

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії

Кафедра Машинобудування та прикладної механіки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
до магістерської роботи

освітньо-кваліфікаційного рівня *магістр*

спеціальності *133 галузеве машинобудування*

на тему «Розрахунок та проектування двотрубного теплообмінника»

Виконав: студент групи ГМ-20дм

Лосев А.В.  
(прізвище, та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Керівник Сергієнко О.В.  
(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Завідувач кафедри Соколов В.І.  
(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сєвєродонецьк – 2021



## РЕФЕРАТ

Магістерська робота за темою «Розрахунок та проектування двотрубного теплообмінника»: 89 с., 7 табл., 34 рис., 57 джерел.

ДВОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, КОНСТРУКЦІЯ, ТЕПЛОНОСІЙ,  
КОРЕЛЯЦІЙНИЙ АНАЛІЗ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ,  
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Об'єкт дослідження – процес проектування двотрубного теплообмінника.

Предмет дослідження – двотрубний теплообмінник.

Мета магістерської роботи полягає в удосконаленні конструкції двотрубних теплообмінників для підвищення їх ефективності.

Методи дослідження – фізичне та математичне моделювання, кореляційний аналіз, аналітичні методи розрахунку параметрів моделей, методи вирішення винахідницьких завдань.. Достовірність результатів визначена на основі комп'ютерних та експериментальних досліджень на комп'ютерних моделях і лабораторних установках із застосуванням статистичних методів обробки даних.

У першому розділі проведено аналіз існуючих конструкцій двотрубних теплообмінників та методів інтенсифікації їх роботи.

У другому розділі проведено експериментальне визначення вхідних температурних ефектів теплоносіїв.

У третьому розділі виконано моделювання структури потоків теплоносіїв у двотрубному теплообміннику.

У четвертому розділі розглянуто нові конструкції двотрубних теплообмінників та пристрої для очищення міжтрубного простору.

В останньому розділі наведено вимоги щодо охорони праці та техніки безпеки при проведенні науково-дослідних робіт.

## ЗМІСТ

	Стор.
СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ.....	6
ВСТУП.....	7
1 СТАН ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1 Призначення та конструкція двотрубних теплообмінників.....	9
1.2 Методи інтенсифікації роботи двотрубних теплообмінників.....	14
1.3 Моделі структури потоків.....	17
1.4 Мета та завдання дослідження.....	25
2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВХІДНИХ ТЕМПЕРАТУР- НИХ ЕФЕКТІВ ТЕПЛОНОСІЇВ.....	26
2.1 Експериментальна установка та методика проведення експерименту.....	26
2.2 Моделювання експериментальних даних методом кореляційного аналізу.....	28
3 МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКІВ ТЕПЛОНОСІЇВ У ДВОТРУБНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ.....	39
3.1 Дослідження впливу структури потоків на параметри двотрубного теплообмінника.....	39
3.2 Утилізація тепла вологого повітря на виході із сушарок у двотрубному теплообміннику.....	44
3.3 Вплив обладнання на ефективність роботи двотрубного теплообмінника .....	57
4 НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ДВОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ І ПРИСТРОЇ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ МІЖТРУБНОГО ПРОСТОРУ.....	61
4.1 Періодичне очищення двотрубних теплообмінників.....	61
4.2 Конструкції двотрубних теплообмінників з інтенсифікаторами...	69
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ РОБІТ.....	76

5.1 Загальні заходи щодо безпеки життєдіяльності.....	76
5.2 Вимоги охорони праці перед початком роботи.....	77
5.3 Вимоги охорони праці під час роботи.....	79
5.4 Вимоги охорони праці після закінчення роботи.....	81
5.5 Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях.....	81
ВИСНОВКИ.....	83
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	84

## СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

$a_x, a_g$  – температурний коефіцієнт в'язкості холодного та гарячого теплоносіїв,  $K^{-1}$ ;

$a_{lx}, a_{lg}$  – поздовжня температуропровідність холодного та гарячого теплоносіїв;

$b_a$  – товщина абразивного кільця, мм;

$C_n, C_e, C_l$  – концентрація речовини в потоці початкова, на вході та в будь-якій точці апарату відповідно, моль/ $m^3$ ;

$C_k, C_k^r$  – концентрація речовини на виході задана та розрахункова відповідно, моль/ $m^3$ ;

$c_{px}, c_{pg}$  – питома теплоємність холодного та гарячого теплоносіїв, Дж/(кг К);

$c_{pk}$  – питома теплоємність киплячого теплоносія, Дж/(кг К);

$D$  – коефіцієнт молекулярної дифузії;

$D_l$  – коефіцієнт поздовжнього перемішування;

$D_n, D_e$  – зовнішній діаметр зовнішньої та внутрішньої труби, м;

$D_k$  – зовнішній діаметр абразивних кілець, м;

$D_n$  – частка насиченої пари в киплячій рідині;

$d_1, d_2$  – внутрішній діаметр верхньої та нижньої частин коліна, м;

$d_{eg}$  – еквівалентний діаметр міжтрубного простору, м;

$d_n, d_e$  – внутрішній діаметр зовнішньої та внутрішньої труби, м;

$d_{cm}$  – діаметр струни, м;

$d_T$  – діаметр гумової трубки, м;

$F_r$  – розрахункова поверхня теплопередачі,  $m^2$ ;

$F_p, F_T$  – розрахунковий та табличний критерії Фішера;

$F_o$  – площа поверхні труби з оребрінням,  $m^2$ .

## ВСТУП

У хімічній, нафтохімічній, нафтопереробній, машинобудівній, атомній, харчовій та інших суміжних галузях промисловості проведення багатьох технологічних процесів пов'язане з необхідністю підведення чи відведення теплової енергії. Реалізуються ці процеси у теплообмінних апаратах.

При невеликих теплових навантаженнях і витратах теплоносіїв особливо актуальним є застосування двотрубних теплообмінників. Вони можуть використовуватись у процесах, що супроводжуються частковим кипінням або конденсацією теплоносія. Також їх застосовують для газоподібних та рідких середовищ при високому тиску. Двотрубні теплообмінники характеризуються невеликим гідравлічним опором, і, отже, вищими швидкостями руху теплоносіїв (до 3 м/с), що забезпечує вищі коефіцієнти тепловіддачі. Особливою перевагою є різноманітність компоновок двотрубних теплообмінників, що дає можливість швидкого збирання з типових елементів на місці монтажу та встановлення додаткових секцій.

У роботах за способами інтенсифікації теплообмінних процесів у двотрубних теплообмінниках проведено численні дослідження з очищення теплопередаючих поверхонь від забруднень та відкладень, але при цьому практично не досліджено реальну структуру потоків теплоносіїв, яка відрізняється від загальноприйнятої моделі ідеального витіснення.

Існуючий до нашого часу підхід до проектування та розрахунку масообмінних апаратів і хімічних ректорів передбачає опис структури потоків виходячи з експериментально отриманих кривих відгуку. Недоліком використовуваних моделей, крім складності експериментального визначення самої кривої відгуку, є дискретний опис концентраційного (або температурного) фону зі стрибками концентрації (або температури) на межі переходу від однієї ланки до іншої. Останній недолік нівелюється в дифузній моделі структури потоку, в якій стрибок концентрації є тільки на вході. Ця модель описується

диференціальним рівнянням другого порядку і також пов'язана з необхідністю визначення числа  $Pe_\ell$  дифузійного по дисперсії кривої відгуку  $Pe_\ell = Pe_\ell (\sigma^2)$ .

У 1979 році І. А. Гільденблатом і в 2009 році В. Н. Бобильовим були спроби описати температурний профіль в об'єктах при моделюванні теплових процесів за дифузійною моделлю, в якій критерій Пекле залишався дифузійним. Врахування впливу реальної структури потоків теплоносіїв на питому теплову потужність, площу теплопередачі та довжину теплообмінника може підвищити точність розрахунку та проектування двотрубних теплообмінників.

У зв'язку з цим тема магістерської дисертації, яка направлена на удосконалення конструкції двотрубних теплообмінників з метою підвищення їх ефективності є актуальною.



## 1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Призначення та конструкція двотрубних теплообмінників

Двотрубні теплообмінники застосовують при невеликих теплових навантаженнях, коли витрати теплоносіїв невеликі. Вони можуть використовуватися в процесах із частковою зміною агрегатного стану теплоносіїв [1]. Наприклад, їх застосовують при виробництві метанолу та аміаку як конденсатори. Двотрубний теплообмінник складається з двох концентрично розташованих труб: труба меншого діаметра вставлена в трубу більшого діаметра (рис. 1.1).

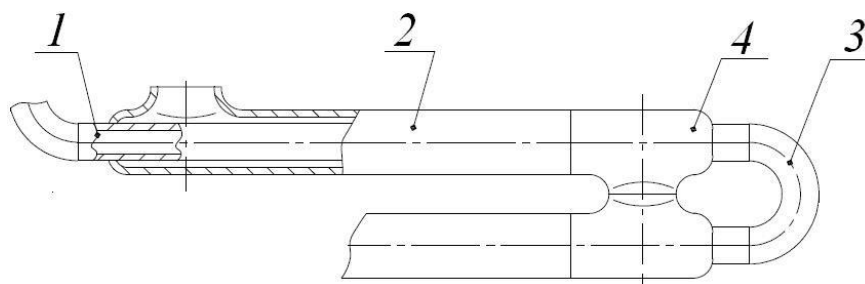


Рисунок 1.1 – Нерозбірний двотрубний теплообмінник із приварними двійниками:

- 1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – сполучне коліно (двійник);  
4 – патрубок (трійник)

По внутрішній трубі 1 рухається один теплоносій, а інший - по кільцевому зазору між внутрішньою 1 і 2 зовнішньої трубами. За допомогою двійника 3 з'єднуються внутрішні труби 1, а зовнішні – за допомогою з'єднувальних патрубків (трійників) 4. Для виконання умов обмеження перепаду тиску по кожному потоку та застосування поняття середньої різниці температур секції двотрубного теплообмінника можуть бути з'єднані паралельно або послідовно [1]. Двотрубні теплообмінники виготовляються з площею поверхні теплообміну від 0,5 до 93 м<sup>2</sup> і знаходять широке застосування в різних галузях промисловості при температурі робочого середовища від -30 до 400 °С і тиску 1,6÷10 МПа.

Довжина теплообмінних труб зазвичай становить  $3\div 6$  м, діаметр –  $25\div 159$  мм, а діаметр зовнішньої труби –  $57\div 219$  мм [2–5].

Класифікують двотрубні теплообмінники за принципом збирання та за кількістю потоків теплоносіїв (рис. 1.2).

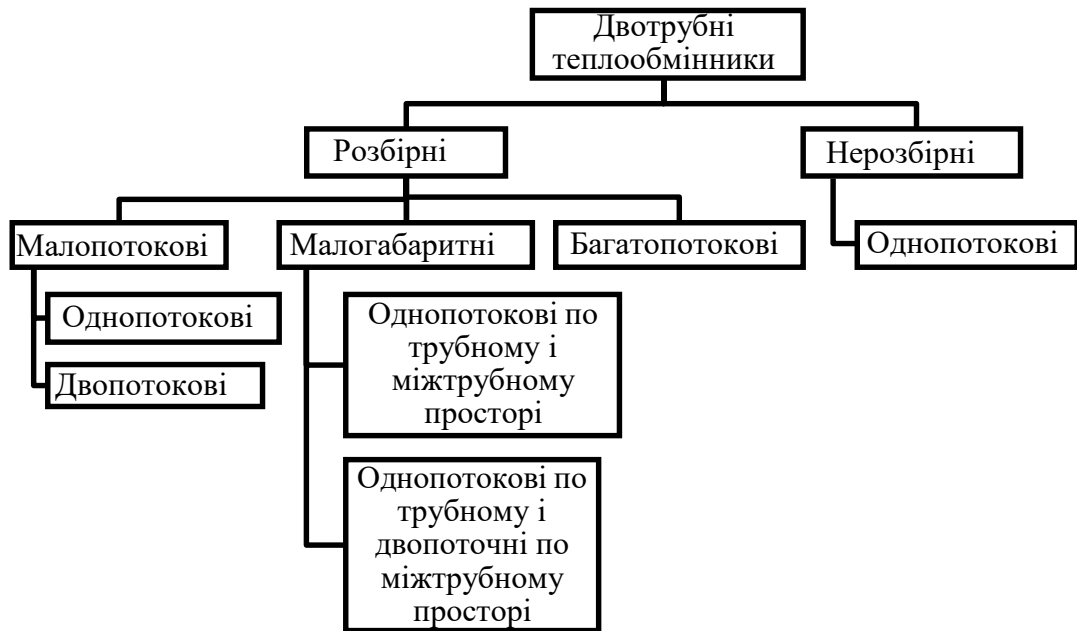


Рисунок 1.2 – Класифікація двотрубних теплообмінників

Нерозбірні двотрубні теплообмінники (рис. 1.1) є жорсткою конструкцією (виготовляють шляхом зварювання труб), тому їх не використовують за різниці температур теплоносіїв більше 70 градусів. Двотрубні теплообмінники можуть бути двох типів: з приварними (рис. 1.1) та знімними (рис. 1.3) двійниками [4, 5].

Очищення таких теплообмінників викликає багато труднощів, особливо це стосується теплообмінників з приварними двійниками. Теплообмінники зі знімними двійниками більш придатні для очищення внутрішньої теплообмінної труби але також залишається відкритим питання очищення міжтрубного простору. Тому термін служби таких теплообмінників недовгий.

Головною особливістю розбірних двотрубних теплообмінників є можливість регулярного механічного очищення як внутрішньої поверхні теплообмінної труби, так і зовнішньої. Також у розбірних конструкціях забезпечується компенсація деформацій теплообмінних труб, а можливість

температурного подовження кожухових труб обмежена, тому в міжтрубному просторі перепад температур теплоносія на вході та виході не повинен перевищувати 150 °С. Розбірні двотрубні теплообмінники умовно можна поділити на три типи: малопотокові, малогабаритні та багатопотокові.

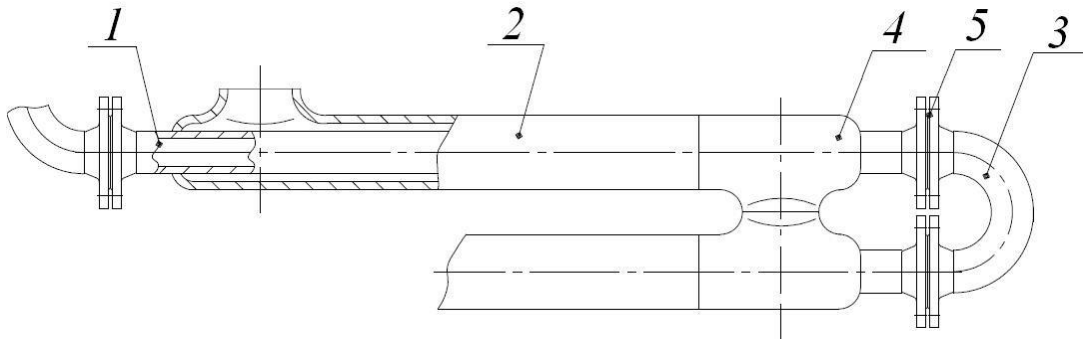


Рисунок 1.3 – Нерозбірний двотрубний теплообмінник зі знімними двійниками:

- 1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – сполучне коліно (двійник);  
4 – патрубок (трійник); 5 – фланцеве з'єднання

Малопотокові двотрубні теплообмінники застосовують за відносно малих витрат теплоносіїв (для рідких середовищ: від 0,1 до 15 т/год у трубному просторі та від 0,4 до 30 т/год – у міжтрубному [6]). В основному малопотокові теплообмінні апарати застосовують у лабораторних та пілотних установках, а також досить часто використовують для підігріву мазуту та охолодження мастила. До малопотокових відносяться однопотокові та двопотокові теплообмінники. Однопотоковий розбірний теплообмінник представлений на рис. 1.4.

Такі теплообмінники призначені для роботи із забрудненими та схильними до утворення відкладень робочими середовищами, оскільки труби кріпляться у трубних решітках та герметизуються за допомогою сальникових ущільнень, що дозволяє без особливих складнощів здійснювати розбирання, чищення та ремонт. Тому сфера їх застосування досить широка, особливо в різних очисних установках [5].

Допускається також виконання апарату двопотоковим міжтрубним простором, наприклад, коли процес теплообміну йде з випаровуванням або конденсацією зовнішнього теплоносія (паровий підігрівач). Двопотоковий теплообмінник має дві розподільні камери, а в кришці розміщені два сполучні коліна. Головною відмінністю від однопотокових теплообмінників за інших рівних умов є збільшення поверхні теплообміну та прохідного перерізу для теплоносіїв у два рази (рис. 1.5).

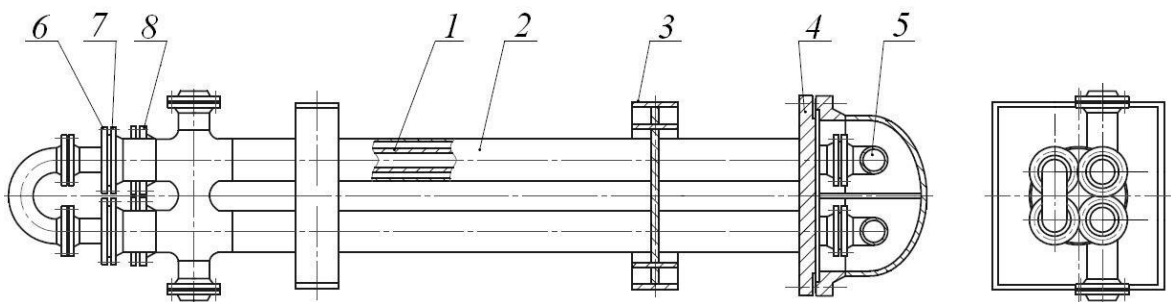


Рисунок 1.4 – Розбірний двотрубний однопотоковий теплообмінник:

1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – опора; 4 – ґрати зовнішніх труб; 5 – розподільна камера; 6 – ґрати внутрішніх труб; 7, 8 – фланці

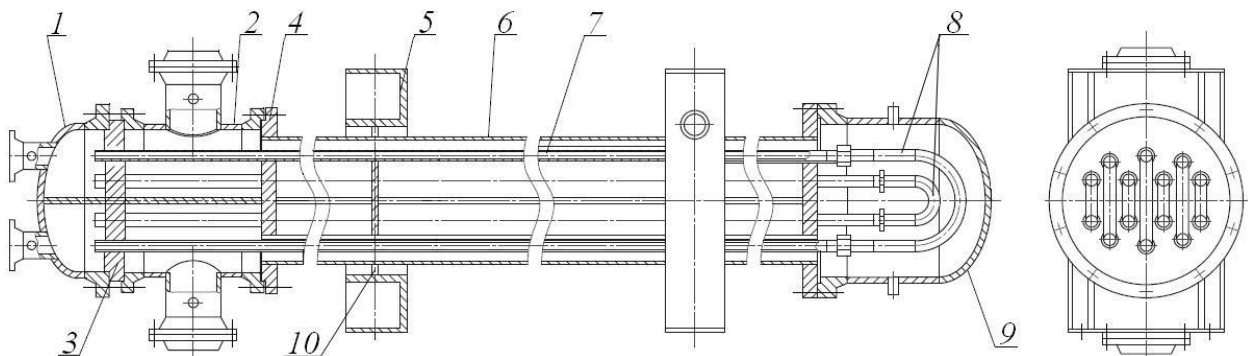


Рисунок 1.5 – Двопотоковий розбірний двотрубний теплообмінник:

1, 2 – розподільні камери; 3 – ґрати теплообмінних труб; 4 – ґрати кожухових труб; 5 – опора; 6 – кожухові труби; 7 – теплообмінні труби; 8 – сполучне коліно; 9 – поворотна камера; 10 – пластина

На відміну від малопотокових теплообмінників розбірні багатопотокові теплообмінники призначені для великих витрат теплоносіїв (для рідких

середовищ: від 10 до 200 т/год у трубному просторі та від 10 до 300 т/год у міжтрубному [6]). В основному вони застосовуються для здійснення конвективного теплообміну в робочих середовищах: рідина – рідина, газ – газ, рідина – газ.

Багатопотокові теплообмінники (рис. 1.6) застосовуються для реалізації процесів теплообміну з частковим випаровуванням або конденсацією теплоносіїв.

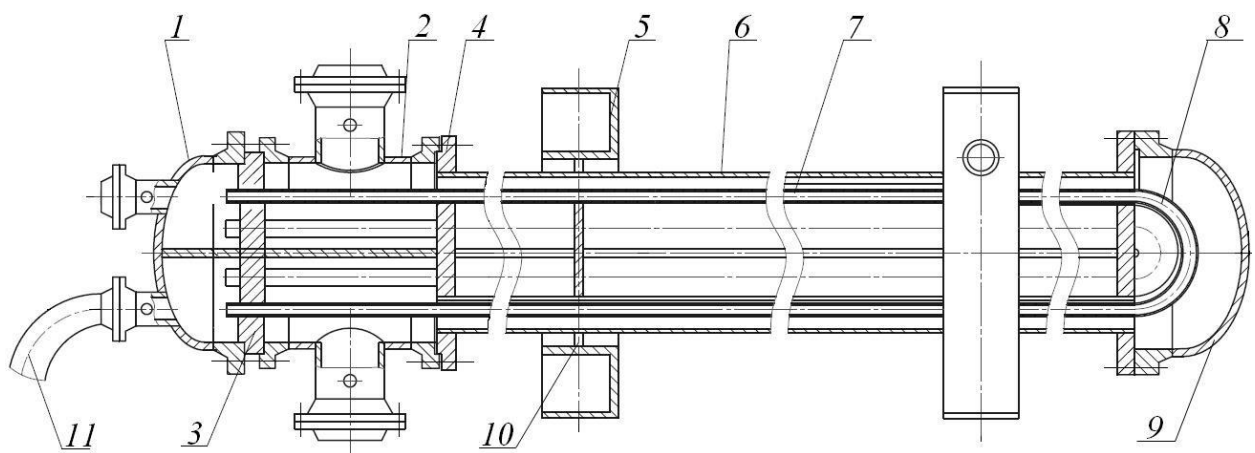


Рисунок 1.6 – Багатопотоковий розбірний двотрубний теплообмінник із привареними двійниками:

1, 2 – розподільні камери; 3 – ґрати теплообмінних труб; 4 – ґрати кожухових труб; 5 – опора; 6 – кожухові труби; 7 – теплообмінні труби; 8 – сполучне коліно; 9 – поворотна камера; 10 – пластина; 11 – відведення до нижнього апарату

Також необхідно зазначити, що у випадках, коли середня різниця температур теплоносіїв більше  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  або потрібне обов'язкове очищення кільцевого простору, рекомендується застосовувати двотрубні теплообмінники з компенсуючими пристроями. Одним із найпоширеніших є компенсуючий пристрій у вигляді герметичного ущільнення за допомогою сальникового набивання кільцевої щілини між зовнішньою та внутрішньою трубами [4].

## 1.2 Методи інтенсифікації роботи двотрубних теплообмінників

Для зменшення габаритів двотрубних теплообмінників та підвищення ефективності їх роботи відомі різні методи інтенсифікації теплообміну.

Основним для інтенсифікації теплообмінних процесів є підвищення коефіцієнта теплопередачі, який залежить від коефіцієнтів тепловіддачі теплоносіїв [7]. Сьогодні відомо безліч теплоносіїв, різноманітних за своїми фізико-хімічними властивостями та відмінними за показниками коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , наприклад, з боку води  $\alpha=2000\div 7000$  Вт/(м<sup>2</sup>•К), з боку органічних рідин  $\alpha=100\div 600$  Вт/(м<sup>2</sup>•К), а з боку димових газів  $\alpha<50$  Вт/(м<sup>2</sup>•К). Отже, інтенсифікація теплопередачі повинна здійснюватися з боку теплоносія, що має мале значення коефіцієнта тепловіддачі, особливо актуально для газових теплоносіїв. Якщо теплоносії мають близькі за величиною коефіцієнти тепловіддачі, то інтенсифікація тепловіддачі може здійснюватися з обох сторін теплообміну. Але при інтенсифікації теплообміну виникає і складність – це збільшення гідравлічного опору, для подолання якого потрібні певні витрати енергії.

Відомі на сьогоднішній день методи та способи інтенсифікації переважно орієнтовані на теплоносії з високим значенням критерію Рейнольдса [8 – 14]. Питання інтенсифікації теплообміну при ламінарному перебігу мало досліджено, незважаючи на те, що робоче середовище, переміщуючись у пристінному шарі, може досить ефективно переносити теплоту [15, 16].

Методи інтенсифікації теплообмінних процесів можна класифікувати на дві великі групи: активні та пасивні (рис. 1.7).

До активних відносяться методи, в основі яких лежить механічна або фізична дія, що чиниться на теплопередавальну поверхню або робоче середовище. Пасивні методи реалізуються при впливі на потік теплоносія різною формою поверхні теплообміну [17, 18].

Особливий інтерес у рамках цієї роботи становлять такі методи: запобігання утворенню відкладень на теплопередаючій поверхні та її очищення в міжтрубному просторі двотрубних теплообмінників; ребра поверхні теплообміну.



Рисунок 1.7 – Класифікація методів інтенсифікації теплообміну

Для інтенсифікації теплообміну у міжтрубному просторі двотрубних теплообмінників широко застосовуються ребристі та ошиповані теплообмінні труби, що відрізняються за своїм призначенням (табл. 1.1).

В області роботи з високов'язкими рідинами ошиповані теплообмінні труби мають перевагу порівняно з оребреними трубами за рахунок меншого гідравлічного опору та меншої схильності до утворення відкладень на поверхні [5].

Таблиця 1.1 – Призначення ребристих та ошипованих труб у двотрубних теплообмінниках

Інтенсифікатор	Теплоносій	Робоча температура
Сталеві труби з поздовжніми ребрами	Гази В'язкі рідини	> 150 °С
Алюмінієві труби з поздовжніми ребрами	Гази В'язкі рідини	< 150 °С
Ошиповані сталеві труби	Високов'язкі рідини (мазут, гудрон та інші важкі нафтопродукти)	—

Сьогодні відомо велике різноманіття типів ребра. Обрібнення теплообмінних труб ефективно до тих пір, поки виконується співвідношення:

$$\alpha_1 F_1 = \alpha_2 F_2, \quad (1.1)$$

де  $F_1$  та  $F_2$  – площі поверхонь теплообміну з боку теплоносіїв.

Вітчизняними та зарубіжними дослідниками накопичено великий досвід вивчення механізму утворення відкладень [12, 19–21]. До найвидатніших вчених у цій галузі слід віднести С.С. Кутателадзе, Д.К. Керна, Р.Є. Сітона, А.П. Ваткінсон, Г.Х. Гільмора. Особливо цікаві наукові праці Дахіна О.Х., присвячені дослідженню кінетики утворення різноманітних відкладень на теплообмінних поверхнях та їх впливу на параметри роботи теплообмінників [22-25].

Багато досліджень присвячено проблемі забруднення теплообмінних поверхонь, основною причиною яких є недосконалість відомих конструкцій теплообмінних апаратів [21, 26]. В галузі вирішення даної проблеми особливо хочеться відзначити ідею теплообмінника, що самоочищається, запропоновану Михайловим Г.М., Тябіним Н.В. та Ревої Л.С. [27-29]. Висока ефективність теплообміну у цьому теплообміннику досягається за рахунок застосування зернистого матеріалу та безперервного очищення теплообмінних поверхонь у



процесі експлуатації. Питання боротьби з відкладеннями на теплообмінних поверхнях є актуальним і сьогодні. Відомі методи очищення класифікують на чотири типи: хімічні, механічні, гідродинамічні [30] та фізичні [31, 32]. В даний час досить активно ведуться розробки та впровадження нових методів та способів очищення теплообмінних апаратів [33, 34].

### 1.3 Моделі структури потоків

В даний час вітчизняні та зарубіжні вчені досліджують структуру потоку в хімічних апаратах [35]. Видано низку робіт, у яких викладено основи хімічної кібернетики. У тому числі праці академіка В.В. Кафарова, О. Левеншпіля, С.С. Кутателадзе, роботи А.Ю. Закгейма, І.І. Іоффе, О.М. Плановського, Гільденבלата І.А., В.П. Захарова, К.С. Мінера, В.М. Бобильова, Є.А. Калініна, М.П. Циганкова [35 - 46].

До середини минулого століття в основі розрахунку гідромеханічних, теплових, масообмінних процесів та хімічних реакторів використовувалися моделі ідеального витіснення та ідеального перемішування. Перші вважають, що всі частинки потоку рухаються з постійною однаковою швидкістю і мають час перебування, що дорівнює середньому часу перебування в об'єкті, другі - що перемішування відбувається миттєво, тобто температурні (t) і концентраційні (C) процеси безградієнтні:

$$\frac{\partial t}{\partial x_{i=1,2,3}} = 0; \quad \frac{\partial C}{\partial x_{i=1,2,3}} = 0, \quad (1.2)$$

де x – координата напрямку руху потоку.

З середини минулого століття, коли почало розвиватися вчення про структуру потоків, з'явилися моделі, що описують розподіл часток за часом перебування в об'єкті та враховують відхилення реальних процесів від моделей ідеального витіснення та ідеального змішування [36, 37]. Це так звані коміркові,

дифузійні та комбіновані з послідовним і паралельним з'єднанням ланок ідеального витіснення та змішування.

Модель ідеального змішування. Дана модель заснована на принципі миттєвого розподілу потоку, що надходить в апарат, по всьому об'єму в результаті повного перемішування частинок. Концентрація речовини однакова у всіх точках апарату та на виході з нього в кожний момент часу [46, 47]. У диференціальному вигляді математичний опис моделі ідеального змішування має вигляд [47]:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{q_v}{V_v} (C_e - C_l), \quad (1.3)$$

де  $q_v$  – об'ємна витрата потоку;

$V_v$  – об'єм зони ідеального змішування, м<sup>3</sup>;

$C_e, C_l$  – концентрація речовини відповідно на вході та в будь-якій точці об'єму апарату, моль/м<sup>3</sup>.

Диференціальна  $C$ -крива для моделі ідеального змішування на імпульсне обурення, введене в апарат у початковий момент часу, має вигляд, представлений на рис. 1.8 [46, 48].

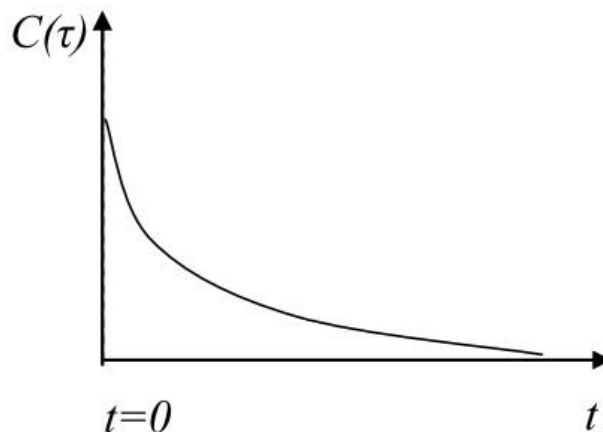


Рисунок 1.8 – Крива відгуку моделі ідеального змішування

Апарати змішування в першу чергу характеризуються часом перебування в апараті та ефективністю змішування.

Модель ідеального витіснення. Під ідеальним витісненням розуміється поршневий перебіг потоку при рівномірному розподілі концентрації речовини у напрямку, перпендикулярному до руху [47]. Час перебування всіх частинок є однаковим.

Математичний опис даної моделі представлено диференціальним рівнянням у приватних похідних, оскільки концентрація змінюється у часі та просторі [47, 48].

$$\frac{\partial C}{\partial t} = -v \frac{\partial C}{\partial x}, \quad (1.4)$$

де  $v$  - середня швидкість потоку, м / с.

На рис. 1.9 представлена крива відгуку моделі ідеального витіснення при імпульсному обуренні в початковий момент часу.

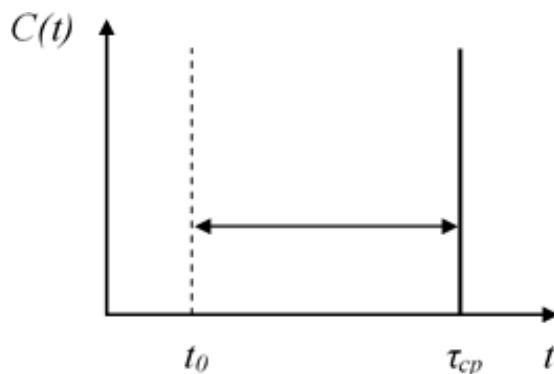


Рисунок 1.9 – Крива відгуку моделі ідеального витіснення

До переваг даної моделі можна віднести простоту розв'язання рівнянь математичного опису та допустимий ступінь відтворення реальної гідродинамічної ситуації [47]. На сьогоднішній день теплообмінні апарати зазвичай розраховують за моделлю ідеального витіснення [39 – 41].

Коміркова модель. Для трубчастих апаратів гідродинаміку потоків доцільніше представляти як коміркову модель [47].

Коміркові моделі можуть бути з рівним і нерівним об'ємом осередків ідеального змішування, тобто спираються на модель ідеального змішування і комбіновані моделі з послідовним і паралельним з'єднанням ланок ідеального витіснення та змішування.

Для визначення параметрів цих моделей – числа комірок ідеального змішування та числа ланок з послідовним та паралельним їх з'єднанням, частки об'ємів кожної ланки використовуються функції розподілу часу перебування.

Математичний опис коміркової моделі для кожної комірки змішування складається з  $n_n$  рівнянь:

$$\frac{1}{n_n} \frac{dC}{dt} = \frac{1}{\tau_N} (C_{i-1} - C_i), \quad (1.5)$$

де  $\tau_N$  - загальний час перебування потоку.

Зокрема після зняття кривих відгуку (графічної інтерпретації цих функцій на вхідний імпульсний (рис. 1.10), ступінчастий або гармонійний сигнали) визначається їхня дисперсія, тобто центральний момент другого порядку  $\sigma^2$  по ній.

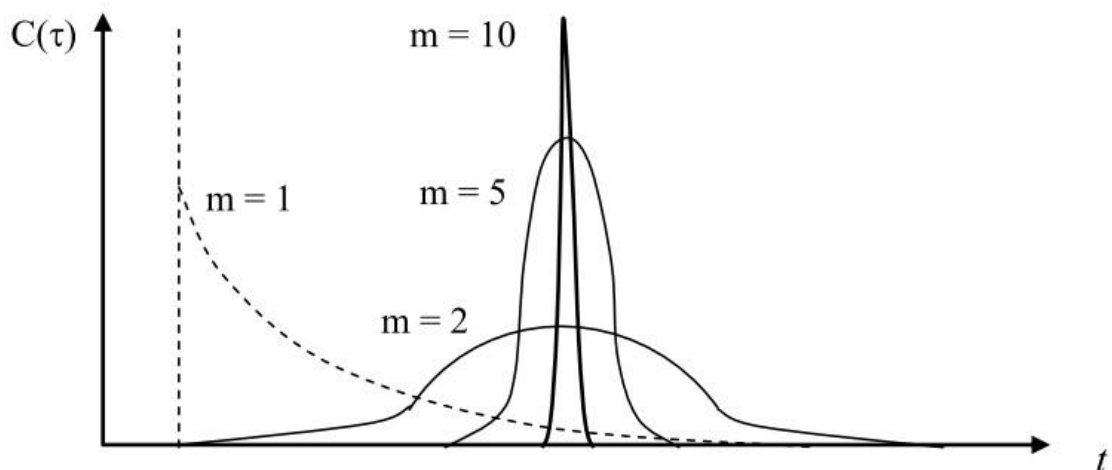


Рисунок 1.10 – Крива відгуку коміркової моделі

Недоліком цієї моделі, крім складності експериментального визначення кривої відгуку, є дискретний опис концентраційного фону (або температурного фону) зі стрибками концентрації (або температури) на межі переходу від однієї ланки до іншої (що насправді не має місця – функції концентрації або температур всередині об'єкта змінюються за об'ємом та довжиною без стрибків).

Останній недолік нівелюється у дифузійній моделі структури потоку. У ній стрибок концентрації має місце лише на вході.

Дифузійна модель. В основі дифузійної моделі лежить модель ідеального витіснення, що враховує дифузійне перемішування локальних струменів у потоці та наявність зворотних потоків за рахунок вихрової течії локальних струменів [48-53].

Однопараметрична дифузійна модель заснована на моделі ідеального витіснення з урахуванням зворотного перемішування. Параметром даної моделі є коефіцієнт поздовжнього перемішування  $D_\ell$ .

Дифузійна однопараметрична модель має наступний математичний опис:

$$\frac{dC}{dt} = -v \frac{dC}{dx} + D_\ell \frac{d^2C}{dx^2}. \quad (1.6)$$

Критерій Пекле  $Pe$  є характеристикою моделі:

$$\frac{1}{n_n} \frac{dC}{dt} = \frac{1}{\tau_N} (C_{i-1} - C_i), \quad (1.7)$$

де  $D_\ell = f[D, v(r), Re]$ .

Головна перевага цієї моделі – відтворюваність властивостей реального потоку при розрахунку апаратів із достатньою точністю. До переваг моделі також необхідно віднести її наочність та облік зворотного перемішування [36]. Недолік – утруднення зворотного перемішування в деяких точках апарата.

Двопараметрична дифузійна модель враховує перенесення речовини і в поздовжньому, і в поперечному напрямках [36, 37].

Двопараметрична модель описується рівнянням:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = -v \frac{\partial C}{\partial x} + D_\ell \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{D_R}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial C}{\partial R} \right). \quad (1.8)$$

Коефіцієнти поздовжнього та радіального перемішування можуть бути представлені у вигляді чисел Пекле:

$$Pe_\ell = \frac{v\ell}{D_\ell} \quad \text{або} \quad Pe_R = \frac{v\ell}{D_R}, \quad (1.9)$$

де  $\ell$  – визначальний лінійний розмір.

Ця модель набагато складніше однопараметричної моделі, оскільки описується диференціальним рівнянням другого порядку [36, 54]. Останнім часом цю модель використовують для опису теплообмінних процесів.

Наприклад, у статті [41] виявлено взаємозв'язок ефективності процесів теплоперенесення з гідродинамічною структурою рідких потоків у трубчастих апаратах та для оцінки режимних параметрів потоків використовували саме однопараметричну дифузійну модель [54, 55]. У цій моделі як визначальний параметр пропонується прийняти число Бонденштейна:

$$Bo = \frac{\ell^2 v}{VD_\ell}. \quad (1.10)$$

Як відомо, при  $Bo \rightarrow \infty$  гідродинамічна структура рідких потоків наближається до ідеального режиму витіснення [56], а при  $Bo \rightarrow 0$  формується режим, близький до ідеального змішування. Авторами [41] також виявлено

низьку ефективність теплообмінних процесів у циліндричному апараті порівняно з дифузором-конфузорним і пояснюють вони це тим, що структура потоків у трубному та міжтрубному просторі циліндричного теплообмінника типу "труба в трубі" близька до режиму ідеального витіснення, що небажано.

На підставі дифузійної моделі у Російському хіміко-технологічному університеті ім. Д.І. Менделєєва Бобильовим В.М. було запропоновано алгоритм розрахунку підігрівача, в якому має місце зворотне перемішування теплоносія [40]. Завдяки зворотному перемішуванню в початковому перерізі  $x = 0$  із перерізу з координатою  $x = dx$  привноситься рідина, нагріта внаслідок теплопередачі і вже має більш високу температуру. З цієї причини так само відбувається приплив нагрітої рідини з перерізу з координатою  $x = L$  у перетин з координатою  $x = L - dx$  [40, 57].

Слід зазначити, що у 1979 року І. А. Гильденблатом [44] й у 2009 року У. М. Бобильовим [40] було зроблено спроби описати температурний профіль в об'єктах при моделюванні теплових процесів за дифузійною моделлю, в якій критерій Пекле дифузійний:

$$Pe_\ell = \frac{v \cdot \ell}{D_\ell} \quad (1.11)$$

Але, на наш погляд, не слід число Пекле дифузійне прирівнювати до Пекле поздовжньої теплопровідності:

$$Pe_t = \frac{v \cdot \ell}{a_\ell}, \quad (1.12)$$

де  $a_\ell = \frac{\lambda_\ell}{c_p \rho}$  і  $\lambda_\ell$  - коефіцієнти відповідно поздовжньої температуро- та теплопровідності.

Дійсно в критеріальних рівняннях є Прандтль тепловий:

$$\text{Pr} = \frac{\mu}{\rho \cdot a}, \quad (1.13)$$

і є Шмідт або Прандтль дифузійний:

$$\text{Sc} = \text{Pr}_\ell = \frac{\mu}{\rho \cdot D_\ell} \quad (1.14)$$

Аналогічно є Нуссельт тепловий:

$$\text{Nu}_\ell = \frac{\alpha_\ell \cdot d}{\lambda_\ell} \quad (1.15)$$

і є Шервуд або Нуссельт дифузійний:

$$\text{Sh} = \text{Nu}_\ell = \frac{\beta \cdot d}{D_\ell}. \quad (1.16)$$

При проектуванні реакторів та масообмінних процесів натурального об'єкта немає. Тому на модельних апаратах отримують залежність критерію Пекле від Рейнольдса, а потім, знаючи число Пекле, варіюючи  $C_b$ , знаходять градієнт  $\left(\frac{dC}{dx}\right)_0$  у формулі граничної умови і знаходять із заданою точністю  $C_b$ , при якому на виході концентрація  $C_{kr}$  розрахункове стає рівною заданій  $C_k$ .



#### 1.4 Мета і завдання досліджень

Застосування двотрубних теплообмінників є особливо актуальним. Вони можуть використовуватись у процесах, що супроводжуються частковим кипінням або конденсацією теплоносія.

У роботах за способами інтенсифікації теплообмінних процесів у двотрубних теплообмінниках проведено численні дослідження з очищення теплопередаючих поверхонь від забруднень та відкладень, але при цьому практично не досліджено реальну структуру потоків теплоносіїв, яка відрізняється від загальноприйнятої моделі ідеального витіснення.

Крім того, існуючий до нашого часу підхід до проектування та розрахунку масообмінних апаратів передбачає опис структури потоків виходячи з експериментально отриманих кривих відгуку. Недоліком даних моделей є дискретний опис концентраційного (або температурного) фону зі стрибками концентрації (або температури) на межі переходу від однієї ланки до іншої.

У зв'язку з цим *мета роботи* полягає в розробці та експериментальному обґрунтуванні рішень, спрямованих на підвищення точності розрахунку та ефективності функціонування двотрубних теплообмінників з урахуванням впливу структури потоків теплоносіїв.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі наукові, технологічні та інженерні завдання:

- моделювання двотрубного теплообмінника зі структурою потоків теплоносіїв, що враховує стрибкоподібну зміну температур на вході та поздовжню теплопровідність;

- розробка алгоритмів розрахунків двотрубного теплообмінника на основі моделі структури потоків теплоносіїв з урахуванням поздовжньої теплопровідності;

- розробка нових розбірних конструкцій двотрубних теплообмінників та пристроїв для очищення теплообмінних поверхонь від відкладень у міжтрубному просторі.

## 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВХІДНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ ЕФЕКТІВ ТЕПЛОНОСІЇВ

Теоретично показано, що для масообмінних апаратів і хімічних реакторів на вході матеріального потоку виникає стрибок концентрацій, що призводить до різниці початкової  $C_n$  і вхідної концентрацій  $C_0$ , а в теплообмінниках – стрибок температур, що призводить до різниці початкової  $t_n$  і вхідної температури  $t_0$ .

Для підтвердження останнього ефекту було проведено експериментальні дослідження на двотрубному теплообміннику.

### 2.1 Експериментальна установка та методика проведення експерименту

Схема установки для проведення експерименту (рис. 2.1) включає: вентилятор 1; регулюючу арматуру 2 та 8; ротаметри 3 та 7; калорифер 4; електричний нагрівач 5; двотрубний теплообмінник 6 та шість температурних датчиків 9, 10, 11, 12, 13, 14.

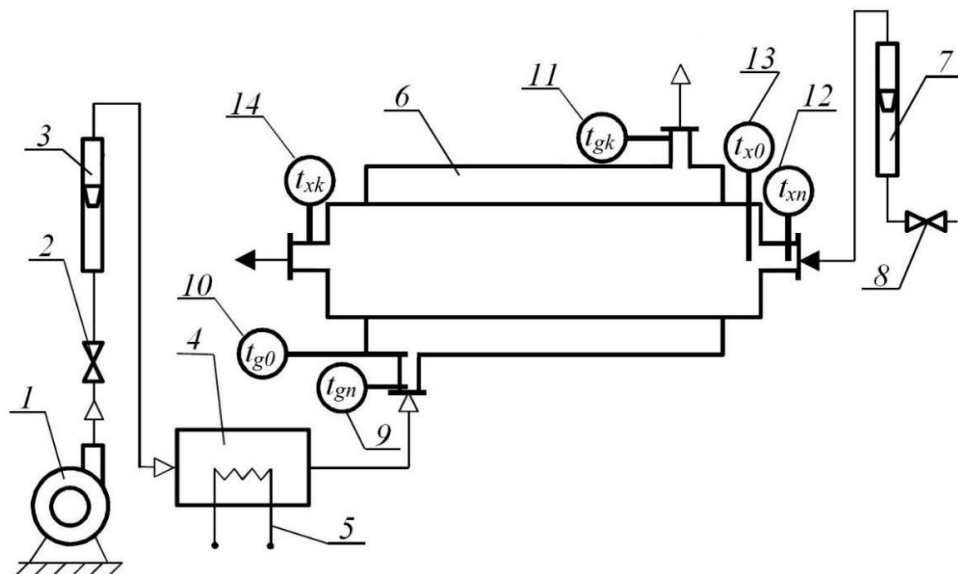


Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки

Методика проведення експерименту:

1. У двотрубний теплообмінник встановлюють датчики температур ДТЗ 105–Pt100.А3 для фіксації температури на вході та виході у внутрішню трубу, у

патрубках входу теплоносіїв та у міжтрубний простір. Сигнал від датчиків перетворюється на мікропроцесорних приладах вимірювання 2ТРМ0 і регулювання ТРМ10.

2. У внутрішню трубу теплообмінника подають холодний теплоносій – воду, а у міжтрубний простір протитечією подають гарячий теплоносій – повітря, яке подається із заданими витратами: 2; 4; 6; 8; 10; 11 м<sup>3</sup>/год.

3. Показання датчиків знімають кожні 90 секунд.

4. При виході показань датчиків на стаціонарний режим збільшують витрати повітря.

5. По мірі досягнення максимальної витрати повітря експеримент повторюють знову, починаючи з мінімальної витрати.

Графік зміни температури гарячого повітря вздовж поверхні двотрубного теплообмінника, де на вході видно стрибкоподібну зміну температури, представлений на рис. 2.2.

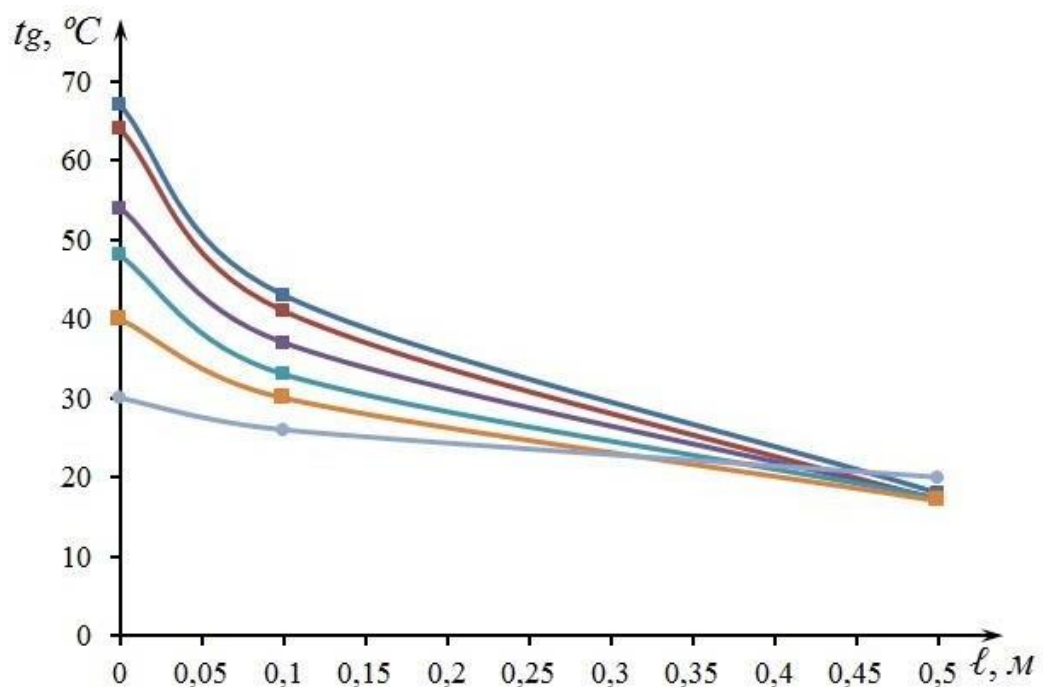


Рисунок 2.2 – Зміна температури гарячого повітря вздовж поверхні теплообмінника

Для гарячого теплоносія (повітря) відносно відхилення різниці його температур визначають за такою формулою:

$$t_{om} = \frac{t_{gn} - t_{g0}}{t_{gn}}, \quad (2.1)$$

де  $t_{gn}$ ,  $t_{g0}$  – температура гарячого теплоносія початкова та на вході в теплообмінник відповідно, °С.

Для кожного проведеного експерименту визначають значення критерію Рейнольдса.

За результатами експериментального дослідження можна зробити висновок про те, що вхідний стрибок температури особливо помітний для гарячого газового теплоносія (максимальний стрибок температури досягає 25 °С). Для холодного теплоносія (рідини) стрибок температури не перевищує 2 °С. Це пояснюється тим, що значно менша в'язкість повітря в порівнянні з в'язкістю води призводить до більш інтенсивного зворотного перемішування і, відповідно, стрибка та вирівнювання температури на вході. Цьому сприяє і подача повітря по нормалі в міжтрубний простір.

## **2.2 Моделювання експериментальних даних методом кореляційного аналізу**

Для нівелювання можливих похибок під час проведення вищеописаних експериментальних досліджень кожен із шести основних дослідів було продубльовано двічі, тобто число паралельних дослідів дорівнювало трьом. Крім того, експериментальні дані були переведені у безрозмірний вигляд. Як аргумент обраний визначальний критерій Рейнольдса  $Re_g$ , де щільність повітря для кожної вхідної температури визначалася за формулою Клапейрона-Менделєєва:

$$\rho_g = \left( \frac{29}{22,4} \right) \frac{273}{273 + t_{gn}}, \quad (2.2)$$

(тиск повітря дорівнював у всіх дослідах 1 атм.), а в'язкість повітря за формулою:

$$\mu_g = 1,74 \cdot 10^{-5} \exp(0,00183 \cdot t_{gn}) \quad (2.3)$$

із відносною помилкою, яка не перевищує 1,4 %.

У таблиці 2.1 наведено результати шести основних та трьох паралельних дослідів залежності температур від числа Рейнольдса для повітря, що подається в міжтрубний простір двотрубного теплообмінника, а також результати розрахунків відносної різниці температур на вході для кожного паралельного дослідів, відносна середня різниця цих температур на вході та сум відхилень локальних відносних різниць температур у паралельних дослідах від відносних середніх різниць температур на вході (останній рядок табл. 2.1).

Як видно, найбільша сума  $S_i$  квадратів відхилень складає  $6,469 \cdot 10^{-4}$ . Сума сум квадратів відхилень  $SS=2,838 \cdot 10^{-3}$ , розрахункове число Кохрена  $Gr=0,228$ , а табличне для шести основних та трьох паралельних дослідів  $Gr_T=0,616$  [37, при цьому помилка дослідів  $S_o=SS/6=9,461 \cdot 10^{-4}$ .

Таким чином, розрахункове значення числа Кохрена менше табличного, що означає однорідність дисперсії та відтворюваність у паралельних дослідах для всіх шести основних дослідів.

Перевіримо адекватність експериментальних даних на найпростішому лінійному рівнянні:

$$y_T = a + bx, \quad (2.4)$$

де  $y_T = (\Delta t_g / t_{gn})_T$ ,  $a$  і  $b$  – коефіцієнти лінійного рівняння регресії, а  $x = Re_g$ .

Таблиця 2.1 – Залежність вхідних температур від числа Рейнольдса для повітря у міжтрубному просторі двотрубного теплообмінника

№ основного досліджу		1	2	3	4	5	6	
Число Рейнольдса для повітря $Re_g$ :		307	610	926	1210	1516	1667	
Різниця температур гарячого теплоносія на вході $\Delta t_g, ^\circ\text{C}$	Паралельні досліді	1	4	10	15	17	23	24
		2	4,5	10,5	15,5	17	23,5	25,5
		3	4,5	10,5	14,5	17,5	24,5	24,5
Початкова температура, $t_{gn}, ^\circ\text{C}$		30	40	48	54	64	67	
Відносна різниця температур на вході $(\Delta t_g/t_{gn})_i$	Паралельні досліді	1	0,133	0,250	0,312	0,315	0,354	0,358
		2	0,150	0,262	0,322	0,315	0,367	0,380
		3	0,150	0,262	0,302	0,324	0,383	0,366
Відносна середня різниця температур на вході $(\Delta t_g/t_{gn})_э$		0,144	0,258	0,312	0,318	0,368	0,368	
Сума квадратів відхилень відносної різниці температур на вході від відносної середньої різниці цих температур, $S_i \cdot 10^{-4}$		1,93	0,96	2,0	0,54	4,21	2,48	

Результати розрахунків коефіцієнтів  $a$  та  $b$  методом найменших квадратів дають такі їх чисельні значення:  $a = 0,138$ ;  $b = 1,51 \cdot 10^{-4}$ .

У таблиці 2.2 наведено результати теоретичних та експериментальних значень відносних різниць температур та відносні відхилення їх один від одного у відсотках. Сума квадратів відхилень теоретичних значень відносних різниць температур  $u_T$  від їх експериментальних значень  $y_e$   $S_a = 4,027 \cdot 10^{-3}$ , а дисперсія адекватності  $S_{ad} = 2,013 \cdot 10^{-3}$ .

Тоді розрахункове значення числа Фішера  $F_p = 2,13$ , а табличне  $F_T = 3,26$ , тобто рівняння (2.4) з розрахованими коефіцієнтами  $a$  та  $b$  адекватні експериментальним даним. Перевіримо значущість коефіцієнтів  $a$  і  $b$  за критерієм Стюдента. Обчислюємо дисперсію коефіцієнтів рівняння регресії (2.4) за формулою:

$$S_d = S_o/6 = 1,577 \cdot 10^{-4}, \quad (2.5)$$

Тоді розрахункове значення критерію Стюдента для коефіцієнта  $a$  складе:

$$t_a = \text{abs}(a)/\sqrt{S_d} = 10,98, \quad (2.6)$$

а для коефіцієнта  $b$ :

$$t_b = \text{abs}(b)/\sqrt{S_d} = 1,20 \cdot 10^{-2}. \quad (2.7)$$

Таблиця 2.2 – Теоретичні та експериментальні значення відносних різниць температур та їх відносні відхилення

№ дослідів	Число Рейнольдса $Re_g$	Значення відносних різниць температур		Відносні відхилення, %
		$y_T = (\Delta t_g / t_{gn})_T$ , теоретичні	$y_o = (\Delta t_g / t_{gn})_o$ , експериментальні	
1	307	0,184	0,144	27,62
2	610	0,229	0,258	10,88
3	926	0,277	0,312	11,12
4	1210	0,320	0,318	0,77
5	1516	0,366	0,368	-0,364
6	1667	0,389	0,368	5,82

При цьому табличне значення критерію Стюдента для шести основних і трьох паралельних дослідів становить  $St_T = 2,18$ , тобто коефіцієнт  $a = 0,138$

значимий, а коефіцієнт  $b = 1,51 \cdot 10^{-4}$  – не значимий. У цьому випадку рівняння (2.4) може бути записане у вигляді:

$$y_T = A, \quad (2.8)$$

а значить у діапазоні значень числа Рейнольдса  $Re_g = 307 \div 1667$  відносні різниці температур повітря  $(t_{gn} - t_{g0})/t_{gn}$  не залежать від числа Рейнольдса (автомодельні за кількістю Рейнольдса), що аналогічно коефіцієнту опору в трубах при турбулентному перебігу [59] процесів. Знайдемо чисельне значення коефіцієнта  $A$  у виразі (2.8) методом найменших квадратів:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^6 (\Delta t_g / t_{gn})_{zi}}{6} = 0,295. \quad (2.9)$$

Результати отриманих відносних відхилень теоретичних значень функції  $y_T = A$  від експериментальних значень  $y_e$  показали, що автотомодельна функція (2.8) погано описує експериментальні дані, оскільки найбільші відносні відхилення становлять 104%, а середні – приблизно 20%.

Це можна підтвердити перевіркою теоретичної залежності (2.8) на адекватність за критерієм Фішера, розрахункове значення якого  $F_p = 18,4$  багато більше табличного  $F_T = 3$  [56], хоча сам коефіцієнт  $A$ , перевірений за критерієм Стьюдента, значимий, оскільки його розрахункове значення:

$$t_A = \frac{|A|}{S_b} = 10,76 \quad (2.10)$$

більше табличного  $St_T = 2,18$ .



На рис. 2.4 наведено графіки рівнянь (2.4), (2.11), (2.14) відносних різниць температур повітря на вході в міжтрубний простір двотрубного теплообмінника від числа Рейнольдса  $Re_g$ .

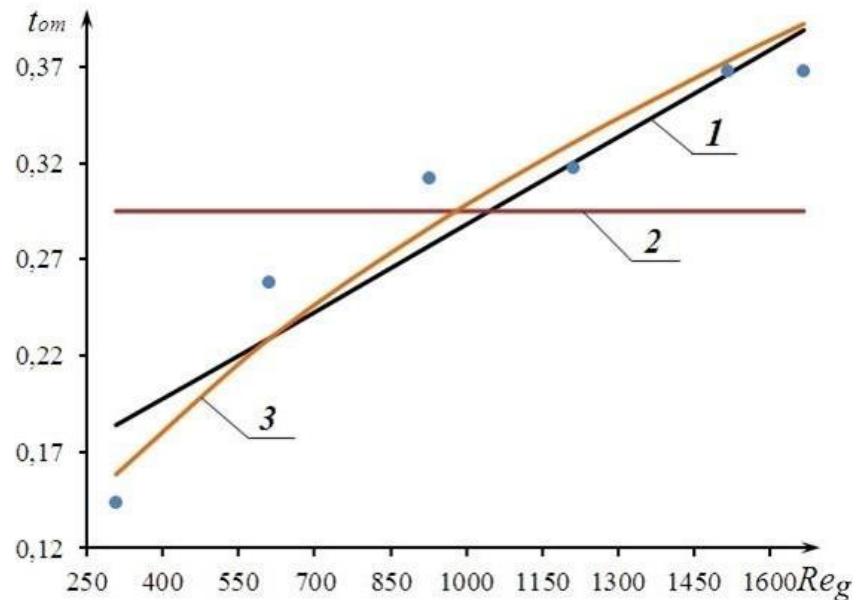


Рисунок 2.4 – Графік залежності відносних різниць температур повітря від входу в міжтрубний простір двотрубного теплообмінника від числа

Рейнольдса  $Re_g$ :

1 – рівняння (2.4); 2 – рівняння (2.11); 3 – рівняння (2.14); точки – середні експериментальні значення для трьох паралельних дослідів

Як видно з рис. 2.4 автотельна по числу Рейнольдса формула (2.11) призводить до значних відхилень теоретичних значень функцій від експериментальних, крім того, що вона не адекватна експериментальним даним. Зробимо спробу описати експериментальну залежність  $(\Delta t_g/t_{gn})_T = f(Re_g)$  у вигляді нелінійного рівняння:

$$\left(\Delta t_g/t_{gn}\right)_T = C + k Re_g^n, \quad (2.11)$$

яке лінеаризується у вигляді:

$$y = a + bx, \quad (2.12)$$

де  $y = \ln\left[\left(\frac{\Delta t_g}{t_{gn}}\right)_\varepsilon - C\right]$ ;  $a = \ln k$ ;  $b = n$ ;  $x = \ln \text{Re}_g$ .

Особливість використання для рівняння (2.11) методу найменших квадратів полягає у доборі коефіцієнта  $C$ , у якому суми квадратів різниці теоретичних і експериментальних значень прагнули до мінімуму, і навіть найбільше відносне відхилення теоретичного значення функції від експериментального було найменшим:

$$\left. \begin{aligned} U_\ell &= \sum_{i=1}^N (y_i - y_{\varepsilon i})^2 \rightarrow \min \\ U &= \sum_{i=1}^N \left[ \left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_T - \left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_\varepsilon \right]^2 \rightarrow \min \\ \delta_M &= \left| \left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_T - \left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_\varepsilon \right| \rightarrow \min \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

В табл. 2.3 наведено вибірку розрахунків функцій системи виразів (2.13) при різних значеннях параметра  $C$ .

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків функцій  $U_\ell$ ,  $U$  та  $\delta_M$  залежно від чисельного значення параметра  $C$

Позначення параметра та функції	Величина				
	$C$	$U_\ell \cdot 10^2$	$U \cdot 10^2$	$ \delta_M , \%$	
$C$	0,05	0,01	0*	-0,01	-0,05
$U_\ell \cdot 10^2$	7,97	4,68	4,21	3,82	2,74
$U \cdot 10^2$	40,3	5,29	3,63	3,98	20,6
$ \delta_M , \%$	2,65	1,56	1,40	1,47	9,1

З даних табл. 2.3 видно доцільність вибору значення параметра  $C = 0$ , у якому найбільше відхилення теоретичного значення функції (2.11)  $(\Delta t_g/t_{gn})_T$  від експериментального  $(\Delta t_g/t_{gn})_e$  не перевищує по абсолютній величині 1,4%. Це менше аналогічного найбільшого відхилення в рівнянні (2.4), оскільки для нього складає 27,62% (табл. 2.2).

Тоді формула (2.11) з числовими значеннями параметрів має вигляд:

$$\left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_T = 0 + 7,357 \cdot 10^{-3} \cdot Re_g^{0,536} \quad (2.14)$$

а в лінеаризованому вигляді

$$\ln \left[ \left( \frac{\Delta t_g}{t_{gn}} \right)_T \right] = -4,912 + 0,536 \ln Re_g \quad (2.15)$$

Останній стовпець таблиці 2.3 наведено для того, щоб показати вплив параметра  $C$  на функції в системі виразів (2.13). При  $C = -0,05$  статична залежність  $(\Delta t_g/t_{gn}) = k \cdot Re_g^n$  призводить до найбільшого відхилення  $|\delta_M| = 9,1\%$ , меншому, ніж для простої лінійної залежності (2.4), де  $|\delta_M| = 27,62\%$ .

Перевірка відтворюваності лінеаризованого рівняння (2.11) з чисельними параметрами, представленими в рівнянні (2.15), показує, що розрахункове значення критерію Кохрена  $Gr = 0,267$  менше табличного  $Gr_T = 0,616$ , тобто в лінеаризованому рівнянні дисперсних параметрів в паралельних дослідах однорідні.

Перевірка адекватності показує, що розрахункове значення критерію Фішера  $F_p = 1,294$  менше табличного  $F_T = 2,06$ , тобто рівняння (2.15) адекватно експериментальним даним, при цьому, як показують розрахунки значущості коефіцієнтів  $a = 0,536$  та  $b = -4,912$ , розрахункові значення чисел Стьюдента за коефіцієнтом  $a - t_a = 11,073$  і за коефіцієнтом  $b - t_b = 101,5$  більше табличного числа Стьюдента  $St_T = 2,18$ , тобто обидва коефіцієнти значущі.

У зведеній таблиці 2.4 наведено основні розрахункові та табличні значення параметрів проведеного кореляційного аналізу.

Таблиця 2.4 – Основні розрахункові та табличні значення параметрів для рівнянь (2.4), (2.11) та (2.15)

Найменування параметра	Величина параметра для рівнянь		
	2.4	2.11	2.15
Розрахункова величина числа Кохрена	0,227	0,227	0,267
Табличне значення числа Кохрена	0,616	0,616	0,616
Розрахункова величина числа Фішера	2,13	18,4	1,294
Табличне значення числа Фішера	3,26	3,0	2,06
Розрахункова величина числа Стюдента для коефіцієнта $a$	10,98	10,76	11,073
Розрахункова величина числа Стюдента для коефіцієнта $b$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	0	101,5
Табличне значення числа Стюдента	2,18	2,18	2,18
Коефіцієнт кореляції	0,942	0,941	0,970
Значення коефіцієнтів:			
$a$	0,138	0,295	0,536
$b$	$1,51 \cdot 10^{-4}$	0	-4,912
$c$	0	0	0

Аналіз параметрів трьох моделей, наведених у таблиці 2.4 показує, що статичне рівняння (2.11) з числовими значеннями коефіцієнтів, представлених у рівнянні (2.15) задовольняє в паралельних дослідах дисперсії відтворюваності за критерієм Кохрена, адекватності за критерієм Фішера, і значимості обох коефіцієнтів  $a$  і  $b$  за критерієм Стюдента, при цьому найбільше відхилення теоретичних значень функції від експериментальних не перевищує 1,4%.

Лінійне рівняння (2.4) значно простіше статичного рівняння (2.14), але коефіцієнт  $b=1,51 \cdot 10^{-4}$  не значимий, оскільки менше табличного числа Стюдента. Однак цей недолік можна нівелювати, представивши рівняння (2.4) у вигляді:

$$y_T = a + bx, \quad (2.16)$$

де  $x = Re_g / 10^3$ .

Провівши для рівняння (2.16) кореляційний аналіз, аналогічний проведеному вище для рівняння (2.4), отримуємо значення  $a = 0,138$ , тобто збігається з його значенням у рівнянні (2.4),  $a b = 0,151$ , тобто у 103 разів більше, ніж коефіцієнт  $b = 1,51 \cdot 10^{-4}$  у рівнянні (2.4), при цьому табличне значення параметра  $t_b = 4,03$ , і він стає значимим, оскільки число Стюдента табличне  $St_T = 2,18$ .

Так з точки зору кореляційного аналізу можна дійти невтішного висновку у тому, що математичні моделі (2.4) і (2.14) адекватні експериментальним даним таблиці 2.1 і всі коефіцієнти цих рівнянь значимі.

Дещо більші відносні відхилення теоретичних значень функції від експериментальних у рівнянні (2.4) порівняно з рівнянням (2.14) нівелюються простою математичною залежністю першого рівняння.

Аналізуючи результати експерименту, виявлено, що вхідний температурний ефект особливо значимий для газового теплоносія на вході в міжтрубний простір, що призводить до інтенсивного зворотного перемішування і значно впливає на збільшення теплопередачі. Аналогічна обробка експериментальних даних була проведена для газового теплоносія при зміні критерію Рейнольдса  $Re_g = 2000 \div 12000$ .

Таким чином, в результаті моделювання експериментальних даних методом кореляційного аналізу отримано залежність відносного стрибка температури теплоносія від числа Рейнольдса (2.11) з числовими параметрами (рис. 2.5):

$$\left. \begin{array}{l} Re_g \leq 2000 : C = 0; k = 7,357 \cdot 10^{-3}; n = 0,536 \\ 2000 < Re_g \leq 12000 : C = 0,4; k = 4,35 \cdot 10^{-5}; n = 0,86 \end{array} \right\} \quad (2.17)$$

На рис. 2.5 видно аналогію з межами ламінарного та перехідного режимів для кожухотрубних теплообмінників критеріальних залежностей числа Нуссельта від визначальних критеріїв при тепловіддачі ( $Re_g^* \approx 2000$ ).

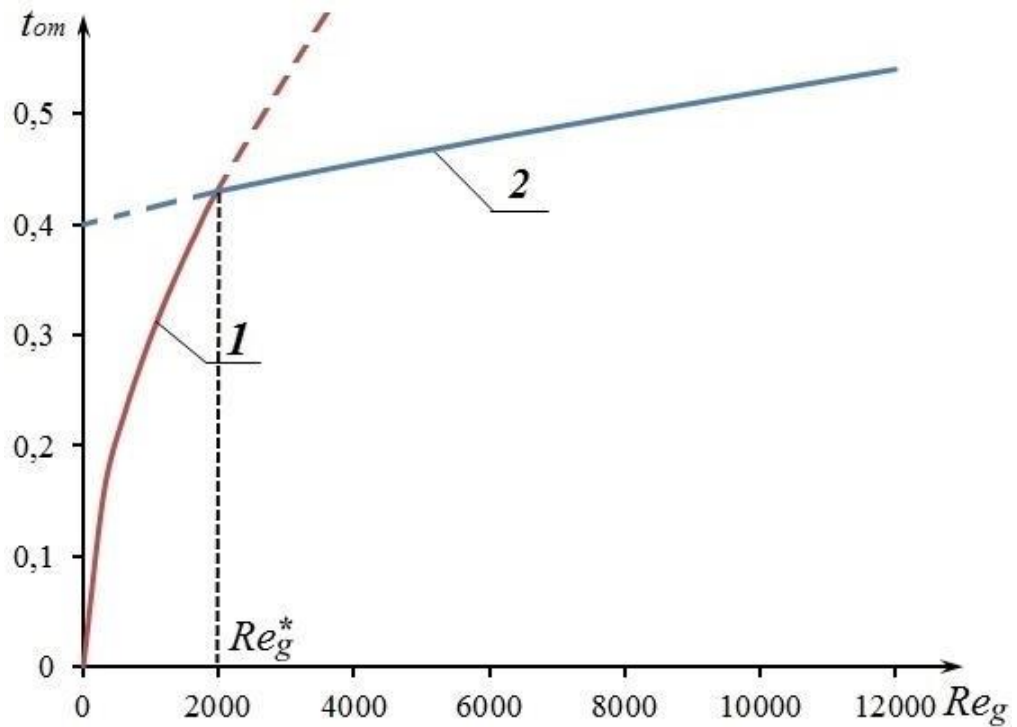


Рисунок 2.5 – Графік залежностей відносного стрибка температур на вході газового теплоносія від числа Рейнольдса для рівняння (2.11) з коефіцієнтами (2.17)

Зміна коефіцієнтів рівняння (2.11) при переході до  $Re_g > 2000$  та підвищення впливу числа Рейнольдса на кривій 2 порівняно з кривою 1 пов'язано зі зростанням турбулізації потоку теплоносія (повна аналогія  $Nu=Nu(Re_g)$ ). Теж можна сказати про дані, отримані С.С. Кутателадзе для розрахунку теплопередачі при течії рідини в каналах складної геометрії з постійною температурою стінки [39].

### 3 МОДЕЛЮВАННЯ СТРУКТУРИ ПОТОКІВ ТЕПЛОНОСІЇВ У ДВОТРУБНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ

Літературний аналіз показав, що при моделюванні та розрахунку теплообмінних апаратів зазвичай припускають, що структура потоків обох теплоносіїв відповідає режиму ідеального витіснення [37, 53]. Тому особливий інтерес представляє проведення теоретичних досліджень, які б дали можливість оцінити вплив структури потоків теплоносіїв на параметри і роботу двотрубних теплообмінників.

#### 3.1 Дослідження впливу структури потоків на параметри двотрубного теплообмінника

Розглянемо фізичну та математичну модель теплообмінника для нагрівання рідини насиченою водяною парою. При цьому рідина рухається в режимі ідеального витіснення (рис. 3.1).

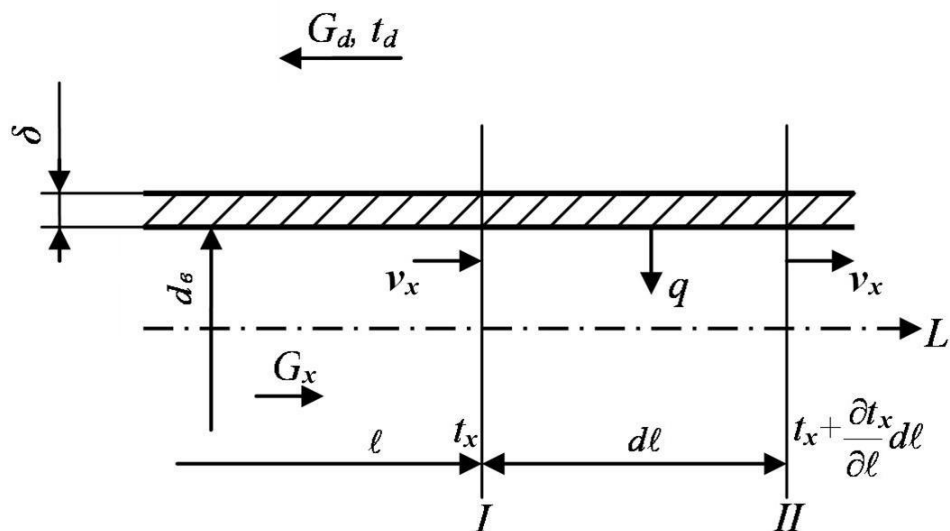


Рисунок 3.1 – Теплові потоки на елементі довжини  $dl$  внутрішньої труби

Складемо елементарний тепловий баланс для елемента труби  $dl$ :

$$G_x c_{px} t_x + K_t \pi (d_g + \delta) d\ell (t_d - t_x) = G_x c_{px} \left( t_x + \frac{dt_x}{d\ell} d\ell \right), \quad (3.1)$$

де  $G_x$  – витрата холодного рідкого теплоносія, кг/год;

$c_{px}$  – питома теплоємність холодного рідкого теплоносія, Дж/(кг К);

$t_x$  – температура холодного рідкого теплоносія, °С;

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

$d_g$  – внутрішній діаметр внутрішньої труби, м;

$\delta$  – товщина стінки внутрішньої труби, м;

$t_d$  – температура насиченої пари, що гріє, °С.

Пронормуємо довжину  $x = \ell/L$ . Тоді диференціальне рівняння (3.1) набуде вигляду:

$$\frac{dt_x}{dx} = \frac{K_t \pi (d_g + \delta)}{c_{px} G_x} (t_d - t_x) \quad (3.2)$$

з граничною умовою:

$$x = 0, t_x = t_{xn}, \quad (3.3)$$

де  $t_{xn}$  – початкова температура холодного рідкого теплоносія, °С.

При інтегруванні рівняння (3.2) за параметром  $t$  з урахуванням граничної умови (3.3) отримуємо розрахункову залежність температури від безрозмірної координати довжини  $x$  (рис. 3.2):

$$t_x = t_d - (t_d - t_{xn}) \exp \left[ - \frac{K_t \pi L (d_g + \delta) x}{G_x c_{px}} \right], \quad (3.4)$$



де  $L$  - довжина труби, м.

При  $x = 1$  рівняння (3.4) набуває вигляду відомого рівняння теплопередачі:

$$G_x c_{px} (t_{xk} - t_{xn}) = K_t \pi (d_g + \delta) L \left[ \frac{(t_{xk} - t_{xn})}{\ln \left( \frac{t_d - t_{xk}}{t_d - t_{xn}} \right)} \right], \quad (3.5)$$

де  $t_{xk}$  – кінцева температура холодного рідкого теплоносія, °С;

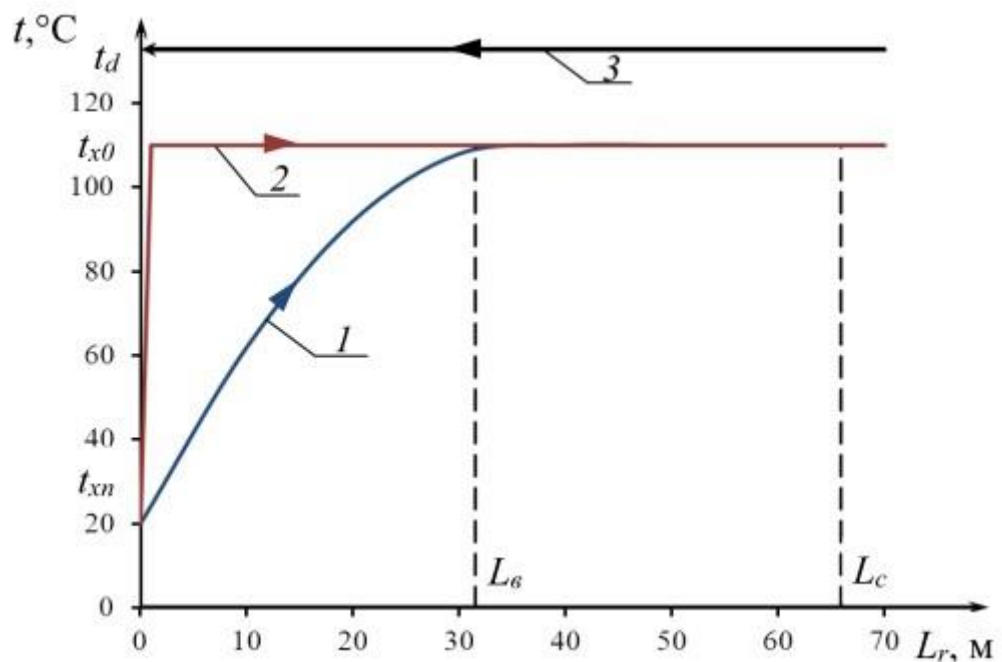


Рисунок 3.2 – Залежність температури мазуту від довжини внутрішньої труби:

1 – ідеальне витіснення ( $L_в = 31,5$  м); 2 – ідеальне змішування ( $L_с = 65,9$  м); 3 – пар, що конденсується

Для двотрубного теплообмінника алгоритм розрахунку за моделлю ідеального витіснення відрізняється від аналогічного алгоритму для кожухотрубного теплообмінника формулами для визначення критерію Нусельту рідини, що нагрівається, при числі Рейнольдса  $Re_x > 3500$ :

$$Nu_x = 0,022 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} \left( \frac{Pr_x}{Pr_{cm}} \right)^{0,14}, \quad (3.6)$$

де  $Pr_x$ ,  $Pr_{cm}$  – число Прандтля для холодного рідкого теплоносія та стінки труби відповідно, і питомої теплової потужності пари, що конденсується:

$$q_d = 7,16 \cdot \left[ \lambda_d^3 \rho_d^2 r_d / \mu_d \cdot (d_e + 2\delta) \right]^{0,25} (t_d - t_{dx})^{0,75}, \quad (3.7)$$

де  $\lambda_d$  – теплопровідність пари, що конденсується, Вт/(м·К);

$\rho_d$  – щільність пари, що конденсується, кг/м<sup>3</sup>;

$r_d$  – питома теплота конденсації, кДж/кг;

$\mu_d$  – динамічний коефіцієнт в'язкості пари, що конденсується, Па·с;

$t_{dx}$  – температура на поверхні відкладень з боку пари, що гріє, °С.

Методика та алгоритм розрахунку двотрубного теплообмінника за моделлю ідеального змішування відрізняються від моделі ідеального витіснення тим, що вхідна температура  $t_{x0}$  змінюється від  $t_{xm}$  до  $t_{xk}$  і залишається постійною на всій довжині (рис. 3.2), тому середня рушійна сила  $\Delta t_c$  і середня температура  $t_x$  постійними.

Згідно даної моделі проведено розрахунок двотрубного теплообмінника для нагрівання мазуту водяною парою, що конденсується, який представлений у статті [62]. В результаті розрахунку визначено середні температури теплоносіїв та досліджено їх зміну впоперек стінки труби при середньому термічному опорі  $r_s=0,0004$  (Вт/м<sup>2</sup>·К)<sup>-1</sup> за моделями ідеального витіснення (рис. 3.3, 1) та ідеального змішування (рисунок 3.3, 2).

З рис. 3.2 та 3.3 видно, що при переході від ідеального витіснення до ідеального змішування різко зменшується середня рушійна сила з 56,4 до 22,9 К, а необхідна довжина та поверхня теплопередачі збільшуються більш ніж у 2

рази. Також на довжину і поверхню теплопередачі впливає термічний опір (рис. 3.4).

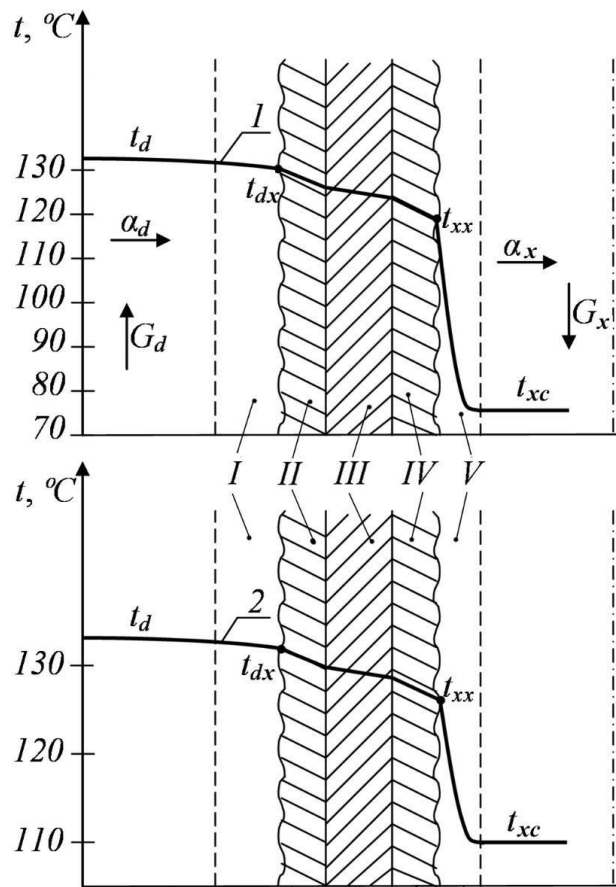


Рисунок 3.3 – Розподіл температури теплоносіїв уперек стінки внутрішньої труби: *I* – тепловий граничний шар зі сторони пари, що гріє; *II* – відкладення на зовнішній поверхні труби зі сторони пари, що гріє; *III* – стінка труби; *IV* – відкладення на внутрішній поверхні труби зі сторони рідини, що нагрівається; *V* – тепловий граничний шар зі сторони рідини, що нагрівається

Для незабрудненої труби розрахункова довжина теплообмінника зі структурою потоків ідеального витіснення (рис. 3.4, 1) становить 25,8 м, а зі структурою потоків ідеального змішування (рис. 3.4, 2) – 52,6 м. і всередині труби в 10 разів більшому за номінальний, коли  $r_s=0,004$  (Вт/м<sup>2</sup>·К)<sup>-1</sup>, довжина труби досягає 181,2 м для ідеального змішування (рис. 3.4, 2) і 79,6 м для ідеального витіснення (рис. 3.4, 1). Це більш ніж 2,5 рази перевищує номінальну розрахункову довжину при термічному опорі відкладень  $r_s=0,0004$  (Вт/м<sup>2</sup>·К)<sup>-1</sup>.

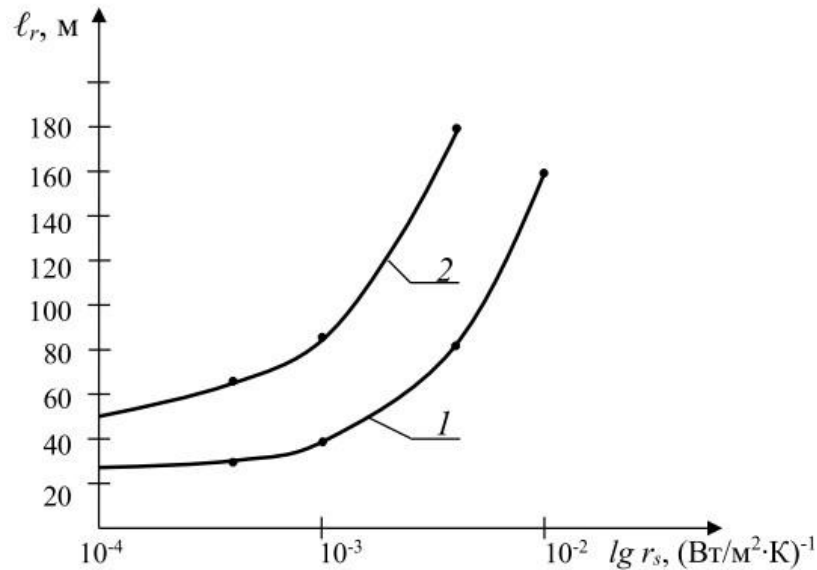


Рисунок 3.4 – Залежність довжини внутрішньої труби теплообмінника від термічного опору

Таким чином, на параметри двотрубного теплообмінника однаково впливають і термічний опір відкладень на поверхні труби, і структура потоків теплоносіїв, але необхідно зазначити, що питання своєчасного видалення термічних забруднень і відкладень з теплообмінних поверхонь широко розглядається і вирішується в літературі, а на розгляд реальної структури потоків теплоносіїв та дослідження її впливу на параметри теплообмінника практично не звертається уваги.

Цей висновок дав підставу для розрахунку двотрубного теплообмінника, в якому режим течії теплоносіїв описується моделлю структури потоків, що враховує поздовжню теплопровідність, за аналогією з поздовжньою дифузією масообмінних апаратах і ректорах. Проведемо розрахунок двотрубного теплообмінника для утилізації тепла вологого повітря із сушарок.

### 3.2 Утилізація тепла вологого повітря на виході із сушарок у двотрубному теплообміннику

В даний час робляться спроби з обліку поздовжньої теплопровідності в розрахунках теплообмінних апаратів, що ґрунтуються на припущенні, що

поздовжня дифузія аналогічна поздовжній температуропровідності [40]. Вважають, що поздовжню дифузію можна розраховувати за відомими залежностями критерію Пекле від дисперсії кривої відгуку [36–38] або за критеріальною залежністю числа Пекле від числа Рейнольдса та геометричних симплексів [51]. При цьому враховують вплив поздовжньої теплопровідності лише на теплопередачу [37, 56].

Для виведення диференціального рівняння теплового балансу з урахуванням поздовжньої теплопровідності припустимо, що рух вологого повітря, що виходить із сушильної установки, та води в теплообміннику, що нагрівається, є протиточним (рис. 3.5).

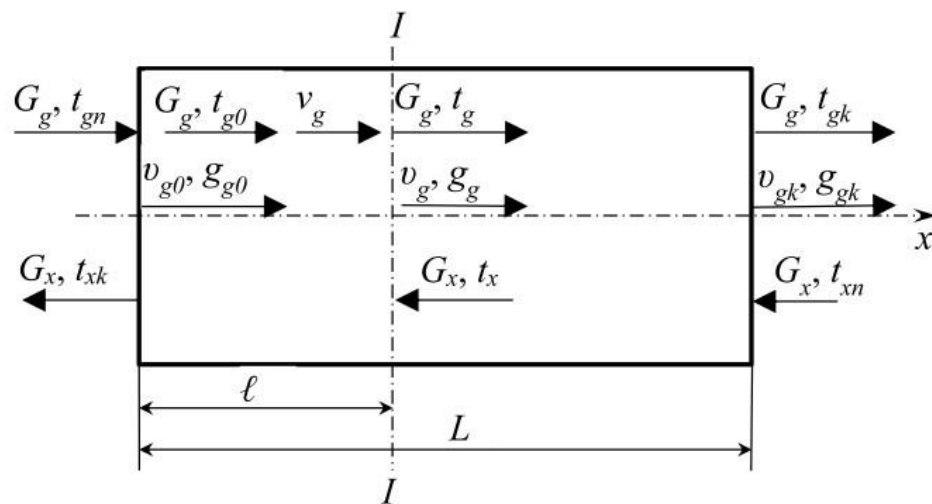


Рисунок 3.5 – Схема матеріальних та теплових потоків з урахуванням швидкості поздовжньої теплопровідності гарячого теплоносія  $v_g$

$$G_g c_{pg} t_{g0} + v_{g0} S_g + G_x c_{px} t_{xn} = G_g c_{pg} t_g + S_g v_g + G_x c_{px} t_{xk}, \quad (3.8)$$

де  $G_g$  – витрата гарячого теплоносія, кг/год;

$c_{pg}$  – питома теплоємність гарячого теплоносія, Дж/(кг К);

$S_g$  – площа перерізу міжтрубного простору, м<sup>2</sup>;

$v_{g0}$ ,  $v_g$ ,  $v_{gk}$  – швидкості поздовжньої теплопровідності гарячого теплоносія, що визначаються як:

$$v_g = -\lambda_\ell \frac{dt_g}{d\ell}. \quad (3.9)$$

З урахуванням (3.9) та позначення градієнта температури гарячого теплоносія через безрозмірну за довжиною координату  $x$  ( $x = \ell/L$ )  $g_g = dt_g/dx$ , отримуємо рівняння зв'язку температур води, що нагрівається, і охолоджуваного повітря:

$$t_x = t_{xk} + \left( \frac{G_g c_{pg}}{G_x c_{px}} \right) t_g - \left( \frac{G_g c_{pg}}{G_x c_{px}} \right) \left[ t_{g0} - \frac{S_g \lambda_\ell}{L G_g c_{pg}} g_{g0} \right] - \frac{S_g \lambda_\ell g_g}{L G_x c_{px}}, \quad (3.10)$$

де  $g_{g0}$  – градієнт температури гарячого теплоносія на вході в теплообмінник.

Помножимо і розділимо віднімаєме у квадратних дужках на щільність гарячого теплоносія  $\rho_g$ , а оскільки з рівняння нерозривності швидкість цього теплоносія  $v_g = G_g / \rho_g S_g$ , і, позначаючи поздовжню теплопровідність:

$$a_{\ell g} = \frac{\lambda_\ell}{\rho_g c_{pg}}, \quad (3.11)$$

а число Пекле поздовжньої теплопровідності:

$$Pe_{tg} = \frac{v_g L}{a_{\ell g}}, \quad (3.12)$$

де  $v_g$  – середня швидкість гарячого теплоносія, м/с,

отримуємо віднімаєме у квадратних дужках у вигляді  $g_{g0} / Pe_{tg}$ .

Тоді з урахуванням граничної умови:

$$t_{gn} = t_{g0} - \frac{1}{Pe_{tg}} \left( \frac{dt_g}{dx} \right)_{x=0} \quad (3.13)$$

рівняння (3.10) набуває розрахункового вигляду:

$$t_x = t_{xk} + \left( \frac{G_g c_{pg}}{G_x c_{px}} \right) (t_g - t_{gn}) - \left( \frac{G_g c_{pg}}{G_x c_{px}} \right) \frac{g_g}{Pe_{tg}}. \quad (3.14)$$

При  $x = 1$   $t_g = t_{gk}$ ,  $t_x = t_{xn}$ , а градієнт  $g = g_{gk}$ .

Але за умови інтегрального теплового балансу

$$t_{xn} = t_{xk} + \left( \frac{G_g c_{pg}}{G_x c_{px}} \right) (t_{gk} - t_{gn}), \quad (3.15)$$

тобто отримуємо додаткову граничну умову:

$$x=1, g_{gk}=0 \quad (3.16)$$

Проаналізуємо отримане інтегральне рівняння теплового балансу (3.14). При  $Pe_{tg} \rightarrow \infty$  ( $a_{tg} = 0$ ,  $\lambda_l \rightarrow 0$ ) з урахуванням рівняння (3.15) приходимо до відомої лінійної залежності температури холодного теплоносія від температури гарячого теплоносія:

$$t_x = t_{xk} - \left( \frac{t_{xk} - t_{xn}}{t_{gn} - t_{gk}} \right) (t_{gn} - t_g) \quad (3.17)$$

за відсутності поздовжньої теплопровідності.

Виведемо диференціальне рівняння теплопередачі з урахуванням поздовжньої теплопровідності. Запишемо елементарний тепловий баланс для перерізів I-I та II-II (рис. 3.6).

$$G_g c_{pg} t_g + v_g S_g = G_g c_{pg} \left( t_g + \frac{dt_g}{dl} dl \right) + \left( v_g + \frac{dv_g}{dl} dl \right) S_g + K_t (t_g - t_x) \pi (d_6 + \delta) dl. \quad (3.18)$$

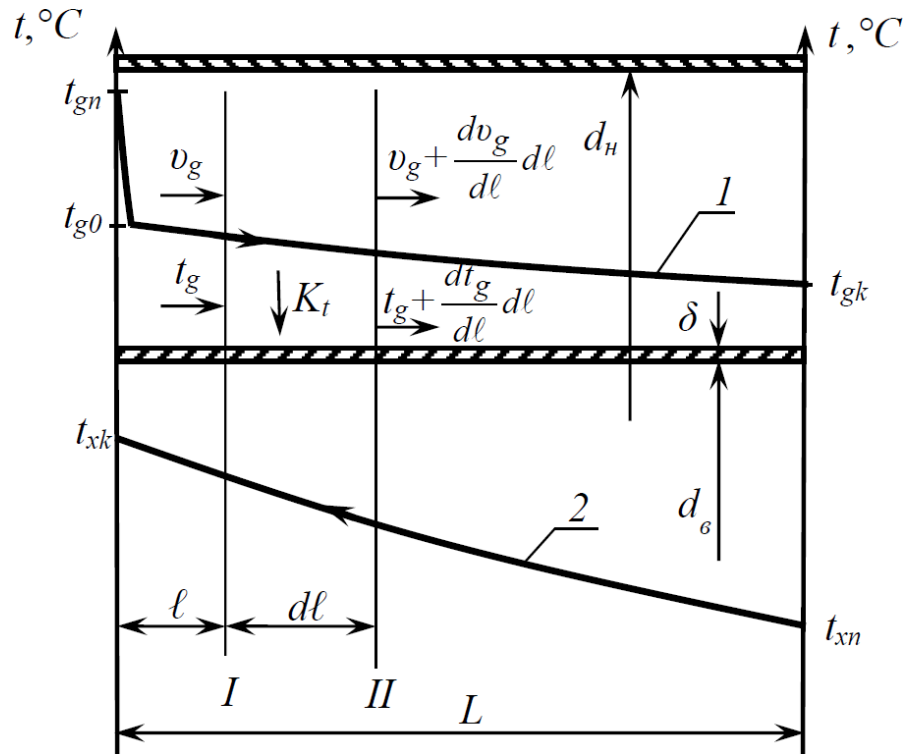


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема зміни температури теплоносія по довжині двотрубного теплообмінника

З урахуванням рівняння (3.5) отримуємо вираз:

$$\lambda_t \frac{d^2 t_g}{dl^2} = \frac{G_g c_{pg}}{S_g} \frac{dt_g}{dl} + K_t \frac{\pi (d_6 + \delta)}{S_g} (t_g - t_x) \quad (3.19)$$

або з урахуванням наведених вище позначень отримуємо диференціальне рівняння другого порядку:

$$\frac{d^2 t_g}{dx^2} = Pe_{tg} \frac{dt_g}{dx} + \frac{\pi Pe_{tg} \tau_g (d_6 + \delta)}{S_g c_{pg} \rho_g} K_t (t_g - t_x). \quad (3.20)$$



Можна спростити вираз, що стоїть у квадратних дужках в такий спосіб. Знаючи формулу визначення середнього часу перебування гарячого теплоносія в міжтрубному просторі  $\tau_g=L/v_g$ , інтегральне рівняння зв'язку коефіцієнта теплопередачі  $K_t$  з іншими параметрами:

$$G_g c_{pg} (t_{gn} - t_{gk}) = K_t \pi (d_e + \delta) L \Delta t_c \quad (3.21)$$

та рівняння нерозривності  $v_g = G_g / \rho_g S_g$  отримуємо:

$$\frac{d^2 t_g}{dx^2} = Pe_{tg} \frac{dt_g}{dx} + \left[ \frac{(t_{gn} - t_{gk})}{\Delta t_c} \right] Pe_{tg} (t_g - t_x), \quad (3.22)$$

де

$$\Delta t_c = \frac{(t_{g0} - t_{xk}) - (t_{gk} - t_{xn})}{\ln \left( \frac{t_{g0} - t_{xk}}{t_{gk} - t_{xn}} \right)}. \quad (3.23)$$

Підставивши в рівняння (3.22) значення  $t_x$  із рівняння (3.14), отримуємо диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$\frac{d^2 t_g}{dx^2} - P \frac{dt_g}{dx} - Q(t_g - C) = 0, \quad (3.24)$$

де

$$P = Pe_{tg} + A_\ell \cdot t_t, \quad (3.25)$$

$$A_\ell = \frac{(t_{gn} - t_{gk})}{\Delta t_c}, \quad (3.26)$$

$$t_t = \frac{t_{xk} - t_{xn}}{t_{gn} - t_{gk}}, \quad (3.27)$$

$$B = 1 - t_t, \quad (3.28)$$

$$Q = A_\ell \cdot Pe_{tg} \cdot B, \quad (3.29)$$

$$C = \frac{t_{xk} - t_t \cdot t_{gn}}{B}. \quad (3.30)$$

Позначивши  $T = t_g - C$ , отримане диференціальне рівняння має аналітичне рішення:

$$T = C_1 \exp(r_1 x) + C_2 \exp(r_2 x), \quad (3.31)$$

де коріння характеристичного рівняння визначається як:

$$r_{1,2} = \frac{P}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{P}{2}\right)^2 + Q}. \quad (3.32)$$

Тоді температура гарячого теплоносія:

$$t_g = C_1 \exp(r_1 x) + C_2 \exp(r_2 x) + C, \quad (3.33)$$

де  $C_1$  та  $C_2$  визначають з граничної умови (3.15) наступним чином: знаходимо градієнт температури гарячого теплоносія, взявши похідну по  $dx$  від рівняння (3.33):

$$\frac{dt_g}{dx} = C_1 r_1 \exp(r_1 x) + C_2 r_2 \exp(r_2 x); \quad (3.34)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x = 1 \\ 0 = C_1 r_1 \exp(r_1) + C_2 r_2 \exp(r_2); \\ t_{gk} = C_1 \exp(r_1) + C_2 \exp(r_2) + C \end{array} \right\} \quad (3.35)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{в цьому випадку} \\ C_1 = (t_{gk} - C) \exp(-r_1) / (1 - (r_1/r_2)); \\ C_2 = -C_1 \exp(r_1 - r_2) (r_1/r_2) \end{array} \right\} \quad (3.36)$$

Згідно з цією моделлю розроблено алгоритм розрахунку двотрубного теплообмінника, що враховує поздовжню теплопровідність гарячого теплоносія в міжтрубному просторі (рис. 3.7).

Були проведені розрахунки двотрубного теплообмінника, призначеного для утилізації теплової енергії сушильного агента – вологого повітря водою, що нагрівається, у двотрубному теплообміннику. Вихідні дані наведені у табл. 3.1, довідкові дані – у додатку А, а у табл. 3.2 – результати розрахунків за аналітичними формулами (3.24) та (3.33) у порівнянні з результатами розрахунків за типовими алгоритмами, які не враховують поздовжню теплопровідність.

Таблиця 3.1 - Вихідні дані для розрахунку двотрубного теплообмінника для утилізації тепла вологого повітря

Найменування параметра	Розмірність	Позначення	Величина
Витрата холодного теплоносія	кг/год	$G_x$	100
Початкова температура гарячого теплоносія	°C	$t_{gn}$	130
Кінцева температура гарячого теплоносія	°C	$t_{gk}$	50
Початкова температура холодного теплоносія	°C	$t_{xn}$	20
Кінцева температура холодного теплоносія	°C	$t_{xk}$	70
Внутрішній діаметр зовнішньої труби	м	$d_n$	0,108
Внутрішній діаметр внутрішньої труби, в якій рухається холодний теплоносій	м	$d_e$	0,068
Товщина стінки внутрішньої труби	м	$\delta$	0,004

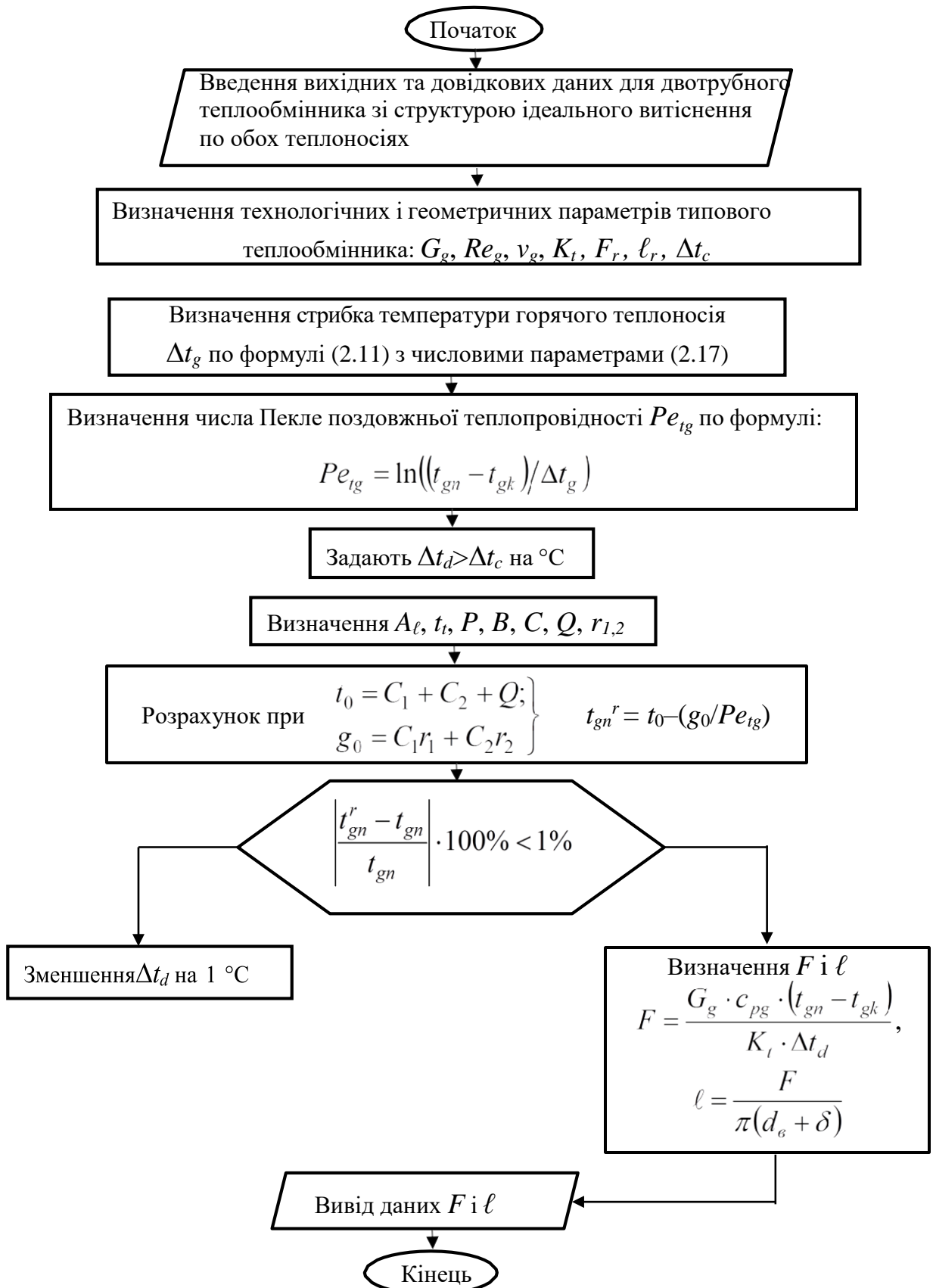


Рисунок 3.7 – Блок-схема розрахунку теплообмінника зі структурою потоку гарячим теплоносієм у міжтрубному просторі, що враховує поздовжню теплопровідність

Таблиця 3.2 – Розрахункові параметри двотрубного теплообмінника для утилізації вологого тепла повітря

Найменування параметра	Розмірність	Позначення	Величина	
			$Pe_{tg} \rightarrow \infty$	$Pe_{tg} = 16,3$
1	2	3	4	5
Витрата гарячого теплоносія	кг/год	$G_g$	131,9	131,9
Середня температура гарячого теплоносія	°С	$t_{gc}$	88,3	84,1
Середня різниця температур	К	$\Delta t_{gc}$	43,3	39,1
Середня температура холодного теплоносія	°С	$t_{xc}$	45	45
Число Рейнольдса для гарячого теплоносія в міжтрубному просторі	–	$Re_g$	12030	12096
Площа перерізу міжтрубного простору	м <sup>2</sup>	$S_g$	$4,6 \cdot 10^{-3}$	$4,6 \cdot 10^{-3}$
Еквівалентний діаметр міжтрубного простору	м	$d_{eg}$	0,032	0,032
Число Рейнольдса для холодного теплоносія	–	$Re_x$	2823,9	2823,9
Число Прандтля для холодного теплоносія	–	$Pr_x$	1,13	1,13
Число Прандтля для гарячого теплоносія	–	$Pr_g$	1,13	1,125
В'язкість гарячого теплоносія при його середній температурі	Па·с	$\mu_g$	$2,1 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$
В'язкість холодного теплоносія при його середній температурі	Па·с	$\mu_x$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Щільність холодного теплоносія при його середній температурі	кг/м <sup>3</sup>	$\rho_x$	971,7	971,7
Щільність гарячого теплоносія при його середній температурі	кг/м <sup>3</sup>	$\rho_g$	0,98	0,99
Довжина труб	м	$\ell_r$	13,87	15,29
Число Нуссельта для гарячого теплоносія	–	$Nu_g$	44,9	44,96
Число Нуссельта для холодного теплоносія	–	$Nu_x$	24,3	24,05
Число Грасгоффа для гарячого теплоносія	–	$G_{rg}$	–	–
Число Грасгоффа для холодного теплоносія	–	$G_{rx}$	$2,7 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^8$
Коефіцієнт тепловіддачі для гарячого теплоносія	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_g$	53,3	53,4
Коефіцієнт тепловіддачі для холодного теплоносія	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_x$	244,3	241,9
Питома теплова потужність гарячого теплоносія	Вт/м <sup>2</sup>	$q_g$	1857,6	1671,2
Питома теплова потужність холодного теплоносія	Вт/м <sup>2</sup>	$q_x$	1844,3	1686,8
Середня питома теплова потужність	Вт/м <sup>2</sup>	$q_c$	1850,9	1678,9

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
Різниця між питомою тепловою потужністю гарячого та холодного теплоносіїв	Вт/м <sup>2</sup>	$\Delta q$	6,6	15,6
Температура стінки з боку гарячого теплоносія	°С	$t_{gw}$	53,45	52,8
Температура гарячого теплоносія на вході	°С	$t_{g0}$	130	119,8
Стрибок температур гарячого теплоносія на вході	°С	$\Delta t_g$	0	10,2
Температура стінки з боку холодного теплоносія	°С	$t_{xw}$	52,5	52
Середня швидкість холодного теплоносія у центральній трубі	м/с	$v_x$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$7,8 \cdot 10^{-3}$
Середня швидкість гарячого теплоносія у міжтрубному просторі	м/с	$v_g$	8,07	7,97
Гradient температури гарячого теплоносія на вході	°С	$g_{g0}$	-110,9	-104,9
Розрахункова поверхня теплопередачі	м <sup>2</sup>	$F_r$	3,14	3,46
Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м <sup>2</sup> ·град)	$K_t$	42,8	42,96
Коефіцієнти розрахункового рівняння (3.24)	–	$t_t$	–	0,625
	–	$A_t$	–	2,05
	–	$B$	–	0,375
	°С	$C$	–	-30
	–	$P$	–	17,63
	–	$Q$	–	12,55
	–	$r_1$	–	18,31
	–	$r_2$	–	-0,685
	°С	$C_1$	–	$3,2 \cdot 10^{-8}$
	°С	$C_2$	–	153

Як видно з матеріалів, наведених у таблицях 3.1 та 3.2, облік поздовжньої теплопровідності призводить при  $Re_g=12096$  до стрибка температури гарячого теплоносія на вході на 10,2 градуса, тобто вона падає з  $t_{gn}=130$  °С до  $t_{g0}=119,8$  °С. Тому середня температура  $\Delta t_{xc}$  зменшується порівняно з типовим розрахунком з 43,3 до 39,1 градуса, що у свою чергу знижує питому теплову потужність з  $q_c=1850,9$  до 1678,9 Вт/м<sup>2</sup> і, відповідно, призводить до збільшення поверхні теплопередачі та довжини труб із 13,87 до 15,29 м, тобто на 10,3%. На рис. 3.8 представлені профілі температур гарячого (1) і холодного (2) теплоносія по довжині труб двотрубного теплообмінника, розраховані за типовим алгоритмом

(без урахування поздовжньої теплопровідності), та за формулами (3.33) та (3.14), які її враховують.

Якщо для холодного теплоносія особливих відмінностей кривих 2а і 2б не спостерігається, то для гарячого теплоносія (рис. 3.8, 1а і 1б) ці відмінності суттєві: це, по-перше, стрибкоподібна зміна температури на вході з 130 до 119,8 °С, а подруге – нульовий градієнт температури гарячого теплоносія на виході – гранична умова (3.16).

На графіках залежності температури холодного теплоносія від температури гарячого теплоносія (рис. 3.9) також добре видно вплив поздовжньої теплопровідності (крива 2) на цю залежність. Якщо у типовому розрахунку цей графік описується прямою лінією 1, то на другому – ця залежність нелінійна і має горизонтальну сходинку.

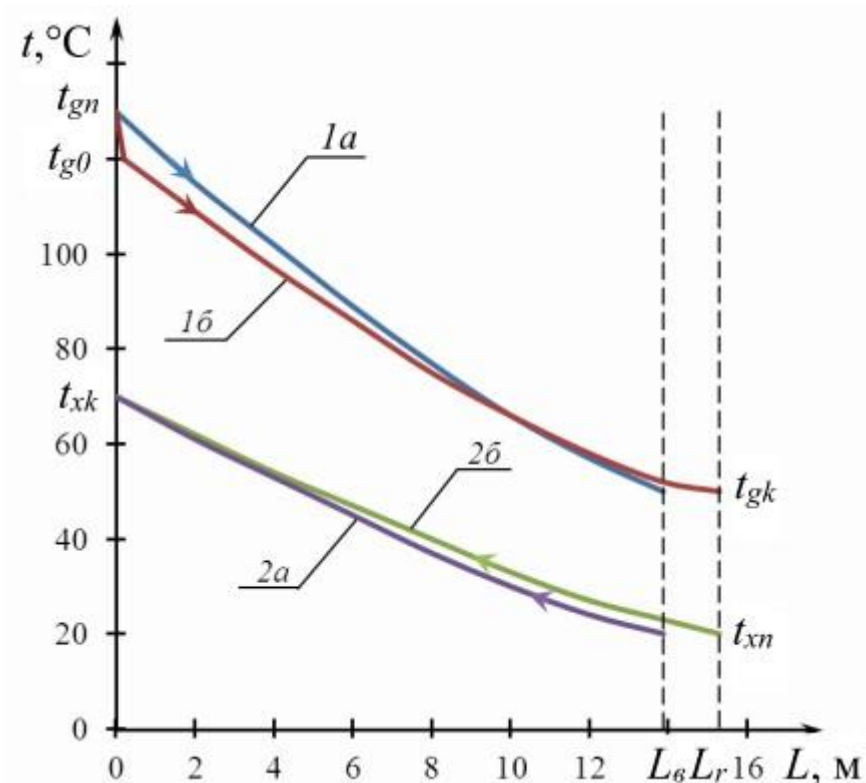


Рисунок 3.8 – Профілі температур теплоносія у двотрубному теплообміннику:

*a* – ідеальний витіснювач (типовий розрахунок),  $Pe \rightarrow \infty$ ,  $\lambda_l \rightarrow 0$ ;

*б* – з урахуванням поздовжньої теплопровідності  $Pe_{tg}=16,3$

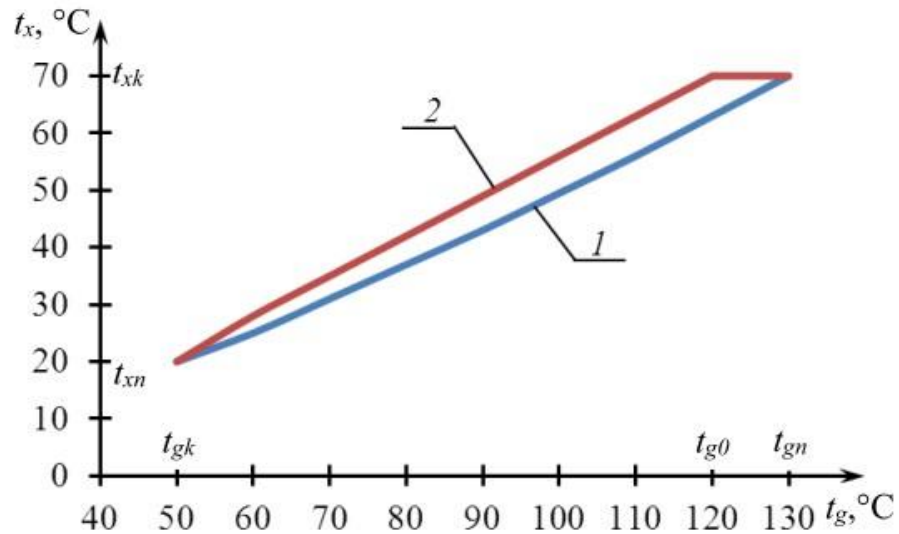


Рисунок 3.9 – Залежність температури холодного теплоносія від температури гарячого теплоносія:

1 – типовий розрахунок,  $Pe \rightarrow \infty$ ,  $\lambda_l \rightarrow 0$ ;

2 – з урахуванням поздовжньої теплопровідності  $Pe_{tg}=16,3$

На рис. 3.10 представлена номограма для визначення відносної довжини  $\Delta \ell_0$  (крива 2) та числа Пекле поздовжньої теплопровідності  $Pe_{tg}$  (крива 1) від числа Рейнольдса газу  $Re_g$ . Як видно з графіків цих номограм, число Пекле  $Pe_\ell$  зі зростанням числа Рейнольдса  $Re_g$  монотонно зменшується. Це пояснюється посиленням турбулізації потоку його перемішуванням і зростанням як поздовжньої дифузії [36, 37, 56, і поздовжньої теплопровідності [40. Також турбулізацією потоку газу зі зростанням числа  $Re_g$  пояснюється зростання відносної довжини труб у двотрубному теплообміннику, розрахованому з урахуванням поздовжньої теплопровідності, порівняно з таким же теплообмінником, розрахованим за типовим алгоритмом.

Таким чином, коли число Рейнольдса  $Re_g > 104$  облік поздовжньої теплопровідності та вхідного стрибка температури в розрахунках двотрубних теплообмінників призводить до зменшення середньої рушійної сили процесу теплопередачі та збільшення розрахункової поверхні теплопередачі на 10 і більше відсотків. У цьому випадку розрахунок параметрів теплообмінника слід проводити за описаними вище формулами. При перехідному режимі течії, коли



$2 \cdot 10^3 \leq Re_g \leq 10^4$  зростання розрахункової довжини становить від 4% до 10%, а за ламінарного режиму  $Re_g < 2000$  – менше 4 % і може не враховуватися. В останньому випадку розрахунок двотрубного теплообмінника можна проводити за типовим алгоритмом.

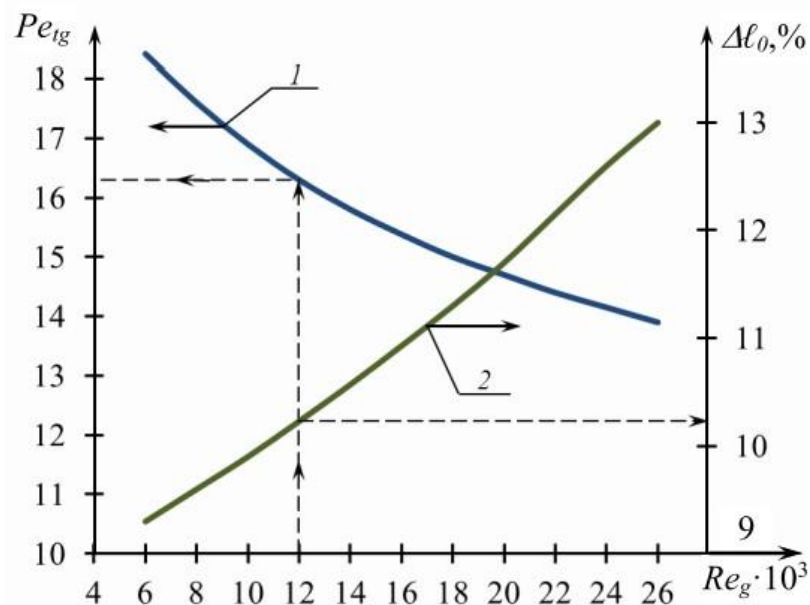


Рисунок 3.10 – Залежність числа Пекле поздовжньої теплопровідності та збільшення відносної довжини двотрубного теплообмінника від числа Рейнольдса гарячого теплоносія

### 3.3 Вплив обладнання на ефективність роботи двотрубного теплообмінника

Поряд з очищенням теплопередаючих поверхонь від термічних відкладень та забруднень для підвищення ефективності роботи двотрубних теплообмінників широко застосовують різні види ребра внутрішніх і зовнішніх поверхонь труб.

Для інтенсифікації теплообміну пропонується встановлювати вздовж зовнішньої і внутрішньої поверхні теплообмінної труби гільзи з поздовжнім прорізом. З матеріалу бічної поверхні гільзи пропонується виконувати ребра. При установці гільзи на зовнішню поверхню ребра відгинають зовні (рис. 3.11, позиція 15 і рис. 3.12 б), а при встановленні в центральну трубу - всередину (рис. 3.11, позиція 16 і рис. 3.12 а). При цьому конструкція двотрубного

теплообмінника повинна бути розбірною і включати в себе такі елементи: зовнішню трубу 1 з патрубками 2 і 3 для одного теплоносія; внутрішню трубу 4 з патрубками 5 та 6 для другого теплоносія; фланці 7 та 8, з'єднані з внутрішньою трубою 4; фланець 9, встановлений нероз'ємно на зовнішній трубі 1, і з'єднаний з фланцем 7 через прокладку 10 з'єднанням болтовим 11; внутрішній фланець 12, встановлений нероз'ємно на зовнішній трубі 1, і з'єднаний через прокладку 13 шпильками 14 з малим фланцем 8; фланець 18, з'єднаний з внутрішньою трубою 4 і з'єднаний з фланцем 7 через прокладку 17 за допомогою болтового з'єднання 11 (рис. 3.11).

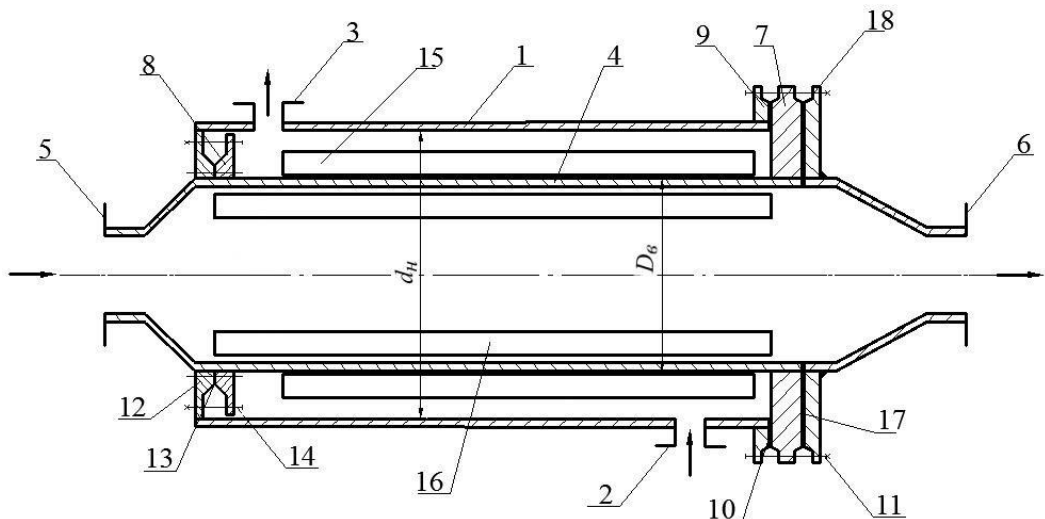
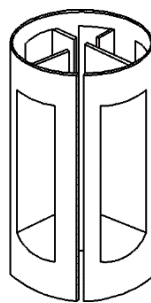
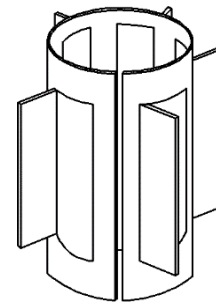


Рисунок 3.11 – Розбірний двотрубний теплообмінник з оребренням



а)



б)

Рисунок 3.12 - Гільзи з поздовжніми ребрами

а) з внутрішніми ребрами; б) з наружними ребрами

Для розрахунку теплообмінника з встановленими поздовжніми ребрами необхідно до стандартного алгоритму розрахунку додати деякі зміни. Знаючи, що нижню площу поверхні оребріння  $m_p$  назовні можна визначити за формулою:

$$F_{oc} = F_{cn} + m_p \ell_t h_n, \quad (3.37)$$

де  $F_{cn} = \pi(d_{в} + \delta)l_t$  – середня площа поверхні неоребреної внутрішньої труби, а загальну теплопередавальну поверхню для опалення всередині труби:

$$F_{вс} = F_{cn} + m_p \ell_t h_{в}, \quad (3.38)$$

тоді збільшення площ зовнішньої і внутрішньої поверхонь можна охарактеризувати коефіцієнтами

$$y_n = 1 + \frac{m_p h_n}{\pi(d_{в} + \delta)}, \quad (3.39)$$

$$y_{в} = 1 + \frac{m_p h_{в}}{\pi(d_{в} + \delta)}. \quad (3.40)$$

У статті [80] проведено порівняльний розрахунок означеного двотрубного теплообмінника для нагрівання дизельного палива димовими газами за стандартним і запропонованим алгоритмами.

Результати розрахунку показали, що при встановленні поздовжніх ребер з двох сторін внутрішньої труби в 2,6 рази збільшується питома теплова потужність і зменшується відповідно розрахункова поверхня і довжина двотрубного теплообмінника. При встановленні шести поздовжніх ребер тільки на зовнішню поверхню внутрішньої труби питома теплова потужність збільшується в 1,9 раза, а при такій же установці всередині труби – лише на 23%. Пояснити це можна тим, що тепловіддача від димових газів є лімітуючою

стадією, оскільки при стандартному розрахунку коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до відкладень ( $\alpha_g = 18,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ) у 2,5 рази менший від коефіцієнта тепловіддачі від відкладень до рідини, що нагрівається ( $\alpha_x = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ).

Потребує пояснення суперечність у проведених розрахунках теплообмінника з ребрами, коли коефіцієнт теплопередачі ( $K_t = 33,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ) більше, ніж найменший коефіцієнт тепловіддачі ( $\alpha_g = 18,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ). Це пов'язано з тим, що тепловіддача в обох випадках йде через оребрені поверхні і теплові потужності  $q_g$  і  $q_x$  розраховуються як проведення теплопередаючих поверхонь ((3.37) і (3.38)) та відповідних коефіцієнтів тепловіддачі.

Таким чином, запропонований тип ребра двотрубного теплообмінника за допомогою знімних гільз (рис. 3.12) дозволяє в 2,5 рази збільшити поверхні тепловіддачі внутрішньої труби і зменшення розрахункову поверхню теплопередачі і довжину теплообмінника більш ніж у 2 рази.

## **4 НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ДВОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ І ПРИСТРОЇ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ МІЖТРУБНОГО ПРОСТОРУ**

Спираючись на результати фізичного та математичного моделювання гідродинамічних і теплових процесів у двотрубному теплообміннику, представлених у другому і третьому розділі, необхідно не тільки оцінити значущість впливу термічного опору відкладень і забруднень на теплопередаючих поверхнях теплообмінників, але запропонувати способи і пристрої роботи.

### **4.1 Періодичне очищення двотрубних теплообмінників**

Відомо, що періодичне очищення поверхонь теплообмінного обладнання здійснюється двома способами: розбірним та безрозбірним. Основною перевагою періодичного очищення теплообмінних апаратів є її висока ефективність, так як при повній зупинці апарата можна видалити практично всі забруднення і відкладення, що накопичилися.

Одним із найбільш складних аспектів очищення теплопередаючих поверхонь двотрубних теплообмінників є очищення зовнішньої поверхні внутрішньої труби. Для вирішення цієї проблеми розроблено такі пристрої, що дозволяє підвищити якість очищення за рахунок інтенсифікації процесу видалення відкладень з поверхонь труб [34]:

- з тангенціальною установкою патрубків;
- із вигнутими трубчастими елементами (рис. 4.1);
- з гідроабразивним принципом роботи.

Принцип роботи даних пристроїв заснований на застосуванні очисних елементів з позитивною плавучістю, тобто щільність яких менша за щільність робочого середовища. Ці очисні елементи з робочим середовищем тангенціально (з обертанням) подаються у міжтрубний простір двотрубного теплообмінника. Таке введення забезпечується або тангенціальною установкою патрубків, або за допомогою спеціальних вигнутих трубчастих елементів (рис. 4.1) або

встановленням міжтрубного простору додаткової трубки з прорізом для подачі очисних елементів.

Інтенсифікація пропонувананих пристроїв можлива застосуванням нових очисних елементів із позитивною плавучістю.

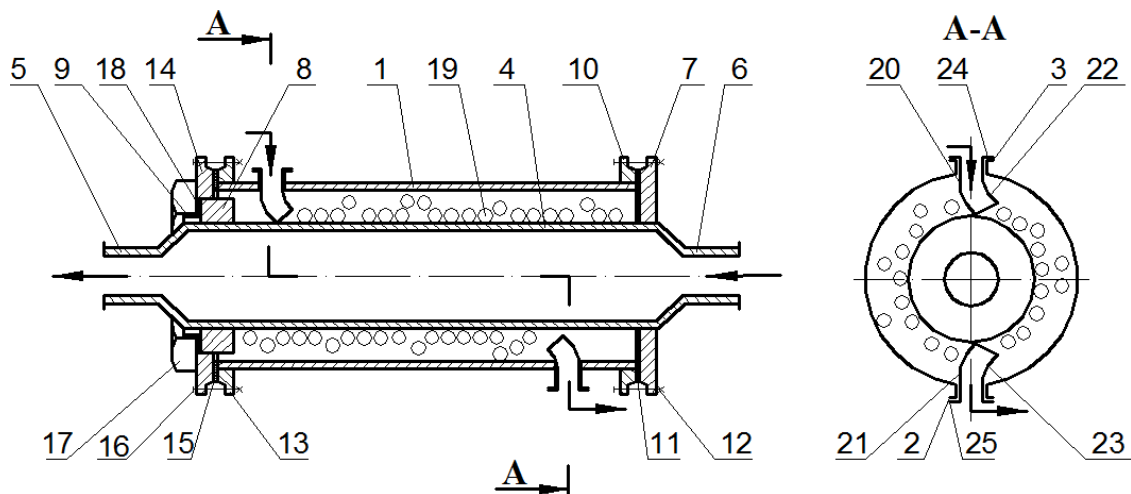


Рисунок 4.1 – Двотрубний теплообмінник з вигнутими трубчастими елементами [94, 97]

1 – зовнішня труба; 2, 3, 5, 6 – патрубки; 4 – внутрішня труба;  
 7, 10, 13, 14 - фланці; 8 – втулка; 9 – гільза; 11, 15 – прокладки;  
 12, 16 – болтові з'єднання; 17 – гайка; 18 - сальник; 19 – абразивні гранули; 20, 21 - трубчастий елемент; 22, 23 – криволінійний профіль;  
 24, 25 – диск

Елементи є несучою основою, в якій рівномірно за об'ємом розподілені абразивні зерна. В якості абразивних зерен можуть бути використані великі частинки корунду, піску, кремнію, карбїду та інші.

При цьому співвідношення маси абразивних зерен та маси несучої основи визначається:

$$\frac{m_a}{m_n} = (0,2 \div 0,5) \frac{\left( \frac{\rho_{жс}}{\rho_n} - 1 \right)}{\left( 1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_a} \right)}, \quad (4.1)$$

де  $m_a$ ,  $m_n$  – відповідно маса частинок абразивних зерен та маса однокомпонентної поліуретанової піни, г;

$\rho_a$ ,  $\rho_n$ ,  $\rho_{жс}$  – відповідно об'ємні щільності абразивного матеріалу, однокомпонентної поліуретанової піни та робочої рідини, г/см<sup>3</sup>.

Використання в якості несучої основи однокомпонентної поліуретанової піни, що має об'ємну щільність  $\rho_n$  значно меншу за об'ємну щільність робочої рідини  $\rho_{жс}$ , дозволяє гранулам мати високу позитивну плавучість навіть при додаванні до неї великої кількості абразивних зерен з об'ємною щільністю  $\rho_a$ .

Збільшення верхньої межі чисельного коефіцієнта у зазначеному співвідношенні (4.1) більше величини 0,5 зменшує частку абразивних частинок, а значить час їх взаємодії з поверхнею, що очищається, що знижує якість її очищення. Зменшення нижньої межі чисельного коефіцієнта у зазначеному співвідношенні (4.1) менше величини 0,2 наближає загальну густину абразивної гранули до густини робочої рідини. У відцентровому полі це призводить до зниження сили притискання гранули до теплообмінної поверхні, що очищається.

Крім того, несуча основа з однокомпонентної поліуретанової піни після затвердіння виконує роль зв'язки, що утримує частинки абразивних зерен в гранулі. Це сприяє збільшенню міцності закріплення частинок абразивних зерен у гранулі. Рівномірний розподіл за об'ємом частинок абразивних зерен дозволяє при будь-якому положенні гранули щодо теплопередаючої поверхні, що очищається, взаємодіяти з частинками абразивних зерен в будь-який момент часу.

Схему установки для гідродинамічного очищення двотрубних теплообмінних апаратів за допомогою абразивних гранул наведено на рис. 4.2.

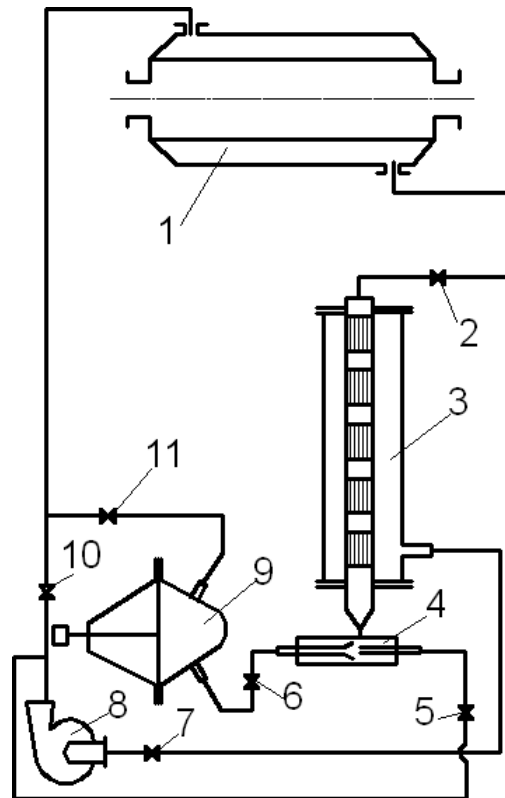


Рисунок 4.2 – Установка для гідродинамічного очищення двотрубного теплообмінника:

- 1 – міжтрубний простір двотрубного теплообмінника;
- 2, 5, 6, 7, 10, 11 – засувки; 3 – фільтраційний відділник гранул;
- 4 – ежектор; 8 – відцентровий насос; 9 – мембранний насос

Відокремлювач гранул складається з корпусу, всередині якого розміщується перфорована труба, яка не пропускає гранули. Присадка до початку очищення теплообмінника знаходиться у внутрішній трубі 3. Систему заповнюють водою, після чого відкривають засувки 2, 7, 10 і включають відцентровий насос 8. Вода починає циркулювати в контурі системи. Далі поступово відкривають засувку 5, щоб привести у зважений стан абразивні гранули у центральній трубі відокремлювача. Після цього відкривають засувки 6 і 11 і включають мембранний насос 9. Суміш гранул з водою за допомогою ежектора 4 і мембранного насоса 9 подається в трубопровід циркуляційного контуру, а потім - міжтрубний простір 1 двотрубного теплообмінного апарату, який очищається за допомогою абразивних гранул, що циркулюють з потоком



рідини. На виході з міжтрубного простору двотрубного теплообмінного апарату 1 цей потік потрапляє у внутрішню трубу відокремлювача гранул. Вода, проходячи через отвори внутрішньої труби, відокремлюється від гранул і надходить у всмоктуючий трубопровід відцентрового насоса. Абразивні гранули через ці отвори не проходять. Таким чином, насос захищений від абразивної дії гранул, які за допомогою ежектора 4 та мембранного насоса 9 знову подаються в напірний трубопровід насоса.

Процес циркуляції гранул із потоком рідини триває до повного очищення міжтрубного простору двотрубного теплообмінного апарату. Після закінчення процесу очищення закривають засувки 5, 6 та 11 і вимикають мембранний насос. При цьому абразивні гранули збираються у внутрішній трубі відокремлювача, після чого вимикають відцентровий насос 8. Середньоарифметичний діаметр абразивних гранул становить 3 мм.

Аналіз результатів дослідів, виконаних при різних швидкостях потоку і концентраціях присадки, показує, що найбільш ефективно очищення міжтрубного простору двотрубного теплообмінника відбувається в початковий період, а в подальшому ефект очищення значно знижується. Шляхом підбору відповідних абразивних гранул та швидкостей руху гідросуміші відкладення видаляються без вимкнення теплообмінників. Даний метод замінює кілька способів підготовки та очищення води, що потребують великих капітальних та експлуатаційних витрат. Гідродинамічна очистка також є незамінною для підготовки поверхонь двотрубних теплообмінників при інгібуванні води з метою боротьби з корозією. Даний метод дозволяє проводити очищення двотрубних теплообмінних апаратів від різноманітних відкладень і обростань без застосування хімічних реагентів, що має велике значення з погляду охорони навколишнього середовища.

Для спрощення процесу розбирання двотрубних теплообмінників розроблено нові конструкції.

Головним завданням розробок є збільшення швидкості теплоперенесення через теплопередавальну зовнішню поверхню внутрішньої труби за рахунок

періодичного очищення відкладень, що утворюються, на цій поверхні при розбиранні з поділом зовнішньої і внутрішньої труб одна від одної.

Відмінною особливістю конструкції є установка на одному кінці внутрішньої теплообмінної труби нероз'ємного малого фланця (рис. 3.11), з'єданого з внутрішнім фланцем зовнішньої труби шпильками, при цьому відношення діаметрів малого фланця внутрішньої труби та зовнішньої труби становить  $0,95 \div 0,9$ . Це дозволяє легко і швидко відокремлювати одну від одної зовнішню та внутрішню труби, очищати від забруднень теплопередавальну зовнішню поверхню внутрішньої теплообмінної труби відомими методами.

Аналіз відомих розбірних конструкцій двотрубних теплообмінників також показав, що актуальною проблемою є складність забезпечення герметичності кільцевої щілини між трубами, особливо при високому тиску робочого середовища в міжтрубному просторі. Для підвищення надійності роботи двотрубних теплообмінників розроблено конструкцію, особливість якої полягає у закріпленні на одному кінці внутрішньої теплообмінної труби 4 втулки 8 з гільзою 9 (рис. 4.1). Гільза 9 має на зовнішній поверхні різь, на яку для додаткової герметизації знімного фланця встановлена гайка 17. При цьому знімний фланець 14 встановлений із ковзною посадкою на втулці 8, а між знімним фланцем 14 і гайкою 17 встановлений сальник 18. До недоліків даної конструкції теплообмінника можна віднести труднощі складання при з'єднанні внутрішньої та зовнішньої труб, пов'язаної з герметизацією сальника при загвинчуванні гайки на різьблення гільзи, і складність установки із ковзною посадкою знімного фланця на втулці.

Для нівелювання перерахованих недоліків та підвищення надійності конструкції розбірного теплообмінника при високих тисках теплоносія розроблено конструкцію з використанням компенсуючого пристрою (рис. 4.3).

Розглянемо принцип роботи цієї конструкції теплообмінника на прикладі багатоланкового теплообмінника типу ТТ (ГОСТ 9930-67), призначеного для конденсації насиченої пари деякого продукту.

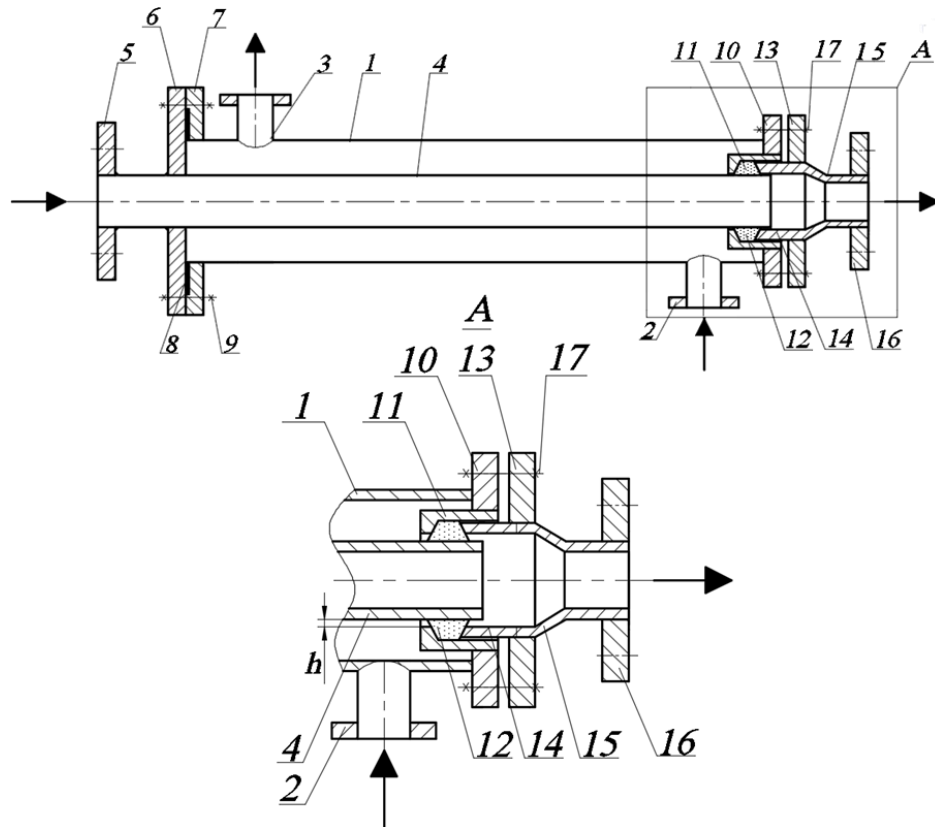


Рисунок 4.3 – Схема розбірної конструкції теплообмінника «труба у трубі»:  
 1 – зовнішня труба; 2 – вхід теплоносія; 3 – вихід теплоносія; 4 – внутрішня труба; 5, 6, 7, 10, 13, 16 – фланець; 8 – прокладка; 9, 17 – болт; 11 – стакан; 12 – ущільнюючий матеріал; 14, 15 - патрубок

Конденсована пара надходить у внутрішню трубу 4 верхньої ланки теплообмінника ТТ, а вода, що охолоджує, - в міжтрубний кільцевий простір нижньої ланки теплообмінника ТТ. При такій подачі пари, що конденсується, і охолоджуючої води в теплообмінник ТТ рух гарячого і холодного теплоносіїв у всіх ланках теплообмінника ТТ буде протиточним. Насичена пара, контактуючи з охолоджуваною водою стінкою внутрішньої труби 4 теплообмінників «труба в трубі» (ланок теплообмінника ТТ) охолоджується і конденсується, утворюючи струмок конденсату вздовж потоку пари, при цьому витрата пари вздовж струмка конденсату зменшується, а витрата конденсату зростає.

На виході з теплообмінника ТТ внутрішня труба 4 виявляється повністю заповненою конденсатом, між потоком конденсату у внутрішній трубі 4 і потоком охолоджувальної води, що омиває її, здійснюється теплообмін, в

результаті якого температура конденсату вздовж потоку зменшується до деякого її значення на виході з теплообмінника ТТ, заданого умовами його експлуатації. Потік охолоджувальної води, сприймаючи теплоту конденсату, що охолоджується, і теплоту конденсації насиченої пари, нагрівається.

Таким чином, виконання у фланці 10 зовнішньої труби 1, розташованому з боку знімного фланця 13, центрального отвору, в якому нероз'ємно закріплений стакан 11, встановлений із зазором між поверхнею його центрального отвору і внутрішньою трубою 4, дозволяє виключити необхідність ущільнення зазору між фланцем труби 1 і знімним фланцем 13. Так як герметизація міжтрубного простору з боку знімного фланця 13 повністю забезпечується за допомогою тільки одного сальникового ущільнення, то в конструкції теплообмінника зменшується загальна кількість з'єднань, які підлягають ущільненню. За інших рівних умов це знижує кількість можливих випадків розгерметизації міжтрубного простору, підвищуючи цим надійність конструкції теплообмінника.

Крім того, сальникове ущільнення є температурним компенсатором при термічній зміні довжин зовнішньої 1 і внутрішньої труб 4, що зменшує ризики деформації та втрати міцності зварних швів від термічної напруги.

Розроблена конструкція теплообмінника розбірного типу має наступну особливість – внутрішня теплообмінна труба виконана з постійним діаметром, рівним діаметру коліна, а знімний і нероз'ємний фланці виконані з можливістю безпосереднього приєднання до відповідних фланців колін, що з'єднують секції теплообмінника (рис. 4.4).

Збірку теплообмінника здійснюють наступним чином. Встановлюють прокладку 18 на фланці 7. Встановлюють зовнішню трубу 1 на внутрішню трубу 4, просуваючи її зліва направо до фланця 5. Встановлюють прокладку 19 між фланцем 5 внутрішньої труби 4 і фланцем 15 з'єднувального коліна 15 і 7 за допомогою болтового з'єднання 21. На фланець 8 встановлюють прокладку 17. Сальник 11 встановлюють на втулку 6 і на неї встановлюють знімний фланець 9 із ковзною посадкою до контакту його з фланцем 8. Закручуючи гайку 10, герметизують сполучену з втулкою ковзну поверхню знімного фланця 9 і

з'єднання між фланцями 8 і 9. Між фланцем 9 і фланцем 14 сполучного коліна 12 встановлюють прокладку 16 і герметично ущільнюють з'єднання між фланцями 8, 9, 14 за допомогою болтового з'єднання 20.

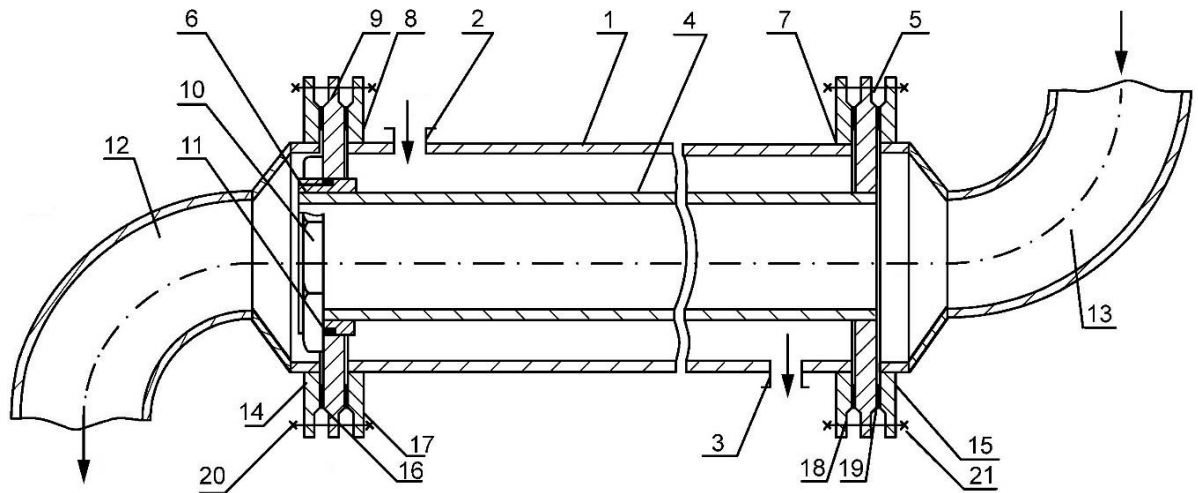


Рисунок 4.4 – Теплообмінник «труба в трубі» розбірний

1 – зовнішня труба; 2, 3 – патрубки входу та виходу; 4 – внутрішня теплообмінна труба; 5, 7, 8, 14, 15 – фланці; 6 – втулка; 9 – знімний фланець; 10 – гайка; 11 – сальник; 12, 13 – коліна; 16, 17, 18, 19 - прокладки; 20, 21 – болтові з'єднання

Таким чином, запропонована конструкція дозволяє спростити процес збирання (розбирання) теплообмінника, при цьому покращуючи умови проведення ремонтних робіт, огляду та чищення поверхні труб, а також зменшує енергетичні витрати на транспортування теплоносія внутрішньою теплообмінною трубою за рахунок зниження гідравлічного опору.

#### 4.2 Конструкції двотрубних теплообмінників з інтенсифікаторами

Розглянувши класифікацію двотрубних теплообмінників у першому розділі та проаналізувавши відомі конструкції [4, 5, 6, 56], виявлено важливий недолік – відсутність теплопередачі через теплопередавальну поверхню колін (двійників або калачів), що з'єднують внутрішні труби між собою, що досить

сильно знижує продуктивність. З урахуванням цього недоліку пропонується наступна конструкція теплообмінника двотрубного (рис. 4.5).

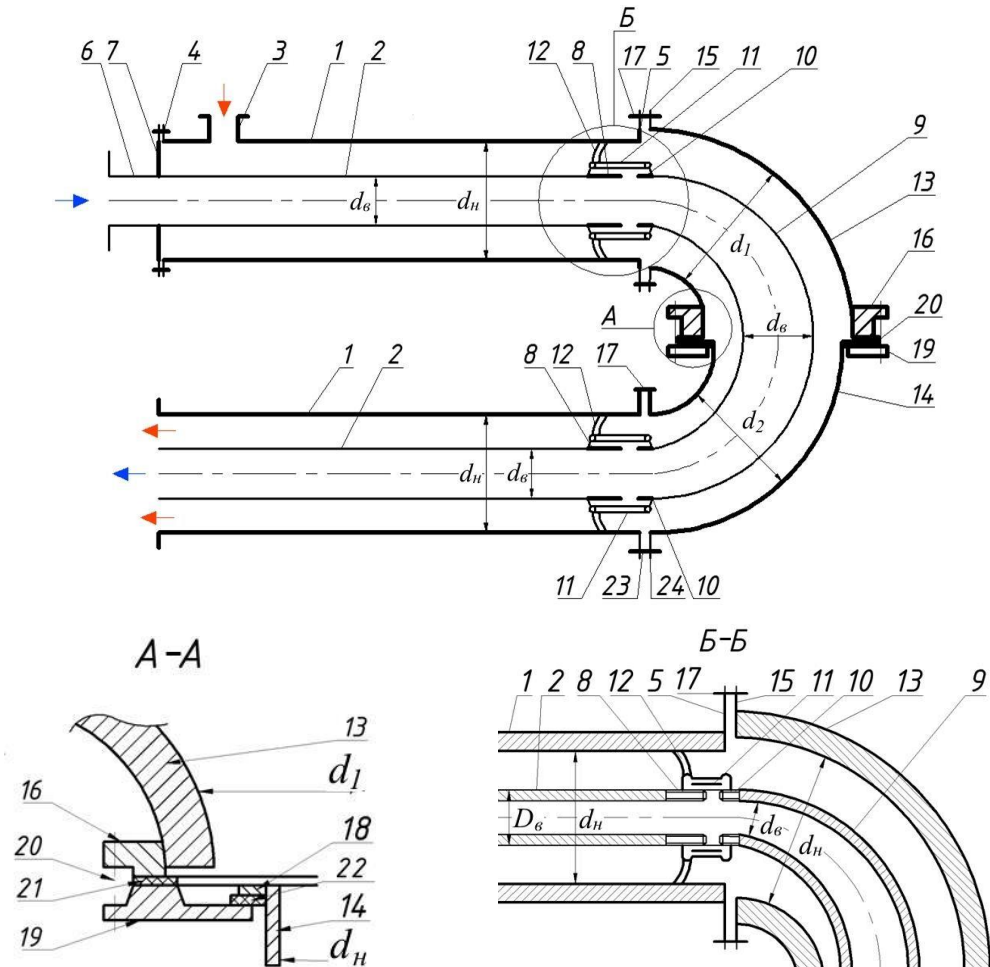


Рисунок 4.5 – Розбірний двотрубний теплообмінник з додатковою теплопередачею через сполучні коліна:

- 1 – зовнішня труба; 2 – внутрішня труба; 3, 6 – патрубки; 4, 5, 7, 15, 16, 19, 23, 24 - фланці; 8 – різьбові з'єднання; 9 – калач; 10 - різь; 11 - муфта; 12 – пружні центруючі пластини; 13, 14 – верхня та нижня частини сполучного коліна; 17 - болтове з'єднання; 18 - опорне кільце; 20 – болти; 21, 22 – прокладки

На вільних кінцях кожної внутрішньої труби 2 і калача 9 виконано різьблення 10, а для з'єднання цих кінців внутрішніх труб 2 і калачів 9 використовують муфту 11 з пружними центрувальними пластинами 12,

рівномірно розташованими на її бічній поверхні. Кінці кожної зовнішньої труби 1 забезпечені нероз'ємними фланцями 4 і 5. Кожен калач внутрішньої 9 труби 2 встановлюють всередині двох частин 13 і 14 коліна зовнішніх труб, причому ці частини коліна мають різні діаметри, що лежать в межах:

$$\frac{d_1}{d_2} = 1,25 \div 1,33, \quad (4.2)$$

де  $d_1$  - внутрішній діаметр верхньої частини 13 коліна, м;

$d_2$  - внутрішній діаметр нижньої частини 14 коліна, м.

Нижня частина 14 коліна з меншим діаметром забезпечена на торці, суміжним з верхньою частиною 13 коліна більшого діаметра опорним кільцем 18 і знімним фланцем 19, а інші кінці обох частин коліна забезпечені нероз'ємними фланцями 23 та 24, суміжними (сполученими) з нероз'ємними фланцями 4 та 5 зовнішніх труб.

Збільшення верхньої межі відношення (4.2) зазначених діаметрів до збільшення швидкості теплоносія, що рухається в кільцевому просторі між калачами та коліном, що призводить до зниження швидкості теплопередачі та продуктивності. А зменшення нижньої межі відношення (4.2) призводить до складнощів переміщення однієї частини коліна з меншим діаметром усередині іншої частини коліна з великим діаметром, що збільшує час монтажу та демонтажу калачів та колін з лінійних відрізків трубних елементів.

Таким чином, запропонована конструкція двотрубного теплообмінника дозволяє збільшити поверхню теплопередачі на 15% за рахунок залучення в теплообмін поверхні калача 9, проводити збирання та розбирання з відділенням внутрішньої труби 2 від зовнішньої труби 1 і калача 9 від верхньої 13 і нижньої частини 14 колін. Це спрощує та зменшує час очищення теплопередаючих поверхонь внутрішньої труби 2 та калача 9, збільшує робочий час теплопередачі та сприяє зростанню продуктивності загалом.

Запропонована конструкція (рис. 4.5) може бути модернізована з точки зору спрощення її монтажу за допомогою установки на калач гофрованої гнучкої труби 14 (рис. 4.6).

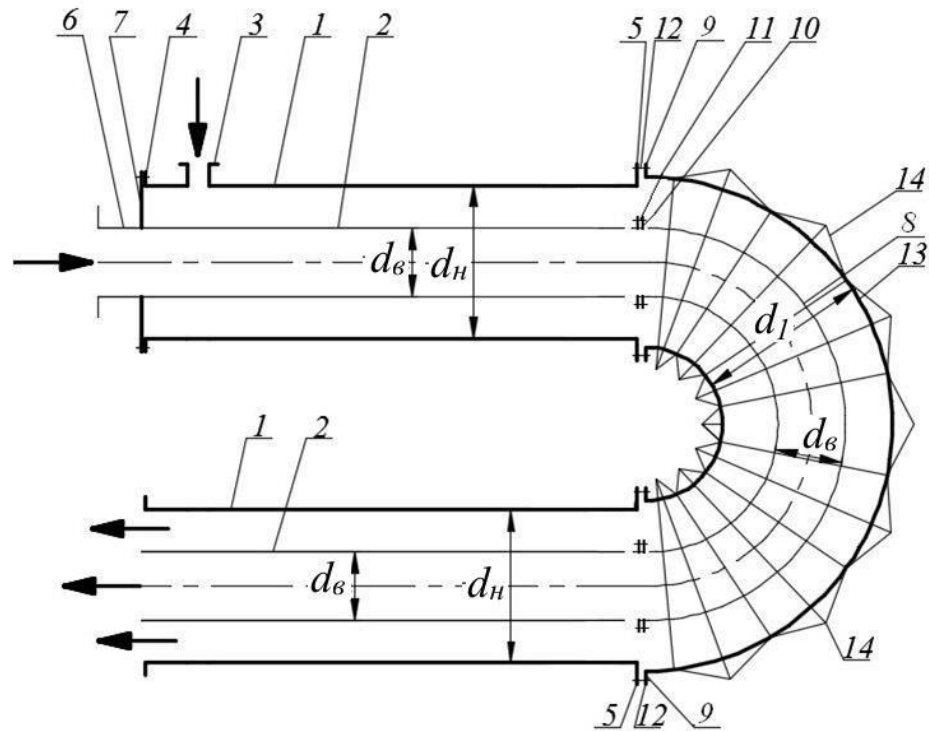


Рисунок 4.6 – Двотрубний теплообмінник із гофрою:

- 1 – зовнішня труба; 2 – внутрішня труба; 3, 6 – патрубки;  
 4, 5, 7, 9, 10 – фланці; 8 – калач; 11, 12 – болтове з'єднання; 13 – коліно;  
 14 - гофрована гнучка труба

Необхідно відзначити, що в результаті аналізу відомих конструкцій двотрубних теплообмінників також причинами зниження продуктивності є збільшення термічного опору за рахунок поступового наростання термічних забруднень і збільшення гідравлічного опору за рахунок установки інтенсифікаторів усередині труб. Для нівелювання даних недоліків пропонується у внутрішній трубі встановити інтенсифікатор потоку, що є струною, натягнутою між опорним кільцем і знімним фланцем. Поперек опорного кільця усередині нього жорстко закріплений стрижень, у якому закріплений один кінець струни, а



інший кінець струни закріплений в натяжному пристрої. Сила натягу струни визначається з виразу:

$$F_{cm} = (\pi \rho_{cm} / 4) (c d_{cm})^2, \quad (4.3)$$

де  $F_{cm}$  – сила натягу струни,  $H$ ;

$\rho_{cm}$  – щільність матеріалу струни,  $кг/м^3$ ;

$c$  – швидкість звуку в газовому теплоносії, що рухається у внутрішній трубі,  $м/с$ ;

$d_{cm}$  – діаметр струни,  $м$ .

Відомо, що частота коливань  $f_g$  будь-якого газу, що рухається в трубі, описується рівнянням:

$$f_g = \frac{c}{2L}, \quad (4.4)$$

де  $L$  - довжина труби,  $м$  [113].

Частота поперечних коливань струни  $f_{cm}$  описується формулою:

$$f_{cm} = \frac{1}{L d_{cm}} \sqrt{\frac{F_{cm}}{\pi \rho_{cm}}}. \quad (4.5)$$

На рис. 4.7 зображено схему загального виду в розрізі пропонованої конструкції двотрубного теплообмінника (а) і знімний фланець з натяжним пристроєм для натягу струни (б).

Двотрубний теплообмінник складається з внутрішньої 1 і зовнішньої труби 2, струни 3, встановленої у внутрішній трубі 1, опорного кільця 4 на одному кінці внутрішньої труби 1 з нерухомо встановленому в ньому стрижні 5 і закріпленим в стрижні 5 одним кінцем струни 3, знімного фланця 6 на іншому кінці

внутрішньої труби 1 з встановленим всередині нього натяжним пристроєм, що представляє собою вісь 7, закріплену на стінках поперек знімного фланця 6, в центральній частині якої з можливістю обертання встановлений барабан 8 з ребордами 9 і 10 для намотування на нього іншого кінця струни 3, при цьому реборда 9 барабана має шестигранний переріз під гайковий ключ, а реборда 10 – кругла. На вісі 7 з боку реборди 10 виконане різьблення 11, на яке нагвинчена гайка 12, а з боку реборди 9 на вісі 7 виконане кругле ребро 13. Внутрішня труба 1 з обох сторін за допомогою фланців 16 і 17 взаємодіє з колінами 14 і 15. На зовнішній трубі 2 встановлені патрубки 18 і 19 для підведення та відведення теплоносія.

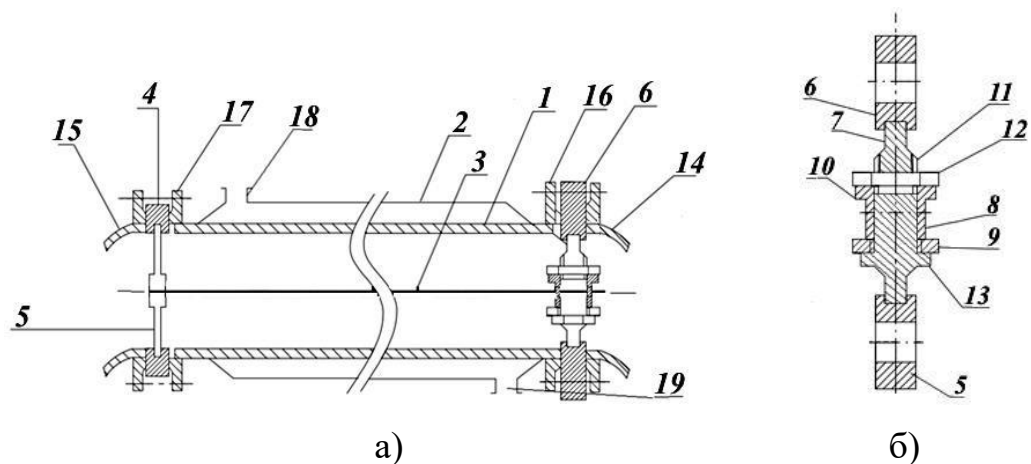


Рисунок 4.7 – Теплообмінник «труба у трубі» зі струною

1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – струна; 4 – опорне кільце;  
 5 – стрижень; 6 – знімний фланець; 7 – вісь; 8 – барабан; 9, 10 – реборди;  
 11 - різьблення; 12 – гайка; 13 - кругле ребро; 14, 15 – коліно; 16, 17 - фланець;  
 18, 19 - патрубки

Пристрій працює наступним чином. Подають у зовнішню трубу 2 через патрубок 18 один з теплоносіїв і відводять його по патрубку 19. Через коліно 14 протитечією подають газовий теплоносій у внутрішню трубу 1 і відводять його через коліно 15. Газовий теплоносій у внутрішній трубі 1 здійснює коливання із частотою  $f_g$ , що визначається за рівнянням (4.3). Так як струна 3 має силу натягу

$F_{cm}$ , що визначається виразом (4.2), то власна частота поперечних коливань  $f_{cm}$  збігається з частотою коливань газового теплоносія, що рухається у внутрішній трубі 1. Це забезпечує резонансний режим поперечних коливань струни 3 з великою амплітудою, який турбулізує газовий теплоносій, запобігаючи відкладенням, що зазвичай накопичуються на теплопередаючій стінці внутрішньої труби 1, збільшує час основної роботи з великим теплопереносом від гарячого теплоносія до холодного без зупинок на ремонт і видалення цих відкладень.

Таким чином, розглянуті в цьому розділі нові розбірні конструкції двотрубних теплообмінників дозволяють: спростити експлуатацію та збільшити поверхню теплопередачі на 15%; підвищити якість очищення та ефективність роботи теплообмінника.

## **5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ РОБІТ**

### **5.1 Загальні заходи щодо безпеки життєдіяльності**

Студенти, що беруть участь в НДР, допускаються до виконання робіт лише в присутності і під безпосереднім керівництвом викладача, що веде НДРС.

Забороняється працювати в лабораторії в нетверезому стані, вживати алкогольні напої, наркотичні і токсичні речовини під час роботи і після закінчення роботи на території університету.

Спецодяг і інші засоби індивідуального захисту повинні зберігатися в спеціально відведеному місці. Забороняється перебувати в лабораторії у верхньому одязі і класти одяг на випробувальні установки, прилади і устаткування.

При роботі в лабораторії необхідно дотримувати правила особистої гігієни. Забороняється приймати їжу на робочому місці.

У лабораторії має бути аптечка для надання першої допомоги при порізі, опіку і інших нещасних випадках.

Для гасіння можливих займань і пожеж лабораторія має бути оснащена необхідними засобами пожежегасіння (вогнегасник, ящик з піском).

До самостійної роботи в якості штампувальника допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, а також:

- вступний інструктаж;
- інструктаж з пожежної безпеки;
- первинний інструктаж на робочому місці;
- навчання безпечним методам і прийомам праці не менше ніж за 10 годинною програмою;
- інструктаж з електробезпеки на робочому місці і перевірку засвоєння його змісту.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами при роботі на пресі холодного штампування при певних обставинах можуть бути:

- елементи виробничого обладнання;
- несправний робочий інструмент;
- частки металу, що відлітають;
- електрострум;
- промисловий пил;
- виробничий шум;
- механічні небезпеки: розчавлювання, защемлення і падіння; відрізання; розрив, затягування, потрапляння під удар.

При виявленні несправностей устаткування, блокувань, пристроїв, інструментів та інші недоліки або небезпеки на робочому місці негайно повідомити викладачу. Приступити до роботи можна тільки з його дозволу після усунення всіх недоліків.

При виявленні загоряння або у випадку пожежі:

- відключити обладнання;
- повідомити в пожежну охорону і адміністрації;
- приступити до гасіння пожежі наявними в цеху первинними засобами пожежогасіння відповідно до інструкції з пожежної безпеки.

При загрозі життю - покинути приміщення.

При нещасному випадку надати потерпілому першу (долікарську) допомогу, негайно повідомити про те, що трапилося викладачу, вжити заходів до збереження обстановки події (стан устаткування), якщо це не створює небезпеки для оточуючих.

## **5.2 Вимоги охорони праці перед початком роботи**

Перед початком роботи мають бути перевірені з'єднання обладнання з контуром захисного заземлення, справність електроприладів, інструменту, автоматичних вимикачів, розеток, вилок, освітлення, а також наявність первинних засобів пожежогасіння.

Заземлюючі контакти розеток мають бути надійно з'єднані з контуром захисного заземлення.

Перед початком роботи переконатися в тому, що всі електроприлади, використовувані в експерименті, правильно підключені і надійно заземлені.

При експлуатації електроприладів необхідно керуватися правилами, викладеними в технічному паспорті.

При виявленні несправностей електроприладів, стендів, захисного заземлення повідомити про це науковому керівникові лабораторії, або зав. лабораторією.

Робота на пресах повинна проводитися тільки після перевірки:

- справності штампів і відповідності їх розмірних модельних характеристик;
- наявності та справності навколо обертових частин пресів захисних огорожень, заземлюючих пристроїв, електропроводки;
- наявність і справність блокувальних і запобіжних пристроїв, зблокованих з пусковими механізмами.

Всі рухи (переміщення) преса, які можуть стати причиною небезпеки для обслуговуючого персоналу та оточуючих, повинні мати справне захисне блокування. Блокуючі пристрої преса при його роботі в одному з режимів повинні виключити можливість його роботи в іншому режимі і мимовільне перемикання з режиму на режим. З метою забезпечення безпеки штампувальника система управління пресом повинна мати пристрій аварійної зупинки, яке спрацьовує при будь-якому порушенні працездатності преса незалежно від режиму його роботи, в тому числі при взаємному відключенні будь-якого виду живлення, яке використовується в обслуговуваному обладнанні.

Органи аварійного відключення повинні оснащуватися механічними засувками для фіксації їх у положенні "Виключено". Повторне включення преса має бути можливим тільки після того, як всі органи аварійного відключення, які раніше були задіяні, будуть вручну наведені в початкове положення. Повернення у вихідне положення органів аварійного відключення не повинно викликати повторного включення будь-якої частини преса.

Робота на пресах повинна проводитися після перевірки:

- справності роботи приладів системи управління, наявності та рівня мастила в резервуарі;
- відсутність течії масла;
- дії аварійно-попереджувальної сигналізації на сигнальному табло (червона лампочка - небезпеки);
- справності роботи фотозахисту;
- наявності тиску і відповідності його зусилля.

### **5.3 Вимоги охорони праці під час роботи**

Дозволяється працювати лише зі справними електроприладами.

При роботі з електроприладами можливі випадки ураження людей електричним струмом. Причинами цього можуть бути:

- одночасний дотик руками або металевим предметом до корпусу електроприладів і оголених проводів;
- робота з несправними електроприладами;
- порушення правил користування електроприладами.

Забороняється працювати з електроприладами і вимірювальними приладами при знятому кожусі.

Забороняється висмикувати штепсельні роз'єми, вилки і фішки, узявшись за провід. Відключення проводити тільки узявшись за роз'єм, вилку або фішку, щоб уникнути короткого замикання і можливого при цьому нещасного випадку (опіку).

Забороняється працювати з електроприладами у вогкому одязі, вогкими руками, перекривати вентиляційні отвори, якщо вони є на приладах.

Куріння в лабораторії заборонене.

Забороняється залишати без спостереження, ремонтувати і переносити включені в мережу електроприлади.

Забороняється підключати декілька споживачів електроенергії до однієї штепсельної розетки.

Забороняється заміна згорілих запобіжників «жучками». Необхідно застосовувати запобіжники заводського виготовлення, що калібруються.

Забороняється захаращувати підступи до електричних пристроїв (шафам, автоматичним вимикачам, розеткам), а також відчиняти їх.

При раптовому припиненні подачі електроенергії всі вимикачі і рубильники мають бути негайно вимкнені.

Не допускається залишати неізольованими оголені проводи, перевантажувати електромережу, користуватися розбитими вилками, розетками і вимикачами.

Електроприлади мають бути розташовані на відстані не менше 1 м від нагрівальних приладів і не повинні піддаватися дії прямих сонячних променів.

Робоче місце утримувати в сухому і чистому стані, не допускати запиленості електроприладів, вимірювальних приладів, стендів.

Забороняється виконувати очистку від пилу і бруду включених в мережу 220V електроприладів, вимірювальних приладів, стендів.

При виявленні несправностей електроприладів, вимірювальних приладів, стендів, за відсутності їх заземлення, а також при появі іскріння або характерного запаху перегрітої ізоляції, негайно знеструмити їх. Повідомити про це науковому керівникові лабораторії або його заступникові.

Приступати до роботи дозволяється тільки після усунення помічених несправностей електроприладів, вимірювальних приладів і стендів.

При проведенні профілактичних і ремонтних робіт дозволяється використовувати ізопропиловий або етиловий спирт.

Дозволяється зберігати запас легкозаймистих рідин, що не перевищує 0,5 літра. Зберігання запасу дозволяється в тарі, що не згоряє, зі щільно закритою кришкою.

Забороняється виконувати ремонтні роботи, пов'язані з обслуговуванням преса, без відключення системи живлення. Обов'язковою є присутність другої особи, яка наглядає за безпекою виробництва робіт, в разі навчання і (або) налагодження з використанням переносного дистанційного пульта управління.



Оброблені та необроблені деталі повинні складатися тільки на відведених для цієї мети місцях так, щоб вони не захащували робочого місця.

Для дрібних деталей, заготовок і відходів повинна бути передбачена спеціальна тара.

Для зберігання інструменту, невеликих, часто використовуваних пристроїв і оснащення, робочі місця повинні бути обладнані шафами, стелажми тощо.

Для екстреної зупинки обладнання повинно оснащуватися кнопками «Стоп» червоного кольору з грибоподібним штовхачем, що знаходяться в легкодоступних місцях, в зоні постійних робочих приміщень поруч з небезпечними вузлами, що часто обслуговуються.

#### **5.4 Вимоги охорони праці після закінчення роботи**

Після закінчення роботи вимкнути електроприлади, вимірювальні прилади, стенди.

Вимкнути всі автоматичні вимикачі, відключити використовувані подовжувачі мережі 220 V.

Привести до ладу робоче місце, прибравши пил, що з'явився, і сміття. Інструменти, пристосування та мастильні матеріали прибрати у відведене для них місце. Ганчір'я і займисті матеріали, щоб уникнути самозаймання, прибрати в металеві ящики з щільними кришками.

Зняти спецодяг, прибрати його в шафу, вимити руки та обличчя з милом.

При виході з приміщення лабораторії необхідно вимкнути всі споживачі електроенергії.

При виявлених під час роботи і після закінчення роботи несправностях і неполадках електроприладів повідомити наукового керівника лабораторії або його заступника.

#### **5.5 Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях**

При ліквідації аварійної ситуації необхідно діяти відповідно до плану ліквідації аварій.

При роботі з електроприладами і вимірювальними приладами в лабораторії можливі наступні аварійні ситуації:

- загоряння горючих матеріалів;
- ураження електричним струмом.

Джерелами спалаху в лабораторії можуть бути вузли приладів, пристроїв електроживлення, де в наслідок різних порушень перегріваються електронні компоненти схем, проводи, утворюються електричні іскри і дуги, здатні спричинити загоряння горючих матеріалів.

Співробітники і викладачі, що користуються електроприладами в лабораторії, зобов'язані знати розташування засобів пожежогасіння і уміти ними користуватися.

При пожежі:

- негайно знеструмити всі електроприлади загальним автоматичним вимикачем;
- негайно евакуювати в безпечне місце людей що були ушкоджені;
- повідомити за телефоном 101 в пожежну команду;
- видалити в безпечне місце неушкоджені електроприлади;
- приступити до гасіння пожежі первинними засобами пожежогасіння;
- повідомити керівництво університету про те, що сталося;
- електроприлади гасити вуглекислотними вогнегасниками, порошковими вогнегасниками або сухим піском;
- гасити електроприлади і дроти водою забороняється.

В разі ураження електричним струмом слід негайно знеструмити електроприлади і викликати швидку допомогу по телефону 103. Негайно повідомити про нещасний випадок керівництво лабораторії, декана факультету.

## ВИСНОВКИ

В результаті досліджень отримані наступні результати:

1. Експериментальне дослідження роботи двотрубного теплообмінника показало, що на вході в теплообмінний апарат спостерігається стрибкоподібна зміна температур теплоносіїв. Для повітря вхідний стрибок температури сягав 25 °С, для рідини – 2 °С. В результаті обробки експериментальних даних отримана залежність відносного стрибка температури теплоносія від Рейнольдса з числовими параметрами.

2. Для моделі структури потоку, доповненої поздовжнім тепловим потоком теплопровідністю, отримано неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку з граничними умовами на вході та на виході. Отримано аналітичні рішення цього рівняння для теплообмінників, у яких відбувається нагрівання газу при конденсації пари та охолодження газу при кипінні рідини.

3. Показано, що завдяки оребрінню теплопередаючої поверхні за допомогою тонкостінних знімних гільз з поздовжнім прорізом та поздовжніми ребрами у двотрубному теплообміннику в 2,5 рази можна збільшити поверхню тепловіддачі та зменшити довжину теплообмінника більш ніж у 2 рази.

4. Розглянуто розбірні конструкції двотрубних теплообмінників, що дозволяють спростити експлуатацію та збільшити поверхню теплопередачі на 15%; пристрої для очищення зовнішньої поверхні внутрішньої труби двотрубного теплообмінника, що дозволяють підвищити якість очищення та знизити швидкість утворення відкладень.

Результати, отримані при виконанні магістерської роботи мають велику практичну значимість і можуть бути використані при проектуванні двотрубних теплообмінників.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 2 т.
2. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: справочник. Т.2. / А. С. Тимонин Калуга: Издательство Н. Бочкаревой, 2002. 1030 с.
3. Архаров, А.М. Теплотехника: учебник для вузов / А. М. Архаров, И.А. Архаров и др.: под общ. ред. А.М. Архарова и В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб.: доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 712 с.
4. Машины и аппараты химических производств: учебник для вузов / А. С. Тимонин, Б. Г. Балдин, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев и др.: под общ. ред. А. С. Тимонина. Калуга: Изд-во «Ноосфера», 2014. 856 с.
5. ТУ 3612-014-00220302-99. Теплообменники труба в трубе. Технические условия. М: ОАО «ВНИИнефтемаш», 1999. 109 с.
6. Ластовкин, Г.А. Справочник нефтепереработчика / Г.А. Ластовкин, Е.Д. Радченко, М.Г. Рудина. Ленинград: Химия, 1986. 648 с.
7. Суслов, В.А. Тепломассообмен: учебное пособие / В.А. Суслов. – 3-е изд., перераб.: доп. СПб: Изд-во СПбГТУРП, 2008 120 с.
8. Антуфьев, В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. М.: Энергия, 1966. 184 с.
9. Воронин, Г.И. Эффективные теплообменники / Г.И. Воронин, Е.В. Дубровский. М.: Машиностроение, 1973. 95 с.
10. Гортышов, Ю.Ф. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом / Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев. Казань: Изд-во КГТУ им. А.Н. Туполева, 1999. 176 с.
11. Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярко. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
12. Коваленко, Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.

13. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие / С.С. Кутателадзе. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
14. Щукин, В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В.К. Щукин. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.
15. Назмеев, Ю.Г. Интенсификация конвективного теплообмена ленточными закручивателями при течении в трубах аномально вязких жидкостей / Ю.Г. Назмеев // ИФЖ. 1979. Т.38. №2. С. 239-244.
16. Пермяков, В.А. Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях / В.А. Пермяков, Е.С. Левин, Г.В. Дивова. Л.: Энергоатомиздат, 1983. 175 с.
17. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
18. Лаптев, А.Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов: учебно-справочное пособие / А.Г. Лаптев, Н.А. Николаев, М.М. Башаров. М.: «Теплотехник», 2011. 335 с.
19. Kern, D.Q. A theoretical analysis of thermal surface fouling / D.Q. Kern, R.E. Sea-ton // British Chemical Engineering 1959. vol. 4. N 5. pp. 258-262.
20. Watkinson, A.P. Scaling of Enhanced heat Exchanger tubes / A.P. Watkinson, L. Luis, R. Brent. // The Canadian journal of Chemical Engineering. 1974. vol. 52. N 5. pp. 558-562.
21. Gilmour, G.H. No Fouling — No Fouling / G.H. Gilmour // Chemical Engineering Process. 1965. vol. 61. N 7. pp. 49-54.
22. Дахин, О.Х. Исследование механизма образования кристаллических отложений и их влияние на изменение гидродинамических и тепловых параметров / О.Х. Дахин // Реология в процессах и аппаратах химических производств: Труды ВПИ. 1972. С. 38-52.
23. Дахин, О.Х. О механизме смывания вязко-пластического слоя отложений с наружной поверхности круглой трубы / О.Х. Дахин // Процессы и аппараты химических производств: Труды ВПИ. 1972. С. 30-41. – Т. 2. – С. 339-343.

24. Дахин, О.Х. Экспериментальное исследование процесса образования отложений на внутренних поверхностях круглых труб / О.Х. Дахин, Н.В. Тябин // Химия и химическая технология: Труды ВПИ. 1970. С. 482-489.
25. Дахин, О.Х. Исследование кинетики образования отложений осадка на стенках теплообменной аппаратуры / О.Х. Дахин, Л.А. Кондакова, Ю.И. Красотин, Н.В. Тябин, А.Е. Фолиянц // Химия и химическая технология: Труды ВПИ. 1968. С. 237-243.
26. Огарев, Н.В. Исследование процесса смыва смолообразных отложений органическими растворителями / Н.В. Огарев, Д.А. Чулаков // Реология в процессах и аппаратах химических производств: Труды ВПИ. 1972. С. 38-52.
27. Рева, Л.С. Высокоэффективные самоочищаемые теплообменники / Рева Л.С., Михайлов Г.М., Тябин Н.В. // Современные машины и аппараты химических производств: [тез. докл.] первой всесоюз. науч. конф., 27-29 сент. 1977 г. Чимкент, 1977. Т. 2. С. 339-343.
28. А.с. 720283 СССР, МПК F 28 F 19/00; F 28 C 3/16. Способ предотвращения отложений и очистки теплообменных поверхностей [текст] / Г.М. Михайлов, Н.В. Тябин, Л.С. Рева; заявитель и патентообладатель «Волгоградский политехнический институт». № 2644433; заявл. 11.07.1978, опубл. 05.03.1980, Бюл. № 9.
29. А.с. 920350 СССР, МПК F 28 G 3/16. Способ очистки рабочей поверхности теплообменных аппаратов [текст] / Г.М. Михайлов, Л.С. Рева, Н.В. Тябин; заявитель и патентообладатель «Волгоградский политехнический институт». № 2863963; заявл. 03.01.1980, опубл. 15.04.1982, Бюл. № 14.
30. Кучеренко, Д. И. Гидромеханическая очистка теплообменных аппаратов с использованием абразивной присадки / Д. И. Кучеренко // Водоснабжение и санитарная техника. 2007. № 12. С. 35-40.
31. UK Patent Application GB 2109656, IPC: B 06 B 1/00. Method and source for generating acoustic oscillations / Fomin V. I.; Guzenko S. I.; Egai M. N.; Manenkov J. A.; applicants and inventors Fomin V. I.; Guz-enko S. I.; Egai M.

- N.; Manenkov J. A. – GB 19820027100; date of fill-ing 02.02.1981; date of issue 02.06.1983.
32. Пат. № 2061294 Российская Федерация, МПК Н 02 N 2/00, Н 01 L 41/12. Магнитострикционное устройство угловых перемещений [текст] / Грахова Л.В., Грахов П.А., Кусимов С.Т., Тлявлин А.З.; заявитель и патентообладатель Уфимский авиационный институт им. С. Орджоникидзе № 92002507/25; за- явл. 27.10.1992; опубл. 27.05.1996, Бюл. № 26. 4 с.
  33. Мурзенков, Д.С. Промышленные методы механической очистки внутренней поверхности труб теплообменников / Д.С. Мурзенков, Б.А. Дулькин, С.Б. Воротнева // Известия ВолгГТУ. Сер. Реология, процессы и аппараты химической технологии. Вып. 8. 2015. № 1 (154). С. 77-79.
  34. Голованчиков, А.Б. Перспективные устройства для очистки теплообменных поверхностей: учебное пособие / А.Б. Голованчиков, С.Б. Воротнева. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2014. 64 с.
  35. Improving parameter estimation for column experiments by multi-model evaluation and comparison / Guoping Tang, Melanie A. Mayes, Jack C. Parker, Xiangping L. Yin, David B. Watson, Philip M. Jardine. // Journal of Hydrology. 2009. Vol. 376, Is. 3–4. P. 567–578.
  36. Левеншпиль, О. Инженерное оформление химических процессов / О. Левеншпиль: под ред. М. Г. Слинько. М.: Химия, 1969. 624 с.
  37. Кафаров, В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В. В. Кафаров. М.: Химия, 1968. 379 с.
  38. Закгейм, А. Ю. Математическое моделирование основных процессов химических производств / А. Ю. Закгейм, М. Б. Глебов. М.: Высш. шк., 1991. 400 с.
  39. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. М.: Атом- издат, 1979. 416 с.
  40. Бобылев, В. Н. Тепловой расчет подогревателя с учетом структуры потока теплоносителя / В. Н. Бобылев // Химическая промышленность сегодня. 2009. № 7. С. 45 – 50.

41. Захаров, В. П. Влияние структуры потоков на эффективность конвективного теплообмена в трубчатых аппаратах / В. П. Захаров, К. С. Минскер, Ал. Ал. Берлин, Ф. Б. Шевляков // Теоретические основы химической технологии. 2004. Т. 38, №5. С. 528 – 531.
42. Kalinin, E. K. Efficient Surfaces for Heat Exchangers Fundamentals and design / E. K. Kalinin, G. A. Dreitser, I. Z. Kopp, A. S. Myakotchin. Engl. ed. ed.: Arthur E. Bergles a. William Begell. New York; Wallingford: Begell house, cop. 2002. XIX, 392 с.
43. Гильденблат, И. А. Влияние коэффициента диффузии на массообмен между потоками жидкостей и газом / И. А. Гильденблат, А. И. Родионов, В. И. Демченко // ТОХТ. 1972. Т. 4. № 1. С. 10–16.
44. Гильденблат, И. А. Влияние структуры потоков на эффективность работы теплообменных аппаратов. Пример расчета по курсу процессов и аппаратов / И. А. Гильденблат. М., МХТИ им. Д.И. Менделеева, 1979. 24 с.
45. Цыганков, М. П. Особенности математического моделирования высокотемпературных теплообменников / М. П. Цыганков, Д. С. Кручинин // Известия вузов. Химия и химическая технология. 2013. Т. 56, вып. 3. С. 95–99.
46. Soleymani, A. Dimensionless number for identification of flow patterns inside a T- micromixer / A. Soleymani, H. Yousefi, I. Turunen // Chemical Engineering Science. 2008. Vol. 63, Is. 21. pp. 5291–5297.
47. Бондарь, А. Г. Математическое моделирование в химической технологии / А. Г. Бондарь. Киев: Вища школа, 1973. 280 с.
48. Самойлов, Н.А. Моделирование в химической технологии и расчет реакторов: учеб. пособие / Н. А. Самойлов. Уфа: Изд-во «Монография», 2005. 224 с.
49. Голованчиков, А. Б. Моделирование структуры потоков в химических реакторах: монография / А. Б. Голованчиков, Н. А. Дулькина. – Волгоград: Изд-во ВолгГТУ. 2009. 240 с.



50. Голованчиков, А. Б. Применение ЭВМ в химической технологии и экологии. Ч. 5. Химические процессы и реакторы: учеб. пособие / А. Б. Голованчиков, Б. В. Симонов. Волгоград: Изд-во РПК «Политехник», 1998. 122 с.
51. Тябин, Н. В. Методы кибернетики в реологии и химической технологии: учебное пособие / Н. В. Тябин, А. Б. Голованчиков. – Волгоград: Изд-во «Волгоградская правда», 1983. 103 с.
52. Голованчиков, А. Б. Математические модели аппаратов при перемешивании / А. Б. Голованчиков, Н. В. Тябин // Теоретические основы химической технологии. 1983. Т. 17, № 4. С. 502–509.
53. Гильденблат, И. А. Структура потоков и распределение времени пребывания жидкости в аппаратах. Лекции по курсу ПАХТ / И. А. Гильденблат, С. З. Каган. М: Изд-во МХТИ, 1969. 365 с.
54. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник для вузов. В 2 кн. Кн. 1. / В.Г. Айнштейн, М. К. Захаров, Г. А. Носов, В. В. Захаренко, Т. В. Зиновкина, А. Л. Таран, А. Е. Костанян: под ред. В. Г. Айнштейна. М.: Химия. 1999. 888 с.
55. Martin A.D. Interpretation of residence time distribution data. Chemical Engineering Science. 2000. V. 55. P. 5907-5917.
56. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для ВУЗов / А. Г. Касаткин. изд. 14-е, стереотип. М.: ООО ИД «Альянс», 2008. 753 с.
57. Бобылёв, В.Н. Подбор и расчет трубчатых теплообменников: учеб-метод. пособие / В.Н. Бобылёв. – М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2003. 80 с.