = 5,53, \quad (4.39)$$

$$\lambda = \left( \frac{1}{5,53} \right)^2 = 3,27 \cdot 10^{-2}. \quad (4.40)$$

Втрати тиску:

$$\Delta p_n = \left( \lambda + \frac{Ln}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_{\text{м.с.}} \right) \frac{\rho_6 \varpi^2}{2}, \quad (4.41)$$

де  $\xi_{\text{м.с.}}$  – коефіцієнт місцевого опору для потоку молока при його русі в середині трубок.

$$\sum \xi_{\text{м.с.}} = 2\xi_{\text{тр1}} + 2\xi_{\text{тр3}} + 2\xi_{\text{тр4}} + \xi_{\text{тр2}}, \quad (4.42)$$

де  $\xi_{\text{тр1}}$  – на вході та вихід із камери,  $\xi_{\text{тр1}} = 1,5$ ;

$\xi_{\text{тр2}}$  – втрати на повороті між ходами теплообмінника,  $\xi_{\text{тр2}} = 2,5$ ;

$\xi_{\text{тр3}}$  – на вході в трубку,  $\xi_{\text{тр3}} = 0,5$ ;

$\xi_{\text{тр4}}$  – на виході з трубки,  $\xi_{\text{тр4}} = 1,0$ .

Тоді:

$$\sum \xi_{\text{м.с.}} = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 1 + 2,5 = 8,5, \quad (4.43)$$

Тепер можемо визначити втрату тиску:

$$\Delta p_n = \left( 3,27 \cdot 10^{-2} + \frac{6 \cdot 2}{0,021} + 8,5 \right) \frac{1000 \cdot (1,216)^2}{2} = 4,3 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (4.43)$$

#### 4.4. Підбір насоса для води

Метою цього розрахунку є підбір насосу для створення необхідного тиску води в трубному просторі кожухотрубного теплообмінника.

Визначимо корисну потужність, яка затрачається на процес перекачування води через трубний простір кожухотрубного теплообмінника:

$$V = \frac{G_6}{\rho} = \frac{50,52}{1000} = 5,05 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

$$N_K = \frac{V \Delta P}{1000} = \frac{5,05 \cdot 10^{-2} \cdot 4,3 \cdot 10^5}{1000} = 27,715 \text{ кВт.}$$



Потужність приводу насосу:

$$N = \frac{N_K}{\eta_n \eta_{пер}} = \frac{21,715}{0,78 \cdot 1} = 27,84 \text{ кВт,}$$

де  $\eta_n$  – ККД насоса,  $\eta_n = 0,78$ ;  
 $\eta_{пер}$  – ККД передачі,  $\eta_{пер} \approx 1$ .

Цим параметрам, відповідно до ГОСТ 22247-96, відповідає відцентровий насос для води, основні характеристик якого представлено у вигляді таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Характеристики підібраного насоса

Характеристики	Значення
Продуктивність	0,055 м <sup>3</sup> /с
Напір	20 м
Ккд	0,87
Потужність електродвигуна	30 кВт
Частота обертання валу електродвигуна	1450 об/год

#### 4.5. Висновки до розділу

В результаті теплового розрахунку встановили, що необхідна площа теплообмінної поверхні становить 113 м<sup>2</sup> (при розрахунковій площі 98,01 м<sup>2</sup>), загальна, кількість трубок 240, довжина трубок 6 м, діаметр трубок 0,025 м, діаметр кожуха теплообмінника 0,6 м.

Конструктивний розрахунок дозволив підібрати фланці для молока та води, опори теплообмінника та визначилися із розміщенням трубок в середині кожуха. На основі гідравлічного розрахунку встановили втрати тиску (гідравлічний опір) теплообмінника –  $4,3 \cdot 10^5$  Па, та підібрали насос для води.

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

### 5.1. Охорона праці

Вимоги безпеки технічних процесів закладаються при їх проектуванні. Тому облік вимог безпеки при розробці і здійсненні технічних процесів має велике профілактичне значення для попередження виробничого травматизму. Загальні вимоги безпеки до технічних продуктів викладені в ГОСТ 12.3.002-75. Безпека виробничих процесів забезпечується комплексом проектних і організаційних рішень, які передбачають відповідний вибір технічних процесів, робочих операцій і порядку обслуговування обладнання; виробничого обладнання і умов його розміщення; способу зберігання і транспортування вихідних матеріалів, заготовка напівфабрикатів і готової продукції, а також видалення відходів виробництва; засобів захисту працюючих. Велике значення має правильний розподіл функцій між людиною і обладнанням з метою зменшення важкості і напруженості трудового процесу, забезпечення його безпеки. Виробничі процеси мають бути пожежно і вибухо безпечними, а також не повинні забруднювати середовище викидами шкідливих речовин і не бути джерелами шкідливих фізичних факторів (шуму, вібрації і т.д.). Технологічні процеси виробництва дуже різноманітні, однак є ряд загальних вимог здійснення яких сприяє їх безпеці, а саме:

- усунення безпосереднього контакту людей з вихідними речовинами, матеріалами і відходами виробництва, що впливають на працівників шкідливо;

- зміна технологічних процесів і операцій пов'язаних з виникненням шкідливих і небезпечних факторів, процесами і операціями, на яких ці фактори відсутні або можливість їх прояву мінімальна;

- використання дистанційного управління усунути неможливо; - забезпечення герметизації і теплоізоляції виробничого обладнання, проведення процесів під вакуумом що запобігає видаленню шкідливих речовин в робочу зону;

- оснащення обладнання засобами колективного захисту працюючих від дії небезпечних і шкідливих виробничих факторів;
- заміна складних багатостадійних процесів чи шкідливого фактора більш безпечними і простими, шляхом усунення побічних та небезпечних операцій. перехід від періодичного процесу до безперервного;
- використання систем безперервного контролю і управління технологічними процесами;

Захист та засоби щодо колективного та індивідуального захисту працюючих.

Засіб захисту на виробництві - засіб, застосування якого включає або знижує дію на одного або декількох працюючих небезпечних або шкідливих виробничих факторів. Засіб колективного захисту призначений для одночасного захисту двох і більше працівників.

Засіб індивідуального захисту призначений для захисту одного працівника.

Безпечна відстань - найменша допустима відстань між працівником і джерелом небезпеки, необхідна для забезпечення безпеки працюючого.

Небезпечна зона - простір, в якому можлива для працівника небезпечного або шкідливого виробничого фактора, який існує на виробничому місці, за його межами або з'являється через певний період роботи машини, обладнання, механізмів. Розмір небезпечних зон залежить від виду, характеру дії, властивостей та характеристик небезпечних факторів. Небезпечні зони бувають постійними і змішаними (зона роботи підйомного крану, екскаватора, навантажувачів). В окремих випадках небезпечна зона може мати чітко визначені межі (переміщення складу хімічних речовин, резервуар) або змінюватись залежно від інших умов і факторів. При зменшенні температури повітря тіло людини втрачає тепло, як наслідок - різні захворювання. Переохолодженню сприяє надмірна вологість і швидкість повітря понад 0,56-0,8 м/с.

## 5.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях.

Під стійкістю роботи промислового підприємства розуміють здатність його у надзвичайних ситуаціях випускати продукцію в запланованому об'ємі та номенклатурі, а при отриманні пошкоджень, руйнувань або порушенні зв'язків по кооперації, відновлювати виробництво в мінімальні терміни. Це розуміння стійкості поширюється у тому числі на підприємства харчової та переробної промисловості.

Стійкість підприємств харчової промисловості в умовах НС є особливо важливою, оскільки забезпечення населення продуктами харчування має здійснюватися навіть після виникнення масштабних надзвичайних ситуацій. У той же час як сировина так і готова продукція харчових підприємств має властивість швидко псуватися, що значно ускладнює забезпечення стійкості, зокрема технологічної.

Дослідження стійкості роботи підприємства – це всебічне вивчення обстановки, яка може скластися під час надзвичайної ситуації та визначення її впливу на виробничу діяльність підприємства. Мета дослідження полягає в тому, щоб виявити слабкі місця в роботі об'єкта та виробити найбільш ефективні пропозиції, спрямовані на підвищення його стійкості.

Дослідження стійкості роботи підприємства проводиться силами інженерно-технічного персоналу із залученням спеціалістів науково-дослідних та проектних організацій. Організатором та керівником досліджень є керівник підприємства.

Увесь процес планування і проведення досліджень поділяється на три етапи:

I етап — підготовчий;

II етап — оцінка стійкості роботи об'єкта;

III етап — розроблення заходів, які підвищують стійкість роботи підприємства в умовах надзвичайної ситуації.

На першому етапі розробляються керівні документи, які визначають склад учасників досліджень та організовується їх підготовка.

Основними документами для організації досліджень стійкості роботи об'єкта є: наказ керівника підприємства, щодо проведення дослідження; календарний план основних заходів з підготовки до проведення досліджень; план проведення досліджень.

Наказ керівника підприємства розробляється на підставі вказівок старшого начальника з урахуванням умов пов'язаних з виробничою діяльністю об'єкта. В наказі вказується: мета і завдання дослідження; терміни проведення робіт; склад учасників досліджень; склад і завдання дослідницьких груп; строки готовності облікової документації.

Календарний план основних заходів з підготовки до проведення досліджень визначає: основні заходи; терміни їх виконання; відповідних виконавців; сили та засоби, які залучаються для виконання завдань.

План проведення досліджень є основним документом, який визначає зміст роботи керівника дослідження і груп головних спеціалістів. В плані вказується: тема дослідження; мета дослідження; тривалість дослідження; склад дослідницьких груп та зміст їх роботи; порядок проведення дослідження. Термін дослідження встановлюється залежно від обсягу роботи та підготовки учасників і може тривати 2 – 3 місяці. Залежно від складу основних виробничо-технічних служб на об'єкті створюються дослідницькі групи. Їх кількість і чисельність залежить від обсягу вирішуваних завдань та специфіки виробництва.

На підготовчому етапі з керівниками груп проводиться спеціальне заняття, на якому керівник підприємства доводить до виконавців план роботи, завдання кожної групи та визначає терміни дослідження.

На другому етапі проводиться безпосереднє дослідження стійкості роботи об'єкта. В ході дослідження визначаються умови захисту робітників та службовців від уражаючих факторів, проводиться оцінка уразливості виробничого комплексу від різних уражаючих факторів, оцінюється характер можливих пошкоджень від вторинних уражаючих факторів, вивчається стійкість

роботи системи забезпечення та кооперативних зв'язків з іншими об'єктами, з'ясовуються вразливі місця в системі управління, виробництвом.

Кожна група оцінює стійкість відповідних елементів виробничого комплексу та робить необхідні розрахунки.

Штаб Цивільного захисту ОГД в цей період оцінює загальний стан ІДО і визначає заходи для забезпечення захисту робітників і службовців. Для цієї роботи притягається ряд начальників служб, які виконують відповідні функції. Служба оповіщення і зв'язку вивчає і оцінює стійкість зв'язку з органами ЦЗ, виробничими підрозділами і формуваннями ЦЗ. Оцінює надійність системи зв'язку і оповіщення, повноту обладнання пунктів управління. Служба сховищ і укриттів оцінює інженерний захист робітників і службовців, правильність експлуатації сховищ і укриттів, готовність їх до використання за прямим призначенням. Розраховує час на оповіщення робітників і службовців, збір і укриття їх в захисних спорудах.

Служба радіаційного та хімічного захисту оцінює можливості роботи об'єкта в умовах радіації і дає пропозиції щодо захисту робітників і службовців від радіоактивного зараження, визначає типові режими радіаційного захисту людей, розробляє графік робочих змін для проведення РіНР. Аналізує забезпеченість робітників і службовців засобами індивідуального захисту, умови зберігання і порядок їх видачі. Готує пропозиції щодо організації і ведення радіаційної і хімічної розвідки, організації санітарної обробки людей, знезараження одягу, транспорту, техніки і споруд.

Медична служба розробляє заходи щодо організації медичного обслуговування робітників та службовців на об'єкті і в заміській зоні, а також при проведенні РіНР. Визначає сили і засоби для надання першої медичної допомоги потерпілим. Виробляє рекомендації з організації дозиметричного контролю при перебуванні людей у зоні радіоактивного забруднення і рекомендації з захисту продуктів харчування і джерел водопостачання.

Служба охорони громадського порядку розробляє заходи з підсилення пропускового режиму, охороні матеріальних цінностей, забезпечення громадського порядку.

На третьому етапі підводяться підсумки проведених досліджень. Групи спеціалістів за підсумками досліджень готують підсумки і пропозиції з захисту робітників та службовців і підвищенню стійкості елементів виробництва, які досліджуються.

Група комплексних досліджень на основі доповідей інших груп складає загальний план, в якому визначаються: можливості щодо захисту робітників і службовців в ЗС; загальна оцінка стійкості об'єкта, найбільш слабкі (вразливі) ділянки виробництва; практичні заходи, терміни та обсяги робіт, які виконуються при повсякденній діяльності та при загрозі АС; порядок та приблизні строки відновлюваних робіт при різних ступенях руйнування. За результатами досліджень розробляються плани, в яких визначаються відповідні заходи, необхідні кошти на їх проведення, терміни і відповідальні особи за їх виконання.

Правильність проведених розрахунків та реальність пропозицій і рекомендацій перевіряються на спеціальних навчаннях під керівництвом начальника ЦЗ об'єкта. Завчасно плануються і проводяться, в основному, заходи які потребують значних матеріальних витрат та часу на їх виконання. Економічна ефективність цих заходів може бути досягнута при їх коригуванні з завданнями щодо безаварійної-роботи об'єкта, поліпшення умов праці, удосконаленню виробничого процесу, реконструкції виробництва і таке інше.

## ВИСНОВКИ

На основі аналізу шляхів підвищення коефіцієнту теплопередачі прийняли рішення, що для інтенсифікації теплообміну в кожухотрубному теплообміннику доцільно використати статичні спіральні вставки.

Провели теоретичні дослідження залежності критерію Рейнольдса від кроку спіралі статичної вставки. Встановили, що при відсутності спіральної вставки число Рейнольдса становить 7600 а при використанні спіральної вставки із кроком 1 см – 15300.

З метою інтенсифікації теплообміну вставку із кроком спіралі 5 см. При її підборі виходили із того, що при використанні вставки із таким кроком критерій Рейнольдса становить 13000, що відповідає інтенсивному турбулентному режиму руху молока в трубках. У той же час гідравлічний опір теплообмінного апарату складає  $18,7 \cdot 10^5$  Па, що є достатньо великим значенням але все ще прийнятним.

Виконали моделювання руху молока в трубках кожухотрубного теплообмінника при застосуванні статичних спіральних вставок, яке дозволило встановити, що турбулізація потоку відбувається не лише в результаті збільшення швидкості руху молока а і внаслідок закручування потоку під дією вигнутої поверхні вставки.

В результаті теплового розрахунку встановили, що необхідна площа теплообмінної поверхні становить  $113 \text{ м}^2$  (при розрахунковій площі  $98,01 \text{ м}^2$ ), загальна, кількість трубок 240, довжина трубок 6 м, діаметр трубок 0,025 м, діаметр кожуха теплообмінника 0,6 м.

Конструктивний розрахунок дозволив підібрати фланці для молока та води, опори теплообмінника та визначилися із розміщенням трубок в середині кожуха.



## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мірошник, В. О. Пастеризатор як об'єкт керування за каналами нагрівання і охолодження молока. / В. О. Мірошник, Т. І. Лендел // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2017. Вип. 261. – С. 79-88.
2. Брусиловский Л.П. Автоматизация технологических процессов в молочной промышленности / Л.П. Брусиловский, А.Я. Вайнберг. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 344 с.
3. Кук Г.А. Пастеризация молока/ Г. А. Кук. – М.: Пищепромиздат, 1951. – 240 с.
4. Храмцов А.Г. Промышленная переработка вторичного молочного сырья / А.Г. Храмцов, С.В. Василин – М.: ДеЛи принт, 2003. – 100 с.
5. Israelachvili J. N. Intermolecular and Surface Forces (Third Edition) / J. N. Israelachvili. – Santa Barbara: University of California, 2011. – 467 P.
6. Мачихин Ю.А., Мачихин С.А. Инженерная реология пищевых материалов. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1981. – 216 с.
7. Горбатов А.В. Реология мясных и молочных продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 384 с.
8. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений. М., Л.: Госиздат технико-теоретической литературы – 420 с.
9. Єресько Г.О. Технологічне обладнання молочних виробництв. | Єресько Г.О., Шинкарик М.М., Ворощук В.Я.-Ц.:ЦНЛ "Інкос", 2007. – 344с.
10. Быков В.В., Быков В.П. Исследовательское проектирование в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2011. – 256 с.
11. Сеньо П.С. Теорія ймовірностей та математична статистика: підручник. / П.С. Сеньо – К.: Знання, 2007. – 556с.

12. Кармелюк Г. І. Теорія ймовірностей та математична статистика: посібник з розв'язування задач. / Г. І. Кармелюк – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 576с.
13. Антипов С.Т. Учень XXI століття «Машини і апарати харчових виробництв» - М. «Висша школа», 2001 г.
14. Барабаншиков Н.В. «Молочное дело», - М. «Колос» 1983 г.
15. Бредихин С.А., Космодемгенский Ю. В., Юрин В.Н. «Технология и техника переработки молока» - М. «Колос» 2003 г.
16. Гальперин Д. М. «Оборудование молочных предприятий, монтаж, накладка, ремонт» - М. «Агропромиздат» 1990 г.
17. Власенко В.В. «Технологія виробництва і переробки молока і молочних продуктів» - В. 2000г.
18. Гончаров Н.Н. Справочник механика молочной промышленности – М. 1959 г.
19. Дилажен З.Х. «Молочное дело» -М. «Колос» 1979 г. Цивільна оборона та цивільний захист: Підручник. — 2-ге вид., перероб. Затверджено МОН / Стеблюк М.І. — К., 2010. — 487 с.
20. Васійчук В.О. Основи цивільного захисту. Навч. посібник / В.О. Васійчук, В.Є Гончарук, С.І. Качан, С.М. Мохняк. - Львів: Видавництво НУ "ЛП", 2010. - 417с.