Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій і екології

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

за освітньо-професійним рівнем «бакалавр»

«Розрахунок пластинчастого теплообмінника»

Виконав студент 4 курсу, групи НФ-42
Цехмейструк А.М. _____
Спеціальність
105 «Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: Алексахін О.О. _____
Рецензент: Круглякова О.В._____

Харків - 2022

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій і екології

Пояснювальна записка
до дипломного проекту
за освітньо-професійним рівнем «бакалавр»

«Розрахунок пластинчастого теплообмінника»

Виконав студент 4 курсу, групи НФ-42
Цехмейструк А.М. _____
Спеціальність
105 «Прикладна фізика та
наноматеріали»
Керівник: Алексахін О.О. _____
Рецензент: Круглякова О.В._____

Харків - 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна

Інститут Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»
Напрям підготовки 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ О.П .Кулик
підпис

"____"_____2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Цехмейструку Антону Миколайовичу

1. Тема роботи Розрахунок пластинчастого теплообмінника
керівник роботи ___Алексахін Олександр Олексійович, к.т.н, доцент_

затверджені наказом по університету від "__"_____2022 року №____

2. Строк подання студентом роботи _____
3. Перелік питань, які потрібно розробити
Аналіз існуючих конструкцій пластинчастих теплообмінних апаратів та особливостей їх роботи; конструкція та принцип дії пастеризаторів; порівняльний аналіз роботи пластинчастих теплообмінників-пастеризаторів з різними типами пластин.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Огляд загального стану застосування пластинчастих теплообмінників та їх конструктивних особливостей
2	Розрахунок пластинчастого теплообмінного апарату на базі пластин різних типів
3	Перевірка максимально допустимих швидкостей продукту
4	Розрахунок коефіцієнту ефективності теплообмінної установки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ А.М. Цехмейструк_
підпис

Керівник роботи _____ О. О. Алексахін____
підпис

Реферат

Цехмейструк Антон Миколайович «Розрахунок пластинчастого теплообмінника» (випускна робота бакалавра). – Харків: ХНУ ім. В.Н. Каразіна, 2022. – 55 с.

Дипломний проект містить 55 сторінок, 2 рисунки, 3 таблиці, список використаних джерел з 45 найменувань.

Об'єктом дослідження є пластинчастий теплообмінник, що використовується для пастеризації молока з метою знищення хвороботворних мікроорганізмів. Мета роботи полягає в розрахунку пластинчатого теплообмінника з різним типом пластин та дослідження теплових явищ, що відбуваються в ньому.

Головними завданнями роботи є: аналіз конструкції та особливостей роботи пластинчастих теплообмінників. Вивчення методики розрахунку пластинчастих теплообмінників та проведення розрахункового дослідження роботи пластинчастого пастеризатора за умов застосування пластин різних типів.

Ключові слова: теплообмінник, пластини різних типів, пастеризація, коефіцієнт теплопередачі, ефективність.

Abstract

Tsekhmeistruk Anton Mykolayovych "Calculation of a plate heat exchanger" (bachelor's thesis). - Kharkiv: KhNU V.N. Karazina, 2022. – 55 p.

Thesis project contains 55 pages, 2 figures, 3 tables, list of used sources from 45 names.

The object of study is a plate heat exchanger used for pasteurization of milk to destroy pathogens. The purpose of the work is to calculate the plate heat exchanger with different types of plates and study the thermal phenomena occurring in it.

The main tasks of the work are: analysis, analysis of the design and features of the plate heat exchangers. Study of the method of calculation of plate heat exchangers and calculation of the operation of the plate pasteurizer under the conditions of using different types of plates.

Key words: heat exchanger, plates of different types, pasteurization, heat transfer coefficient, efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП 8

1. ПЛАСТИНЧАСТІ ПАСТЕРИЗАЦІЙНО – ОХОЛОДЖУВАЛЬНІ УСТАНОВКИ 10

2. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ..... 14

3. РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА БАЗІ ПЛАСТИН П-2 ТА ПР-02 20

3.1. Розрахунок пластинчастого теплообмінного апарату на базі пластин П-2 ……..... 21

3.1.1. Визначення початкових та кінцевих температур, обчислення температурних натисків та параметрів S……... 22

3.1.2. Визначення швидкості потоків в секціях та кількість каналів в пакеті…… 26

3.1.3. Середня температура, число Pr, в’язкість та теплопровідність продукту та робочих рідин……... 27

3.1.4. Визначення чисел Рейнольдса…… 31

3.1.5. Визначення коефіцієнту теплопередачі…… 32

3.1.6. Розрахунок робочих поверхонь секцій, числа пластин та числа пакетів …….. 35

3.1.7. Розрахунок загального гідравлічного опору апарату…….……. 39

3.1.8. Перевірка максимально допустимих швидкостей продукту в каналах між пластинами по секціям…… 41

3.1.9. Розрахунок коефіцієнту ефективності теплообмінної установки 44

3.2. Розрахунок пластинчастого теплообмінника на базі пластин ПР-02…… 48

ВИСНОВКИ…… 50

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…… 51

ВСТУП

З огляду на розширення сфери впровадження пластинчастих теплообмінників у всі галузі промисловості та на комунальних підприємствах, завдання оптимального розрахунку теплообмінників даного типу стає все більш актуальним.

Задача теплового розрахунку пластинчастого теплообмінника - це задача визначення поверхні теплообміну шляхом розв'язування рівняння тепловіддачі та теплового балансу за заданої вартості, температурного графіку та втрати тиску в теплообміннику.

Підбір пластинчастого теплообмінника за вказаних умов роботи з наявним програмним забезпеченням на перший погляд виглядають надзвичайно простими. Однак уявна простота приховує багато внутрішніх обмежень, нехтування якими призводить до вибору теплообмінника з поверхнею теплообміну, далеким від оптимальної або раціональної [1].

Методика розрахунку пластинчастих теплообмінників може бути заснована на наступних початкових умовах:

- відомі наявні тиски теплоносіїв;
- встановлюється оптимальна швидкість нагрітої води.

У першому випадку метод заснований на використанні всього доступного тиску теплоносія з метою отримання максимальної швидкості кожного теплоносія і, відповідно, максимального значення коефіцієнта тепловіддачі.

У другому випадку при невідомих доступних тисках береться значення оптимальної швидкості нагріву води, а втрата тиску в нагрітій воді, дорівнює 100-150 кПа.

Актуальність роботи: Як відомо, теплообмін – це процес переносу тепла від одного об’єкту до іншого. У харчовій промисловості процеси передачі тепла від нагрітих теплоносіїв до холодних займають провідне місце. Одним з основних елементів будь-якої системи теплопостачання є

теплообмінні апарати. У сучасних системах теплоенергопостачання на зміну традиційним кожухотрубчастим теплообмінникам прийшли, і практично витіснили їх, пластинчасті.

Об’єкт дослідження: Пластинчастий теплообмінник-пастеризатор молока.

Предмет дослідження: Теплові явища в каналах пластинчатого теплообмінника.

Мета роботи: Розрахунок пластинчатого теплообмінника з різним типом пластин та дослідження теплових явищ, що відбуваються в ньому.

Завдання:

- аналіз конструкції та особливостей роботи пластинчастих теплообмінників;

- вивчення методики розрахунку пластинчастих теплообмінників;

- проведення розрахункового дослідження роботи пластинчастого пастеризатора за умов застосування пластин різних типів.

1. ПЛАСТИНЧАСТІ ПАСТЕРИЗАЦІЙНО – ОХОЛОДЖУВАЛЬНІ УСТАНОВКИ

Теплообмінник пластинчастий - пристрій, в якому здійснюється передача теплоти від гарячого теплоносія до холодної (нагрівається) середовищі через сталеві, мідні, графітові, титанові гофровані пластини, які стягнуті в пакет. Гарячі і холодні шари переміщаються один з одним. Основним елементом теплообмінника є теплообмінні пластини, виготовлені з корозійно-стійких сплавів товщиною 0,4 - 1,0 мм, методом холодного штампування.

У робочому положенні пластини щільно притиснуті одна до одної і утворюють вузькі канали. На лицьовій стороні кожної пластини в спеціальні канавки встановлена гумова контурна прокладка, що забезпечує герметичність каналів. Два з чотирьох отворів в пластині забезпечують підведення і відведення гріючого або охолоджуючого середовища до каналу. Два інших отвори, додатково ізольовані малими контурами прокладки запобігають змішуванню (перетіканню) середовищ. Для попередження змішування середовищ в разі прориву одного з малих контурів прокладки передбачені дренажні пази [2, 3].

Пастеризаційні установки пластинчастого типу, або пастеризаційно-охолоджувальні, призначені для пастеризації та охолодження в лінії питного молока, при виготовленні кисломолочних продуктів, вершків і сумішей морозива; пастеризаційні установки трубчастого типу – для пастеризації в лінії молока та вершків.

Сучасні пластинчасті пастеризаційно-охолоджувальні установки представляють собою складні в технічному відношенні комплекси, які мають в своєму складі пластинчастий апарат, необхідне допоміжне обладнання та засоби автоматизації які забезпечують контроль та регулювання установки в цілому. Апарати серійного випуску різних типів, зазвичай, відрізняються лише продуктивністю. По відношенню до окремих частин установок, складу

допоміжного обладнання та його взаємодії з пластинчастим апаратом ці установки мають багато спільного. Так, наприклад, для пастеризації молока та вершків використовують установки типу ОПУ – 1(2, 3М, 5М, 10, 15) продуктивністю відповідно 1000, (2000, 3000, 5000, 10000, 15000) л/год. Аналогічні установки працюють в лініях виготовлення кисломолочних продуктів та пастеризації молока.

Принцип побудови розбірного пластинчастого теплообмінника полягає в тому, що пластини однакового розміру розташовуються в просторі паралельно одна одній, причому між робочими поверхнями двох суміжних пластин утворюється невеликий зазор, який виконує функції каналу для рідини яка буде нагріватись чи охолоджуватись. В самому простому випадку пластина може бути плоскою та прямокутною, а теплообмінник може складатися з трьох пластин, а по – іншому робоча середа, яка відіграє роль тепло – чи холодоносія. Конструкція апарату наведена на рис. 1.1.

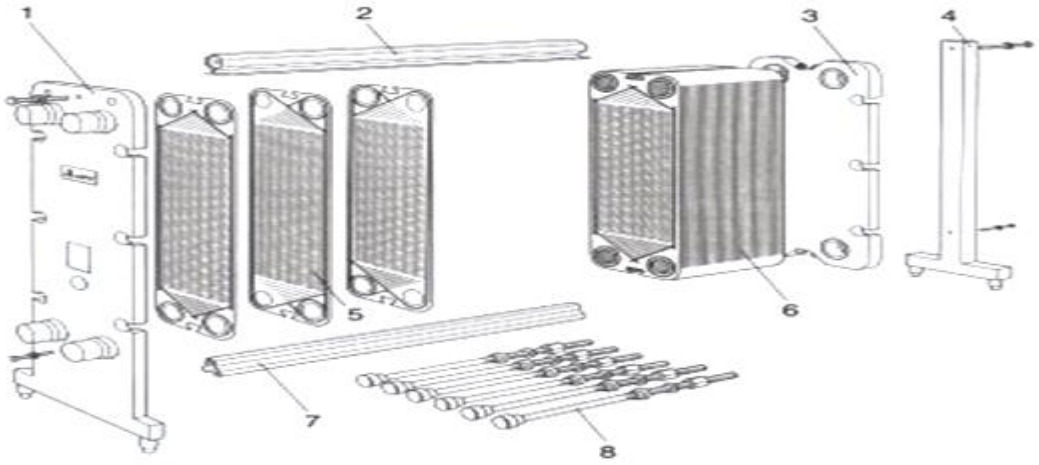


Рисунок 1.1. – Конструкція пластинчастого апарату

Рама теплообмінника (рис 1.1) складається з нерухомої плити (1), стійки (4), верхньої (2) та нижньої (7) напрямних, рухомої плити (3) та комплекту стяжних болтів (8) [4].

Верхня та нижня напрямні плити кріпляться до нерухомої плити та до стійки. На напрямні навішують рухому плиту (3) та пакет пластин (5,6). Нерухома та рухома плити стягують болтами. У одноходових теплообмінників

усі приєднувальні штуцери розташовані на нерухомій плиті.

Контурна гумова прокладка охоплює два кутових отвори, через які проходить потік робочої середи в міжпластинний канал та виходить з нього, а через два інших отвори, які додатково ізольовані кільцевими ущільнювачами, зустрічний потік проходить транзитом.

Система ущільнюючих прокладок пластинчастого апарату влаштована так, що після збору та стиску пластин в апараті утворюються дві системи каналів: одна для рідини, яку нагрівають інша для теплоносія. Одна складається з непарних каналів, друга – з парних, завдяки чому потоки гріючої та обігріваючої рідин чергуються. Обидві системи каналів з'єднуються зі своїми штуцерами для входу та виходу.

Переваги пластинчастих апаратів:

Паралельне розташування плоских пластин з малими проміжками між ними дозволяє розташувати в просторі робочу поверхню теплообмінника найбільш компактніше, що призводить до значному зменшенню габаритів пластинчастого апарату в порівнянні з іншими типами рекуперативних теплообмінників. Крім того, пластинчастий апарат можна легко розібрати. Для цього відгвинчують затискний гвинт, відсовують натискну плиту та переміщують, якщо це необхідно по штангам в межах утвореного вільного простору, оглядають, чистять та миють.

Варто відзначити, що пластинчастий теплообмінник може бути не тільки розбірний але й наборний. Він побудований на принципі, який дозволяє здійснювати різні компонування схем апарату, допускає незначне збільшення робочої поверхні апарату не тільки під час проектування нового, але і в апараті, який використовується. В таких теплообмінниках на одній станині розташовують секції різного призначення для виконання в одному апараті всього комплексу операцій теплової обробки рідкого харчового продукту.

Пластини сучасних пластинчастих теплообмінників оснащені на поверхні елементами, які викликають штучну турбулізацію потоку. Завдяки цьому коефіцієнти теплопередачі в таких апаратах значно збільшуються

коефіцієнти теплопередачі в порівнянні з трубчастими та змієвиковими апаратами. Наявність вузьких каналів між пластинами дозволяє обробити продукт в тонкому шарі при малих температурних напорах (до 1,5 - 2 °С) та запобігти його пригорання.

Недоліки пластинчастих апаратів

Пластинчасті апарати мають значну кількість та значну протяжність ущільнюючих прокладок, заміна яких представляє собою досить працезатратний процес. Крім того, прокладки з харчової гуми не мають високої термічної стійкості і використовуються при температурах теплоносіїв не вище ніж 140 °С. Прийнята система ущільнення в пластинчастих апаратах обмежує і величину допустимих тисків, які не можуть перевищувати 2,2 МПа.

Ефективність пластинчастих апаратів залежить від типу пластин які використовуються в даних апаратах.

2. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

За принципом роботи теплообмінні апарати (ТА) можуть бути розділені на дві великі групи: поверхневі та контактні. У поверхневих ТА теплоносії (гарячий і холодний) омивають поверхню твердої стінки або тіла. Поверхневі ТА поділяються на рекуперативні і регенеративні [5].

Залежно від зміни агрегатного стану теплоносіїв ТА поділяють на:

- без зміни агрегатного стану;
- зі зміною агрегатного стану одного теплоносія;
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв.

У ТА можуть протікати різні процеси теплообміну: нагрів; охолодження; кипіння; конденсація; ректифікація та інші. Залежно від цих процесів ТА називають: підігрівачі, охолоджувачі, випарники, конденсатори та інші. За характером руху теплоносіїв щодо поверхні, яка передає тепло ТА ділять на два типи: з природною і з примусовою циркуляцією теплоносія. До ТА з природною циркуляцією відносяться випарники, випарні апарати, водогрійні котли, у яких теплоносій рухається завдяки різниці щільності рідини і утворюється пароріднна суміш в трубах циркуляційного контуру. До ТА з примусовою циркуляцією відносяться, наприклад, рекуперативні теплообмінники, в яких теплоносії рухаються за рахунок зовнішніх сил, що створюються компресорами, насосами, вентиляторами. За родом теплового режиму ТА можуть бути зі стаціонарними і нестаціонарними процесами теплообміну. Рекуперативні ТА в основному працюють в сталому стаціонарному режимі, а регенеративні - в нестаціонарному режимі [6]

Переваги пластинчастих теплообмінників:

1) Пластинчасті теплообмінники компактні.

2) Пластинчасті теплообмінники забезпечують високий коефіцієнт теплопередачі 3000-4000 $Вт/(м^2 \cdot К)$ (більш ніж в 3 рази вище, у порівнянні з

кожухотрубними), завдяки високій швидкості теплоносіїв в каналах (1-3 м/с), при порівняно невисоких для таких швидкостей гідравлічних опорах.

3) Розбірні пластинчасті теплообмінники зручні для обслуговування, чищення та ремонту.

4) Можливість різних схем компоновки пластин, що дозволяє підібрати оптимальний режим роботи при заданих витратах теплоносіїв. Недоліки пластинчастих теплообмінників: неможливість роботи при високому тиску через недостатню герметичності прокладок у розбірних пластинчастих теплообмінників і небезпеки деформації пластин у зварних (розбірні теплообмінники працюють при тисках до 1 МПа, зварні - до 4 МПа) [7].

У теплообмінних апаратах коефіцієнтами тепловіддачі, які різко відрізняються, підвищення теплової ефективності досягається збільшенням поверхні теплообміну за рахунок різного роду оребрення з боку теплоносія з малим коефіцієнтом тепловіддачі [8]. Найбільш ефективним способом інтенсифікації конвективного теплообміну є руйнування пристінного пограничного шару, що збільшує його турбулентну провідність [9].

Типи розбірних пластинчастих теплообмінників.

1. Напіврозбірні. В основі їх конструкції закладений звичайний розбірний теплообмінник. Головною відмінністю є те, що в них пластини зварені між собою попарно, утворюючи так звані секції. Отримані секції розділені між собою прокладками. Таким чином повністю виключається контакт однієї з середовищ з гумовими ущільнювачами, що дозволяє використовувати їх на завданнях, в яких одне з робочих середовищ є агресивне і не допускається ймовірність витоків або якщо у нього висока робоча температура. Недоліком є той факт, що для ревізії не буде доступу всередину зварних секцій, тому для цього випадку передбачене тільки хімічне очищення.

2. Сітчасто-потокові. Цей тип найбільш пізнаваний і популярний вид теплообмінного обладнання у світі. Має дуже широкий діапазон застосування, просту та ефективну конструкцію. Використовуються повсюдно на різних

позиціях, з обмеженням по можливій температурі до 200 ° С і робочого тиску до 25 бар.

3. Ширококанальні або Free-flow. Якщо інші розбірні теплообмінники мають хвилясту структуру каналів, висота яких може варіюватися від 1,5 до 4,4 мм, даний тип обладнання має рівний і однорозмірний канал, висотою від 8 до 20 мм. В основному застосовуються на виробництвах, де в продукті можуть бути великі механічні включення або він сам схильний до виникнення відкладень [10].

ГОСТ 15518-87 дає таку класифікацію ПТА [11]: 1. За типами апаратів: – Р – розбірні з одинарними пластинами, РС – розбірні зі здвоєними пластинами (напіврозбірні), – Н – нерозбірні. 2. За конструктивним виконанням: – виконання 1 – на консольній рамі, – виконання 2 – на двоопорній рамі, – виконання 3 – на трьохопорній рамі, – зварна конструкція. Класифікацію проводять і по ряду інших ознак, зокрема по конструкціях пластин і каналів, кількості ходів або каналів, матеріалах елементів конструкції [12-27].

Наведені класифікації пластинчастих теплообмінників є описовими. Вони незамінні для ручного розрахунку апаратів, так як дають однозначне уявлення про конструкцію апарату, по якій можна вибрати метод розрахунку. Ми ж прагнемо створити універсальний алгоритм, який буде легко поєднуватися з аналогічними алгоритмами розрахунку іншого теплообмінного обладнані, що вже маються, наприклад, приведеними в [28-33].

Основним конструктивним елементом пластинчастої пастеризаційно – охолоджувальної установки є теплопередавальна пластина. Пластина являє собою складну деталь, особливістю якої є складна форма поверхні теплообміну. Від форми поверхні, в більшій мірі, залежить інтенсивність тепловіддачі і, як наслідок, ефективність роботи апарату.

На даний час відома велика кількість різних типів пластин. Здебільшого, пластинчасті установки збираються на базі стрічково та сітчасто поточних пластин (рис. 2.1).

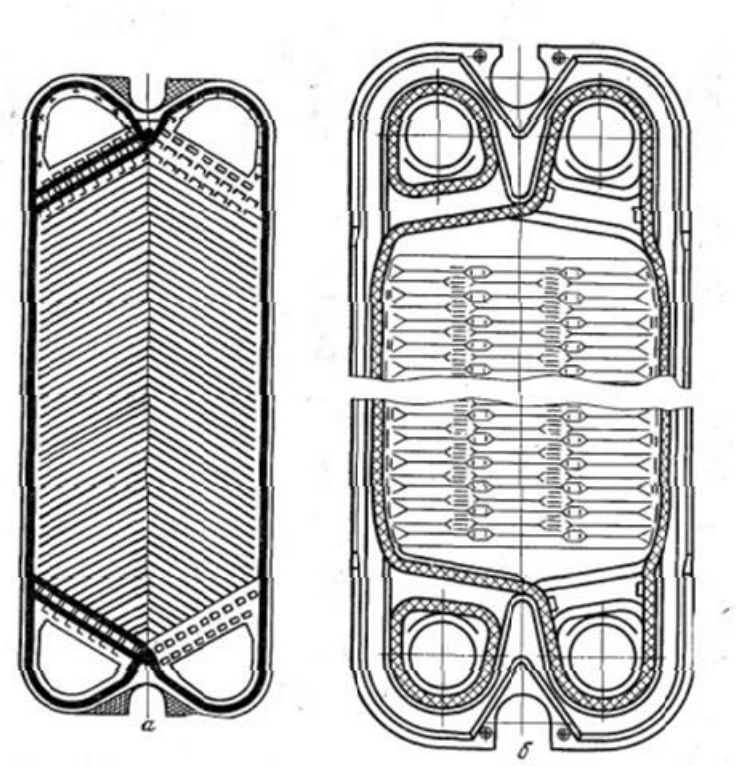


Рисунок 2.1 Сітчасто – поточна (а) та стрічково – поточна (б) пластини

Стрічково – поточні пластини з горизонтальними гофрами типів П-1, П-2, П-3 мають поверхні теплопередачі 0,15; 0,21; 0,42 м^2 відповідно, сітчасто – поточні пластини типів ПР-0,5Е та ПР-0,5М – поверхню теплопередачі 0,5 м^2.

Стрічково – поточна пластина П-2 (рисунок 2.1, б) має гофровану поверхню, форма гофри –трикутна. На пластині наявні вертикальні ряди дистанційних (опорних) виступів для створення точок опори між пластинами. Це попереджує утворення деформації пластини, яка може виникнути в результаті перепаду тиску рідин, які рухаються по обидві сторони пластини. Дві замкнуті пластини утворюють канал, рухаючись по якому рідина піддається штучній турбулізації. В результаті цього, при невеликій швидкості руху рідини (0,3 – 0,9 м/с) ефективність теплопередачі значно підвищується.

Сітчасто – поточна пластина (рис. 2.1, а) має гофровану поверхню. Форма гофр – трикутна. Гофри розташовані під кутом 60º по відношенню до поздовжньої осі пластини.

При збиранні каналів вершини «ялинки» гофр одної пластини напрямлені вверх, а інші – вниз. Внаслідок цього похилі гофри які взаємно перетинаються утворюють сітку опор, які рівномірно розташовані по поверхні пластини, що придає пакету значну жорсткість та попереджає деформацію пластини. Крім цього, досягається висока штучна турбулізація, розмив приграничного шару та, як наслідок, збільшення коефіцієнту теплопередачі.

Як стрічково – поточні так і сітчасто – поточні пластини виготовляються шляхом штамповки з листової нержавіючої сталі марок AISI 321 (1Х18Н9Т).

Для вибору типу пластин в апараті, доцільно провести розрахунок теплообмінників, побудованих на базі обох типів пластин, та обрати варіант, який буде мати кращі показники ефективності та задовольняти поставлені вимоги.

В табл. 2.1 наведено порівняльну характеристику стрічково-поточних та сітчасто поточних пластин П-2 та ПР-0,2.

Як видно з характеристик обох видів пластин, використання апарату на базі пластин ПР-02, буде більш доцільним через кращі показники (менші габаритні розміри, менша товщина стінки, яка має безпосередній вплив на теплопередачу) та через саму особливість пластин, а саме, складання двох сітчасто – поточних пластин для організації сітки каналів, що дозволить досягти високої штучної турбулізації потоку та покращити теплопередачу.

Для того, щоб обрати тип пластин, не спираючись лише на технічні характеристики, необхідно провести розрахунок та порівняння апарату на базі обох типів пластин.

Таблиця 2.1. Порівняльна характеристика пластин П-2 та ПР-02

Параметри	Од. виміру	Марка пластин	
		П-2	ПР-02
Довжина	мм	1020	650
Ширина	мм	315	650
Товщина стінки	мм	1,25	1,2
Поверхня теплопередачі	$м^2$	0,21	0,2
Маса	кг	3,2	3,6
Еквівалентний діаметр каналу	мм	6	7,5
Площа поперечного перерізу	$мм^2$	750	1600
Відстань між пластинами	мм	3	3,8
Крок гофр вздовж потоку	мм	22,5	20,8
Висота гофр	мм	7	4
Число гофр на пластинах	шт.	28	21
Приведена довжина одного каналу	м	0,8	0,44
Площа поперечного перетину кутового отвору	$мм^2$	0,003	8200
Діаметр приєднуваного штуцеру	мм	50	60/30

3. РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА БАЗІ ПЛАСТИН П-2 ТА ПР-02

Створення науки про пластинчасті теплообмінні апарати в нашій країні почалося в кінці 50-х років. Основний внесок в дослідження процесів теплообміну і течії в пластинчастих теплообмінних апаратах був внесений такими вченими, як Коваленко Л.М., Барановський Н.В., Ястребенецький А.Р., Рудь С.Л., Тарадай А.М., Товажнянський Л.Л., Капустенко П.А. та ін. Ними були розроблені основні методи розрахунку цього виду обладнання – загальні підходи до розрахунку теплопровідності, тепловіддачі, променистого теплообміну, врахування впливу забруднень теплообмінної поверхні, а також питання течіння рідин і газів в каналах апаратів, розрахунку гідравлічних опорів, методи оцінки оптимальності спроектованих конструкцій [11, 12, 34-35].

У [36] наводяться основні типи та принципи розрахунку компактних теплообмінників, у тому числі РСНЕ теплообмінники. Також створюються нові види теплообмінників, наприклад у [37] наводяться експериментальні дані для розрахунку панельного теплообмінника (РРНЕ). Системно викладений матеріал по широкому спектру моделей теплообміну та течії у [38-40]. У [42-43] визначено залежності параметрів теплообміну від кута нахилу поверхні гофри.

Для побудови топології схеми течії теплоносіїв в пластинчастому теплообмінному апараті в [33] запропоновано алгоритм. Відзначається, що даний алгоритм може бути використаний для уточнених розрахунків апаратів. В [44] наводиться алгоритм уточненого гідравлічного розрахунку пластинчастого теплообмінника з використанням алгоритму формування схеми течії теплоносіїв з [33]. Однак, хоч цей алгоритм і може бути застосований для гідравлічного розрахунку апаратів, він непридатний для теплового, який є більш важливим при оптимізації за економічними критеріями ефективності.

3.1. Розрахунок пластинчастого теплообмінного апарату на базі пластин П

Вихідні дані для розрахунку наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Вихідні дані для розрахунку

	Позначення	Величина	Одиниця виміру
Продуктивність	G	3100	кг/год
Початкова температура молока	t_1	5	°С
Температура пастеризації	t_3	76	°С
Кінцева температура молока	t_6	4	°С
Коефіцієнт рекуперації тепла	ε	0,85	
Початкова температура гарячої води	$t'_г$	78	°С
Кратність гарячої води	$n_г$	3,5	
Початкова температура холодної води	$t'_х$	8	°С
Кратність холодної води	$n_х$	3	
Початкова температура крижаної води	$t'_{кр}$	1	°С
Кратність крижаної води	$n_{кр}$	1,1	
Температура молока після секції водяного охолодження	t_5	10	°С

Основні характеристики пластини П-2:

Робоча поверхня	F_1 = 0,2 м^2
Робоча ширина	b = 0,27 м
Приведена висота	L_n = 0,800 м
Площа поперечного перерізу одного каналу	f_1= 0,0008 м^2
Еквівалентний діаметр потоку	d_e = 0,0056 м
Товщина пластини	δ = 0,0012м
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини	$\lambda_{ст}$ = 16 Вт/(м·°С)

До пластини типу П-2 можна застосувати наступні рівняння тепловіддачі та коефіцієнтів гідравлічного опору [45]

$$Nu = 0{,}1 \cdot Re^{0{,}7} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}43} \cdot \left(\frac{Pr_г}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25} \quad (3.1)$$

та

$$\xi = 11{,}2 \cdot Re^{-0{,}25} \quad (3.2)$$

3.1.1. Визначення початкових та кінцевих температур, обчислення температурних натисків та параметрів S:

а. Секція рекуперації теплоти

Температура сирого молока в кінці секції рекуперації теплоти (на вході в секцію пастеризації):

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1) \cdot \varepsilon \quad (3.3)$$

$$t_2 = 5 + (76 - 5) \cdot 0{,}85 = 65{,}35\ ℃$$

Температура пастеризованого молока після секції рекуперації (на вході в секцію охолодження водою):

$$t_4 = t_1 + (t_3 - t_2) \tag{3.4}$$

$$t_4 = 5 + (76 - 65{,}35) = 15{,}65\ ℃$$

Середній температурний натиск в секції рекуперації при характерній для неї постійній різниці температур

$$\overline{\Delta t}_{\text{рек}} = t_3 - t_2 \tag{3.5}$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{рек}} = 76 - 65{,}35 = 10{,}65\ ℃$$

Тоді симплекс:

$$S_{\text{рек}} = \frac{t_2 - t_1}{\overline{\Delta t}_{\text{рек}}} \tag{3.6}$$

$$S_{\text{рек}} = \frac{76 - 65{,}35}{10{,}65} = 5{,}66\ ℃$$

б. Секція пастеризації

Температура гарячої води на виході з секції пастеризації молока з умови балансу теплоти

$$t_{\text{г}}'' = t_{\text{г}}' - \frac{c_{\text{м}}}{c_{\text{г}} \cdot n_{\text{г}}} \cdot (t_3 - t_2) \tag{3.7}$$

$$t_{\text{г}}'' = 78 - \frac{3850}{4187 \cdot 3{,}5} \cdot (76 - 65{,}35) = 75{,}20\ ℃$$

Середній температурний натиск знаходиться за наступною формулою:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}} \quad (3.8)$$

Для секції пастеризації:

$$\Delta t_{б} = t_{г}'' - t_{2} \quad (3.9)$$

$$\Delta t_{б} = 75{,}20 - 65{,}35 = 9{,}85\ ℃$$

$$\Delta t_{м} = t_{г}' - t_{3} \quad (3.10)$$

$$\Delta t_{м} = 78 - 76 = 3\ ℃$$

Тоді середній температурний натиск за формулою (3.8)

$$\overline{\Delta t}_{п} = \frac{9{,}85 - 3}{\ln \frac{9{,}85}{3}} = 5{,}42\ ℃$$

Тоді симплекс за формулою (3.6) для даної секції матиме вигляд

$$S_{п} = \frac{t_{3} - t_{2}}{\overline{\Delta t}_{п}}$$

$$S_{п} = \frac{76 - 65{,}35}{5{,}42} = 1{,}96\ ℃$$

в. Секція охолодження водою

Температура холодної води на виході з водяної секції знаходиться за формулою (3.7). Для секції охолодження водою формула приймає вигляд:

$$t_{х}'' = t_{х}' - \frac{c_{м}}{c_{х} \cdot n_{х}} \cdot (t_{4} - t_{5})$$

$$t_{х}'' = 8 - \frac{3850}{4187 \cdot 3} \cdot (15{,}65 - 10) = 6{,}27\ ℃$$

Формули (3.9) та (3.10) для даної секції мають вигляд:

$$\Delta t_{\text{б}} = t_4 - t_{\text{х}}''$$

$$\Delta t_{\text{б}} = 15{,}65 - 6{,}27 = 9{,}38\ ℃$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_5 - t_{\text{х}}'$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 10 - 8 = 2\ ℃$$

Тоді середній температурний натиск для секції охолодження водою за формулою (3.8)

$$\overline{\Delta t}_{\text{х}} = \frac{9{,}38 - 2}{\ln \frac{9{,}38}{2}} = 4{,}77\ ℃$$

Тоді симплекс за формулою (3.6) для даної секції матиме вигляд:

$$S_{\text{х}} = \frac{t_4 - t_5}{\overline{\Delta t}_{\text{х}}}$$

$$S_{\text{х}} = \frac{15{,}65 - 10}{4{,}77} = 1{,}18\ ℃$$

г. секція охолодження крижаною водою

Температура крижаної води на виході з апарату знаходиться з балансу теплоти за формулою (3.7), яка для даної секції має вигляд:

$$t_{\text{кр}}'' = t_{\text{кр}}' + \frac{c_{\text{м}}}{c_{\text{кр}} \cdot n_{\text{кр}}} \cdot (t_5 - t_6)$$

$$t_{\text{кр}}'' = 1 + \frac{3850}{4200 \cdot 1{,}1} \cdot (10 - 4) = 6\ ℃$$

Формули (3.9) та (3.10) для секції охолодження крижаною водою мають вигляд:

$$\Delta t_{б} = t_5 - t''_{кр}$$

$$\Delta t_{б} = 10 - 6 = 4\ ℃$$

$$\Delta t_{м} = t_6 - t'_{кр}$$

$$\Delta t_{м} = 4 - 1 = 3\ ℃$$

Тоді середній температурний натиск для секції охолодження водою за формулою (3.8)

$$\overline{\Delta t}_{кр} = \frac{4-3}{\ln\frac{4}{3}} = 3{,}5\ ℃$$

Симплекс за формулою (3.6) для даної секції матиме вигляд:

$$S_{кр} = \frac{t_5 - t_6}{\overline{\Delta t}_{кр}}$$

$$S_{кр} = \frac{10-4}{3{,}5} = 1{,}71\ ℃$$

3.1.2. Визначення швидкості потоків в секціях та кількість каналів в пакеті

Об’ємна продуктивність апарату:

$$V = \frac{G}{3600 \cdot \rho} \qquad (3.11)$$

$$V = \frac{3100}{3600 \cdot 1033} = 0{,}00084\ \frac{м^3}{с};$$

Визначаємо кількість каналів в пакеті, прийнявши $\omega_м = 0{,}5\ \frac{м}{с}$;

$$m = \frac{V}{f_1 \cdot \omega_м} \qquad (3.12)$$

$$m = \frac{0{,}00084}{0{,}0008 \cdot 0{,}5} = 2{,}11$$

Так, як число каналів повинне бути цілим, округлимо до $m = 2$

Уточним величину швидкості потоку молока

$$\omega_{\text{м}} = 0{,}5 \cdot \frac{2{,}11}{2} = 0{,}59\ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Швидкість холодної води можна виразити з формули (3.12) з урахуванням кратності

$$\omega_{\text{в}} = \frac{V \cdot n_{\text{х}}}{f_1 \cdot m};$$

$$\omega_{\text{в}} = \frac{0{,}00084\ \cdot 3}{0{,}0008 \cdot 2} = 1{,}58\ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Швидкість циркулюючої гарячої води та крижаної води знаходим аналогічним способом

$$\omega_{\text{г}} = \frac{0{,}00084\ \cdot 3{,}5}{0{,}0008 \cdot 2} = 1{,}85\ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\omega_{\text{г}} = \frac{0{,}00084\ \cdot 1{,}1}{0{,}0008 \cdot 2} = 0{,}58\ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

3.1.3. Середня температура, число Pr, в’язкість та теплопровідність продукту та робочих рідин

Число Pr, кінематичну в’язкість та теплопровідність продукту визначаємо по середнім температурам за довідковими даними.

а. Секція рекуперації

Середня температура сирого молока (сторона нагріву)

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{5 + 65{,}35}{2} = 35{,}18\ ℃$$

Для молока при даній температурі

$$Pr = 9{,}74;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0{,}502\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{м}} = 1{,}25 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

Середня температура пастеризованого молока (сторона охолодження):

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_3 + t_4}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{76 + 15{,}65}{2} = 45{,}8\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$Pr = 5{,}7;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0{,}513\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{м}} = 0{,}94 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

б. Секція пастеризації

Середня температура гарячої води (сторона охолодження)

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{г}} + t''_{\text{г}}}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{78 + 75{,}20}{2} = 77\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$\text{Pr} = 2{,}30;$$

$$\lambda_{\text{в}} = 0{,}673\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{в}} = 0{,}37 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

Середня температура молока (сторона нагріву)

$$t_{\text{ср}} = 77, -\overline{\Delta t}_{\text{п}}$$

$$t_{\text{ср}} = 77{,}03 - 5{,}42 = 71{,}58\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$Pr = 4{,}62;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0{,}525\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{м}} = 0{,}63 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

в. секція охолодження молока водою:

Середня температура холодної води (сторона нагріву)

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{8 + 9{,}73}{2} = 8{,}87\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$Pr = 9{,}85;$$

$$\lambda_{\text{в}} = 0{,}572\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{в}} = 1{,}35 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

Середня температура молока (сторона охолодження)

$$t_{\text{ср}} = 9{,}7 + \overline{\Delta t}_{\text{в}}$$

$$t_{\text{ср}} = 9{,}7 + 3{,}61 = 12{,}48\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$\text{Pr} = 17{,}4;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0{,}49\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{м}} = 2{,}28 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

г. Секція охолодження крижаною водою:

Середня температура крижаної води (сторона нагріву)

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{кв}} + t''_{\text{кв}}}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{1 + 6}{2} = 3{,}5\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$\text{Pr} = 12{,}96;$$

$$\lambda_{\text{в}} = 0{,}555\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{в}} = 1{,}71 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

Середня температура молока (сторона охолодження)

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_5 + t_6}{2}$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{10 + 4}{2} = 7\ ℃$$

Цій температурі відповідають:

$$\text{Pr} = 26{,}1;$$

$$\lambda_{\text{м}} = 0{,}487\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ℃};$$

$$\mu_{\text{м}} = 2{,}82 \cdot 10^{-3}\ \text{Па} \cdot \text{с};$$

3.1.4. Визначення чисел Рейнольдса

Числа Рейнольдса визначаємо по в’язкості при середніх температурах рідин в кожній секції. Число Рейнольдса визначається за формулою:

$$Re = \frac{\omega \cdot \rho \cdot d_{\text{екв}}}{\mu} \qquad (3.13)$$

а. секція рекуперації

Для холодного молока число Рейнольдса за формулою: (3.13)

$$Re = \frac{0{,}59 \cdot 1023 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{1{,}25} = 2418$$

Для гарячого молока:

$$Re = \frac{0{,}59 \cdot 1017 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{0{,}94} = 3197$$

б. Секція пастеризації

Для молока:

$$Re = \frac{0{,}59 \cdot 1005 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{0{,}63} = 4713$$

Для гарячої води:

$$Re = \frac{1{,}84 \cdot 973 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{0{,}37} = 27196$$

в. Секція охолодження водою

Для молока:

$$Re = \frac{0{,}59 \cdot 1031 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{2{,}28} = 1336$$

Для води:

$$Re = \frac{1{,}58 \cdot 1000 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{1{,}32} = 6566$$

г. секція охолодження крижаною водою

Для молока:

$$Re = \frac{0{,}59 \cdot 1032 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{2{,}82} = 1081$$

Для крижаної води:

$$Re = \frac{0{,}58 \cdot 0{,}0056 \cdot 10^3}{1{,}71} = 1901$$

3.1.5. Визначення коефіцієнту теплопередачі

Для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2використаємо формулу для пластин типу П-2.

$$Nu = 0{,}1 \cdot Re^{0{,}7} \cdot Pr^{0{,}43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} \qquad (3.14)$$

або

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\text{екв}}} \cdot 0{,}1 \cdot Re^{0{,}7} \cdot Pr^{0{,}43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} \quad (3.15)$$

Відношення $\left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25}$ можна прийняти як середню величину для всіх секцій:

По стороні нагріву 1,05

По стороні охолодження 0,95

а. секція рекуперації

Коефіцієнт тепловіддачі знаходимо за формулою (3.15)

Для сторони нагріву сирого молока:

$$\alpha_2 = \frac{0{,}502}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 2418^{0{,}7} \cdot 9{,}74^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 5572 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ℃};$$

Для сторони охолодження пастеризованого молока:

$$\alpha_1 = \frac{0{,}513}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 3196^{0{,}7} \cdot 7{,}12^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 6050 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ℃};$$

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням термічного опору стінки товщиною 1,25 мм:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.16)$$

Для даної секції:

$$k_{\text{р}} = \frac{1}{\frac{1}{5572} + \frac{0{,}012}{16} + \frac{1}{5572}} = 2144 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ℃};$$

б. секція пастеризації

Для сторони нагріву пастеризованого молока:

$$\alpha_2 = \frac{0{,}525}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 4713^{0{,}7} \cdot 4{,}62^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 6747 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Для сторони охолодження гарячої води:

$$\alpha_1 = \frac{0{,}673}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 27196^{0.7} \cdot 2{,}3^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 21854 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Коефіцієнт теплопередачі за формулою (3.16):

$$k_\text{п} = \frac{1}{\frac{1}{21854} + \frac{0{,}012}{16} + \frac{1}{6747}} = 3160 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

З урахуванням поступового відкладення пригару, зменшуємо цю величину до $k_\text{п} = 2800 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$, щоб забезпечити стійку роботу пастеризатору.

в. секція охолодження молока водою

Для сторони нагріву води:

$$\alpha_2 = \frac{0{,}572}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 6566^{0{,}7} \cdot 9{,}85^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 12838 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Для сторони охолодження молока:

$$\alpha_1 = \frac{0{,}490}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 1336^{0{,}7} \cdot 18^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 4676 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Коефіцієнт теплопередачі за формулою (3.16):

$$k_\text{в} = \frac{1}{\frac{1}{4676} + \frac{0{,}012}{16} + \frac{1}{12838}} = 2727 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

г. секція охолодження крижаною водою

Для сторони нагріву води:

$$\alpha_2 = \frac{0{,}555}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 1901^{0{,}7} \cdot 12{,}96^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 5885 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Для сторони охолодження молока:

$$\alpha_1 = \frac{0{,}487}{0{,}0056} \cdot 0{,}1 \cdot 1081^{0{,}7} \cdot 26{,}1^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 4702 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

Коефіцієнт теплопередачі за формулою (3.16):

$$k_{\text{кв}} = \frac{1}{\frac{1}{4702} + \frac{0{,}012}{16} + \frac{1}{5885}} = 2185 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

3.1.6. Розрахунок робочих поверхонь секцій, числа пластин та числа пакетів

Робоча поверхня секції визначається з рівняння передачі тепла:

$$Q = k \cdot F \cdot \bar{\Delta} t_{\text{секц}} \tag{3.17}$$

З формули (3.23) маємо формулу для визначення робочої поверхні секції:

$$F_{\text{с}} = \frac{G \cdot c_{\text{с}} \cdot (t_a - t_b)}{3600 \cdot k \cdot \bar{\Delta} t_{\text{секц}}} \tag{3.18}$$

Кількість пластин знаходиться за формулою:

$$n = \frac{F_{\text{с}}}{F_1} \tag{3.19}$$

Кількість пакетів *X* визначаємо за відомою кількістю каналів в пакетах *m=2*, отриманого вище

$$X_c = \frac{n}{2 \cdot m} \tag{3.20}$$

а. секція рекуперації

Формула (3.18) для секції рекуперації має вигляд:

$$F_{\text{р}} = \frac{G \cdot c_{\text{р}} \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot k_{\text{р}} \cdot \bar{\Delta} t_{\text{р}}}$$

$$F_{\text{р}} = \frac{3100 \cdot 3904 \cdot (65{,}35 - 5)}{3600 \cdot 2144 \cdot 10{,}65} = 8{,}88 \text{ м}^2;$$

Кількість пластин за формулою (3.19):

$$n_{\text{р}} = \frac{8{,}88}{0{,}2} = 44{,}42 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{р}} = 44$ шт

Кількість пакетів в секції за формулою (3.20):

$$X_{\text{р}} = \frac{44}{4} = 11$$

Таким чином площа секції складає

$$F_p = n_{\text{р}} \cdot F_1 = 44 \cdot 0{,}2 = 8{,}8 \text{ м}^2$$

б. секція пастеризації

Робоча поверхня секції за формулою (3.18):

$$F_{\text{п}} = \frac{G \cdot c_{\text{п}} \cdot (t_3 - t_2)}{3600 \cdot k_{\text{п}} \cdot \bar{\Delta} t_{\text{п}}}$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3100 \cdot 3850 \cdot (76 - 65{,}35)}{3600 \cdot 3160 \cdot 5{,}42} = 2{,}06 \text{ м}^2;$$

Число пластин в секції за формулою (3.19):

$$n_{\text{п}} = \frac{2{,}06}{0{,}2} = 10{,}30 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{р}} = 10$ шт

Число пакетів в секції за формулою (3.20):

$$X_{\text{п}} = \frac{10}{4} = 2{,}5$$

Приймаємо $X_{\text{п}} = 3$

Таким чином площа секції складає

$$F_{\text{п}} = n_{\text{п}} \cdot F_1 = 10 \cdot 0{,}2 = 2{,}0 \text{ м}^2$$

в. секція охолодження водою

Робоча поверхня секції за формулою (3.18):

$$F_{\text{в}} = \frac{G \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_4 - t_5)}{3600 \cdot k_{\text{в}} \cdot \bar{\Delta} t_{\text{в}}}$$

$$F_{\text{в}} = \frac{3100 \cdot 3876 \cdot (15{,}65 - 10)}{3600 \cdot 2727 \cdot 3{,}61} = 1{,}91 \text{ м}^2;$$

Число пластин в секції за формулою (3.19):

$$n_{\text{в}} = \frac{1{,}91}{0{,}2} = 9{,}57 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{в}} = 10$ шт

Число пакетів в секції за формулою (3.20):

$$X_{\text{в}} = \frac{10}{4} = 2{,}5$$

Приймаємо $X_{\text{в}} = 3$

Таким чином площа секції складає

$$F_{\text{в}} = n_{\text{в}} \cdot F_1 = 10 \cdot 0{,}2 = 2{,}0 \text{ м}^2$$

г. секція охолодження крижаною водою

Робоча поверхня секції за формулою (3.18):

$$F_{\text{кв}} = \frac{G \cdot c_{\text{кв}} \cdot (t_5 - t_6)}{3600 \cdot k_{\text{кв}} \cdot \bar{\Delta} t_{\text{кв}}}$$

$$F_{\text{кв}} = \frac{3100 \cdot 3869 \cdot (10-4)}{3600 \cdot 2{,}185 \cdot 3{,}5} = 2{,}61\text{м}^2;$$

Число пластин в секції за формулою (3.19):

$$n_{\text{кв}} = \frac{2{,}61}{0{,}2} = 13{,}06 \text{ шт}$$

Приймаємо $n_{\text{кв}} = 13$ шт

Число пакетів в секції за формулою (3.20):

$$X_{\text{кв}} = \frac{13}{4} = 3{,}25$$

Приймаємо $X_{\text{кв}} = 3$

Таким чином площа секції складає

$F_{\text{кв}} = n_{\text{кв}} \cdot F_1 = 13 \cdot 0{,}2 = 2{,}6 \text{ м}^2$

Загальна кількість пластин в апараті:

$$n_{\text{ап}} = n_{\text{р}} + n_{\text{п}} + n_{\text{в}} + n_{\text{кв}} \qquad (3.21)$$

$$n_{\text{ап}} = 44 + 10 + 10 + 13 = 77 \text{ шт}$$

За відомими *X* та *m*, приймаємо наступне компонування апарату:

секція рекуперації $\frac{2+2+2+2+2+2+2+2+2+2+2}{22}$

секція пастеризації $\frac{2+2+2}{6}$

секція охолодження водою $\frac{2+2+2}{6}$

секція охолодження крижаною водою $\frac{2+2+2}{6}$

3.1.7. Розрахунок загального гідравлічного опору апарату

Гідравлічний опір для кожної секції визначають за формулою:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L_{\text{п}}}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot X \qquad (3.22)$$

Виконаємо розрахунок для всіх секцій з урахуванням, що для прийнятого типу пластин коефіцієнт опору одиниці відносної довжини каналу визначається за формулою (3.2)

$$\xi = 11{,}2 \cdot Re^{-0{,}25}$$

а. секція рекуперації: (X=11)

Для потоку холодного молока при *Re*=2418

$$\xi'_{\text{р}} = 11{,}2 \cdot 2418^{-0{,}25} = 1{,}60$$

$$\Delta P'_{\text{р}} = 1{,}60 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}0056} \cdot \frac{1023 \cdot 0{,}53^2}{2} \cdot 11 = 357407 \text{ Па} = 357{,}4 \text{ кПа};$$

для потоку гарячого охолоджуваного молока при *Re*=3196

$$\xi''_{\text{р}} = 11{,}2 \cdot 3196^{-0{,}25} = 1{,}49$$

$$\Delta P''_{\text{р}} = 1{,}49 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}0056} \cdot \frac{1017 \cdot 0{,}53^2}{2} \cdot 11 = 331361 \text{ Па} = 331{,}4 \text{ кПа};$$

б. секція пастеризації: (X=3)

Для потоку пастеризованого молока при *Re*=4713

$$\xi^{\text{м}}_{\text{п}} = 11{,}2 \cdot 4713^{-0{,}25} = 1{,}60$$

$$\Delta P_{\text{п}} = 1{,}60 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}0056} \cdot \frac{1005 \cdot 0{,}53^2}{2} \cdot 3 = 81043 \text{ Па} = 81 \text{ кПа};$$

в. секція охолодження водою: (X=3)

Для потоку охолоджуваного молока при *Re*=1336

$$\xi_{\text{в}} = 11{,}2 \cdot 1336^{-0{,}25} = 1{,}85$$

$$\Delta P_{\text{в}} = 1{,}85 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}0056} \cdot \frac{1031 \cdot 0{,}53^2}{2} \cdot 3 = 113942 \text{ Па} = 113{,}9 \text{ кПа};$$

г. секція охолодження крижаною водою: (X=3)

Для потоку молока при *Re*=1081

$$\xi_{\text{кв}} = 11{,}2 \cdot 1081^{-0{,}25} = 1{,}95$$

$$\Delta P_{\text{кв}} = 1{,}95 \cdot \frac{0{,}8}{0{,}0056} \cdot \frac{1032 \cdot 0{,}53^2}{2} \cdot 3 = 120249 \text{ Па} = 120 \text{ кПа};$$

Загальний гідравлічний опір апарату по тракту руху молока складе:

$$\Delta P = \Delta P'_{\text{р}} + \Delta P''_{\text{р}} + \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{в}} + \Delta P_{\text{кв}} \qquad (3.23)$$

$$\Delta P = 357{,}4 + 331{,}4 + 81 + 113{,}9 + 120 = 1004 \text{ кПа} = 1{,}004 \text{ МПа};$$

Відношення робочих поверхонь та гідравлічні опори по секціям:

Роззраховані наступні значення коефіцієнтів теплопередачі по секціям (Вт/м^2·°С)

секція рекуперації $k_{\text{рек}} = 2144 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot °\text{C}}$

секція пастеризації $k_{\text{п}} = 3160 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot °\text{C}}$

секція водяного охолодження $k_{\text{в}} = 2727 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot °\text{C}}$

секція охолодження крижаною водою $k_{\text{кв}} = 2185 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot °\text{C}}$

Відношення робочих поверхонь секцій складає:

$$F_{\text{рек}}: F_{\text{п}}: F_{\text{в}}: F_{\text{кв}} = \frac{S_{\text{рек}}}{k_{\text{рек}}}: \frac{S_{\text{п}}}{k_{\text{п}}}: \frac{S_{\text{в}}}{k_{\text{в}}}: \frac{S_{\text{кв}}}{k_{\text{кв}}} \quad (3.24)$$

$$8{,}8: 2: 2: 2{,}6 = \frac{5{,}66}{2144}: \frac{1{,}96}{3160}: \frac{1{,}56}{2727}: \frac{1{,}71}{2185}$$

Що свідчить про правильне розподілення між секціями і характерне для пластинчатих теплообмінників.

3.1.8. Перевірка максимально допустимих швидкостей продукту в каналах між пластинами по секціям

Для умови роботи даного апарату доцільно визначити лише максимально допустимі швидкості продукту (молока) в секціях. Гідравлічні опори по стороні руху робочих тіл малі, так, як мала довжина відповідних трактів.

Це дозволяє обрати швидкості робочих середовищ з умови дотримання прийнятної кратності по відношенню до молока, причому, при наявності умов циркуляції та повторного використання можна обирати більші значення.

Середня температура стінки визначається як середнє арифметичне між температурами робочих середовищ:

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{t_a + t_b + t_c + t_d}{4} \quad (3.25)$$

Значення температур t_a, t_b, t_c, t_d відповідні температури робочих середовищ в кожній секції.

секція рекуперації теплоти

Для секції рекуперації формула (5.25) має вигляд:

$$\bar{t}_{\text{ст.рек}} = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}$$

$$\bar{t}_{\text{ст.рек}} = \frac{5 + 65{,}35 + 76 + 15{,}65}{4} = 40{,}5\ ℃$$

секція пастеризації

Для секції пастеризації формула (3.15) має вигляд

$$\bar{t}_{\text{ст.п}} = \frac{t_2 + t_3 + t'_{\text{г}} + t''_{\text{г}}}{4}$$

$$\bar{t}_{\text{ст.п}} = \frac{65{,}35 + 76 + 78 + 75{,}20}{4} = 73{,}64\ ℃$$

секція охолодження водою

Для секції охолодження водою формула (3.25) має вигляд

$$\bar{t}_{\text{ст.в}} = \frac{t_4 + t_5 + t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}}{4}$$

$$\bar{t}_{\text{ст.в}} = \frac{15{,}65 + 10 + 8 + 6{,}27}{4} = 9{,}98\ ℃$$

секція охолодження крижаною водою

Для секції охолодження крижаною водою формула (3.25) має вигляд

$$\bar{t}_{\text{ст.кр}} = \frac{t_5 + t_6 + t'_{\text{кр}} + t''_{\text{кр}}}{4}$$

$$\bar{t}_{\text{ст.кр}} = \frac{10 + 4 + 1 + 6}{4} = 5{,}25\ ℃$$

Коефіцієнт загального гідравлічного опору

секція рекуперації сире мороко $\xi_{\text{р}} = 1{,}6$

пастеризоване молоко $\xi_{\text{р}} = 1{,}5$

секція пастеризації $\xi_{\text{п}} = 1{,}35$

секція охолодження водою $\xi_{\text{в}} = 1{,}85$

секція охолодження крижаною водою $\xi_{\text{кв}} = 1{,}95$

Використовуючи ці дані, визначимо максимально допустимі швидкості руху молока:

Допустиму швидкість визначимо за формулою:

$$\omega = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{м}} \cdot \left(\bar{t}_{\text{ст}} - \frac{t_a + t_b}{2}\right) \cdot \Delta P}{c_{\text{м}} \cdot (t_b - t_a) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi}} \tag{3.11}$$

а. секція рекуперації

Для секції рекуперації формула (3.26) має вигляд

$$\omega_{\text{р}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{м}} \cdot \left(\bar{t}_{\text{ст.р}} - \frac{t_1 + t_2}{2}\right) \cdot \Delta P_{\text{р}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{р}}}}$$

$$\omega_{\text{р}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot \left(39{,}5 - \frac{4 + 58}{2}\right) \cdot 166000}{3880 \cdot (58 - 4) \cdot 1033^2 \cdot 1{,}6}} = 0{,}5 \ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

б. секція пастеризації

$$\omega_{\text{п}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{м}} \cdot \left(\bar{t}_{\text{ст.п}} - \frac{t_2 + t_3}{2}\right) \cdot \Delta P_{\text{п}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_3 - t_2) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{п}}}}$$

$$\omega_{\text{п_см}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5050 \cdot \left(40{,}5 - \frac{65 + 5}{2}\right) \cdot 357407}{3904 \cdot (65 - 5) \cdot 1023^2 \cdot 1{,}6}} = 0{,}6 \ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\omega_{\text{п_гм}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5572 \cdot \left(\frac{76 + 16}{2} - 40{,}5\right) \cdot 331361}{3850 \cdot (76 - 15) \cdot 1017^2 \cdot 1{,}5}} = 0{,}6 \ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

в. секція охолодження водою

$$\omega_{\text{м}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{м}} \cdot \left(\frac{t_4 + t_5}{2} - \bar{t}_{\text{ст.в}}\right) \cdot \Delta P_{\text{в}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_4 - t_5) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{в}}}}$$

$$\omega_{\text{м}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{4676 \cdot \left(\frac{15+10}{2} - 15{,}6\right) \cdot 113942}{3878 \cdot (21-10) \cdot 1031^2 \cdot 1{,}85}} = 0{,}58 \ \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

г. секція охолодження крижаною водою

$$\omega_{\text{м}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{м}} \cdot \left(\frac{t_5 + t_6}{2} - \bar{t}_{\text{ст.кв}}\right) \cdot \Delta P_{\text{кв}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_5 - t_6) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{кв}}}}$$

$$\omega_{\text{м}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5885 \cdot \left(\frac{10+4}{2} - 5{,}25\right) \cdot 120248}{3869 \cdot (10-4) \cdot 1032^2 \cdot 1{,}95}} = 0{,}58 \ \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Отримані значення швидкості для секцій майже збігаються між собою. Наявність значної різниці свідчило б про помилку в обчисленні або неправильному розподілі секцій апарату та не допустимих гідравлічних опорів.

3.1.9. Розрахунок коефіцієнту ефективності теплообмінної установки

Розрахунок термодинамічної ефективності апарату проводимо в наступній послідовності:

- визначаємо повні теплоємності робочих рідин (молоко та вода), Вт/°С
- для молока:

$$C = C_{\text{мол}} \cdot \rho_{\text{мол}} \cdot \frac{Q_v}{3600} \qquad (3.12)$$

де Q_v – об’ємна витрата молока, м^3/с;

$C_{\text{мол}}$ – питома теплоємність молока, кДж/кг·°С;

$\rho_{\text{мол}}$ – густина молока, кг/м^3.

- для води:

$$C = C_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \frac{Q_v}{3600} \quad (3.27\text{а})$$

де Q_v – кратність води;

$C_{\text{в}}$ – питома теплоємність води, кДж/кг·°С;

$\rho_{\text{в}}$ – густина води, кг/м^3.

- меншому з цих добутків присвоїмо індекс «М» , а більшому – індекс «Б»;
- обчислюють відношення повних теплоємностей та число одиниць переносу:

$$\acute{\omega} = \frac{C_{\text{м}}}{C_{\text{б}}} \quad (3.28)$$

$$N = \frac{k \cdot A}{C_{\text{м}}} \quad (3.29)$$

де *К* – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2·°С;

А – площа поверхні теплообміну, м^2;

- Коефіцієнт ефективності розраховують для протиточної схеми руху:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N\cdot(1-\acute{\omega})}}{1 - \acute{\omega} \cdot e^{-N\cdot(1-\acute{\omega})}} \quad (3.30)$$

а. секція рекуперації теплоти:

повна теплоємність для сирого молока за формулою (3.27):

$$C_{\text{б}} = 3904 \cdot 1023 \cdot 0{,}00084 \cdot 3600 = 3371{,}6 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°С}};$$

повна теплоємність для пастеризованого молока за формулою (3.27):

$$C_{\text{м}} = 3882 \cdot 1017 \cdot 0{,}00084 \cdot 3600 = 3333 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°С}};$$

відношення повних теплоємностей за формулою (3.28):

$$\acute{\omega} = \frac{3333}{3371{,}6} = 0{,}988$$

число одиниць переносу за формулою (3.29):

$$N = \frac{2144 \cdot 8{,}8}{3333} = 5{,}66$$

коефіцієнт ефективності за формулою (3.30):

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-5{,}66 \cdot (1-0{,}988)}}{1 - 0{,}988 \cdot e^{-5{,}66 \cdot (1-0{,}988)}} = 0{,}85$$

Розрахункове значення коефіцієнта ефективності секції рекуперації пастеризаційно-охолоджувальної установки практично збігається з початковим (паспортним) значенням коефіцієнта рекуперації.

б. секція пастеризації

повна теплоємність для молока за формулою (3.27):

$$C_{\text{м}} = 3850 \cdot 1005 \cdot 0{,}00084 \cdot 3600 = 3266{,}5 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

повна теплоємність для гарячої води за формулою (3.27а):

$$C_{\text{б}} = 4193 \cdot 973 \cdot \frac{3{,}5}{3600} = 12054{,}9 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

відношення повних теплоємностей за формулою (3.28):

$$\acute{\omega} = \frac{3266{,}5}{12054{,}9} = 0{,}271$$

число одиниць переносу за формулою (3.29):

$$N = \frac{3160 \cdot 2{,}4}{3266{,}5} = 2{,}32$$

коефіцієнт ефективності за формулою (3.30):

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2{,}32 \cdot (1-0{,}271)}}{1 - 0{,}271 \cdot e^{-2{,}32 \cdot (1-0{,}271)}} = 0{,}86$$

в. секція охолодження водою

повна теплоємність для молока за формулою (3.27):

$$C_{\text{м}} = 3876 \cdot 1031 \cdot 0{,}00084 \cdot 3600 = 3373{,}7 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

повна теплоємність для холодної води за формулою (3.27а):

$$C_{\text{б}} = 4193 \cdot 1000 \cdot \frac{3}{3600} = 10619{,}5 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

відношення повних теплоємностей за формулою (3.28):

$$\acute{\omega} = \frac{3373{,}7}{10619{,}5} = 0{,}318$$

число одиниць переносу за формулою (3.29):

$$N = \frac{2726{,}6 \cdot 2}{3373{,}7} = 1{,}62$$

коефіцієнт ефективності за формулою (3.30):

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-1{,}62 \cdot (1 - 0{,}318)}}{1 - 0{,}318 \cdot e^{-1{,}62 \cdot (1 - 0{,}318)}} = 0{,}747$$

г. секція охолодження крижаною водою

повна теплоємність для молока за формулою (3.27):

$$C_{\text{м}} = 3869 \cdot 1032 \cdot 0{,}00084 \cdot 3600 = 3370{,}8 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

повна теплоємність для крижаної води за формулою (3.27а):

$$C_{\text{б}} = 4208 \cdot 1000 \cdot \frac{1{,}1}{3600} = 3907{,}7 \ \frac{\text{Вт}}{\text{°C}};$$

відношення повних теплоємностей за формулою (3.28):

$$\acute{\omega} = \frac{3370{,}8}{3907{,}7} = 0{,}863$$

число одиниць переносу за формулою (3.29):

$$N = \frac{2185{,}3 \cdot 2{,}4}{3370{,}8} = 1{,}55$$

коефіцієнт ефективності за формулою (3.30):

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-1{,}55\cdot(1-0{,}863)}}{1 - 0{,}863 \cdot e^{-1{,}62\cdot(1-0{,}863)}} = 0{,}634$$

3.2. Розрахунок пластинчастого теплообмінника на базі пластин ПР-02

Так, як основні показники залишились незмінними, з таблиці 3.1 беруться вихідні дані.

Характеристики пластини ПР-02 наведено нижче

Основні характеристики пластини П-2:

Робоча поверхня	F_1=0,2м^2
Робоча ширина	b = 0,65м
Приведена висота	L_n = 0,44 м
Площа поперечного перерізу одного каналу	f_1= 0,00160 м^2
Еквівалентний діаметр потоку	d_e = 0,0075 м
Товщина пластини	δ = 0,0012м
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини	$\lambda_{ст}$ = 16 Вт/(м·°С)

Використовуючи дані характеристики, та вихідні дані з таблиці 3.1 аналогічно за формулами (3.1)-(3.30) проводимо розрахунок теплообмінного апарату на базі пластин ПР-02, беручи до уваги деякі зміни:

Формула (3.15) для пластин типу ПР-02 матиме вигляд

$$\alpha_1(\alpha_2) = \left(\frac{\lambda_{\text{р}}}{d_{\text{екв}}}\right)^{0{,}135} \cdot \text{Re}^{0{,}73} \cdot Pr^{0{,}43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{р}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25}$$

Формула (3.2) для пластин типу ПР-02 матиме вигляд

$$15 \cdot Re^{-0,25}$$

Кінцевий результат обчислення зведемо у таблицю 3.2 в якій порівняємо отримані результати розрахунків двох типів теплообмінних апаратів. Розрахунок даного типу виконано автоматично, за допомогою MS Excel.

Таблиця 3.2 Результат розрахунків теплообмінних апаратів

Назва показника	ПТО з пластинами П-2	ПТО з пластинами ПР-02
Загальна кількість пластин, шт:	**74**	**52**
Секція регенерації	44	31
Секція пастеризації	10	7
Секція охолодження водою	7	5
Секція охолодження криж.водою	13	9
Площа нагріву секцій, м^2:		
Секція регенерації	8,8	6,2
Секція пастеризації	2,4	1,4
Секція охолодження водою	1,4	1
Секція охолодження криж.водою	2,4	1,8
Коеф.ефективності:		
Секція регенерації	0,85	0,86
Секція пастеризації	0,86	0,84
Секція охолодження водою	0,63	0,69
Секція охолодження криж.водою	0,63	0,68
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м$^{2\cdot}$°С		
Секція регенерації	2144,24	3073,26
Секція пастеризації	3160,18	4377,52
Секція охолодження водою	2726,64	3830,13
Секція охолодження криж.водою	2185,33	3107,24
Гідравлічний опір, кПа	**966,02**	**543,70**

ВИСНОВКИ

В ході виконання дипломної роботи було проведено порівняння ефективності пластинчастих теплообмінних апаратів – пастеризаторів молока - з різним типом пластин.

В ході розрахунку апаратів з пластинами ПР-02 і П-2 було отримано їх основні конструктивні та режимні параметри. Як видно з розрахунків, при незмінних вихідних параметрах (годинна продуктивність, температури теплоносіїв та ін.), апарат на базі пластин ПР-02 має кращі показники (менша кількість пластин – менша металоємність, більші коефіцієнти теплопередачі та коефіцієнти ефективності, менший загальний гідравлічний опір).

Зменшення кількості пластин та металоємності дозволить скоротити витрати на його виготовлення та монтаж, кращі теплофізичні показники дозволять з більшою інтенсивністю проводити процес пастеризації. За рахунок меншого гідравлічного опору, необхідний насос з меншою витратою електроенергії.

Крім того, за рахунок менших габаритів, замість одного теплообмінника з пластинами П-2 можна встановити два апарати з пластинами ПР-02, що дозволить регулювати продуктивність установки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пластинчасті теплообмінники. Види пластинчастих теплообмінників. https://www.truba.ua/ua/library/art-plastynchasti-teploobminnyky-vydy.

2. Фотогалерея фармацевтичного та біотехнологічного обладнання. Пластинчасті теплообмінники.

3. https://bioengineering.kpi.ua/ua/kafedra/fotohalereia-farmatsevtychnoho-ta-biotekhnolohichnoho-obladnannia/61-plastynchasti-teploobminni-aparaty/290-plastynchasti-teploobminnyky

4. Пластинчасті теплообмінники. https://termocom.com.ua/ua/komplektuyuchi/plastynchasti-teploobminnyky

5. Пластинчатые аппараты для тепловой обработки. https://www.google.com.ua/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.bibliofond.ru%2Fview.aspx%3Fid%3D810008&psig=AOvVaw20Wc-RBmB0fBpdMWPL8WIO&ust=1650283866806000&source=images&cd=vfe&ved=0CAwQjRxqFwoTCMj_6dSIm_cCFQAAAAAdAAAAABAD

6. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Издание 3-е. в 2-х книгах: часть 2. Массообменные процессы и аппараты [Текст] / Ю.И. Дытнерский — Москва: «Химия», 2002. — 400 с.

7. Товажнянский, Л.Л., Процессы и аппараты химической технологии. Учебник в 2-х ч. [Текст] / В.А. Лещенко, А.П. Готлинская. − Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. — 146 с.

8. Бухмиров В.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного апарата [Текст] / В.В. Бухмиров , Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова. – Л.: Машиностроение , 2013. – 124 с.

9. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя в 3-х томах. Том 1-3 [Текст] / В.И. Анурьев. – М: Машиностроение, 2001.– 920 с.

10. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники. [Текст] /Н.В. Барановский – М: Машиностроение, 2001.– 920 с.

11. Розбірні пластинчасті теплообмінники. Https://ankort.com/ua/katalog/razbornye-plastinchatye-teploobmenniki/.

12. Коваленко Л. М., Рудь С. Л. Пластинчатые теплообменные аппараты: каталог. Москва: УкрНИИхиммаш, 1983. 51 с. 20. Thulukkanam K. Heat Exchanger Design Handbook. Second edition ed. CRC Press, 2013. 1216 pp.

13. Тарадай А.М., Гуров О.И., Коваленко Л.М. Пластинчатые теплообменные аппараты: монография. Харьков: Прапор, 1995.

14. Randall F. Barron, Gregory F. Nellis. Cryogenic Heat transfer. Second Edieion ed. Taylor & Francis Group, an Informa business, 2016. 669 pp.

15. Антуфьев В.М., Гусев Е.К., Ивахненко В.В., Кузнецов Е.Ф., Ламм Ю.А. Теплообменные аппараты из профильных листов: монография. Ленинград: Энергия, 1972. 128 с.

16. Roberto Cipollone, Giuseppe Bianchi, Davide Di Battista, Fabio Fatigati. Experimental and numerical analyses on a plate heat exchanger with phase change for waste heat recovery at off-design conditions. 33rd UIT (Italian Union of Thermo-fluid-dynamics) Heat Transfer Conference. 2015. Pp. 1-10.

17. Wright R., Wright J., Cabet C. Material Performance in Helium-Cooled Systems. Comprehensive Nuclear Materials. Elsevier, 2012. Pp. 251-277.

18. Smith P.G. Introduction to Food Process. Second Edition ed. School of Natural and Applied Sciences University of Lincoln, 2011. 510 pp.

19. Каневец Г.Е., Сагань И.И., Иванова Н.В., Поржезинский Ю.Г., Разладин Ю.С. Оптимизация теплообменного оборудования пищевых производств: монография. Киев: Техніка, 1981. 192 с.

20. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Бухкало С.И., Перевертайленко А.Ю. Применение энергосберегающего теплообменного оборудования в молочной промышленности. Интегрированные технологии и энергосбережение, No. 2. Харьков, 2005. С. 18-21.

21. Khadir M.T. Comparison of advanced and model predictive control for plate heat exchangers: Application to pasteurization temperature control. Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers. Academic Press,

2020. pp. 433-456.

22. Bob Ramlow, Benjamin Nusz. Solar water heating: a comprehensive guide to solar water and space heating systems. Rev. and expanded ed. ed. NEW SOCIETY PUBLISHERS, 2010. 245 pp.

23. Gianluca Lillo, Rita Mastrullo, Alfonso W. Mauro, Luca Viscito. Multi criteria optimization of plate heat exchanger for super critical CO2 power systems. IV International Seminar on ORC Power Systems, ORC2017. 2017. pp. 979-986.

24. José Ignacio Linares, Alexis Cantizano, Beatriz Yolanda Moratilla, Víctor Martín, Lluis Batet. Supercritical CO2 Brayton power cycles for DEMO fusion reactor based on Dual Coolant. Energy, N. 98, 2016. Pp. 271-283.

25. Кошельник А.В., Морозов А.Е. Методика расчёта пластинчатых теплообменников для утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных теплотехнических систем. Экология и промышленность,. 2011. № 2. С. 62-66.

26. Товажнянский Л.Л., Перевертайленко А.Ю., Арсеньева О.П., Капустенко П.А., Арсеньев П.Ю., Бочарников И.А. К вопросу єнергосберегающей реконструкции теплообменных систем установок хемосорбционной очистки газов. Інтегровані технології та енергозбереження. No. 4. Харьков, 2017. С. 3-5.

27. Светлаков А.Л., Вербанов И.С., Маслова Д.В., Гулимовский И.А., Шлякотин В.Е. Развитие методик расчета и проектирования теплообменных аппаратов авиационного назначения. Авиационные двигатели, N. 4 (5), 2019.

28. Бакласов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб. пособие для вузов. Москва: Энергоиздат, 1981.

29. Каневец Г.Е. Обобщённые методы расчета теплообменников: монография. Киев: Наукова думка, 1979. 352 с.

30. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования: монография. Киев: Наукова думка, 1985. 232 с.

31. Каневец Г.Е. Теплообменники и теплообменные системы: монография. Киев: Наукова думка, 1981. 272 с.

32. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников и их применение при оптимизации теплообменного оборудования. Дис. … д–ра техн. наук. Киев. 1974. 495 с.

33. Клименко А.П., Каневец Г.Е. Расчёт теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах: монография. Москва, Ленинград: Энергия, 1966. 272 с.

34. Каневец Г.Е., Снежко А.Я. Классификация и принципы формирования схем токов сред в пластинчатых теплообменных аппаратах.

35. Эмирджанов Р.Т. Основы технологических расчётов в нефтепереработке. Москва: Химия, 1965. 544 с.

36. Cao E. Heat transfer in process engineering. Library of Congress Catalogingin-Publication Data, 2010. 569 pp.

37. David Reay Colin Ramshaw Adam Harvey. Process Intensification.Butterworth-Heinemann, 2013. 624 pp.

38. Arsenyeva O., Trat J., Kenig E.Y. Thermal and hydraulic performance of pillow-plate. Proceedings of the 28th European Symposium on Computer Aided Process Engineering. Graz, Austria. 2018. pp. 181-186.

39. Ernst U. Schltinder, Kenneth J. Bell, Duncan Chisholm, Geoffrey F. Hewitt, Frank W. Schmidt, D. Brian Spalding, Jerry Tahorek, Algirdas iukauskas, V. Gnielinski. Heat Exchanger Design Handbook. Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

40. Zhang L.Z. Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts. Academic Press is an imprint of Elsevier, 2014. 391 pp.

41. Sadik Kakaç, Yaman Yener, Anchasa Pramuanjaroenkij. Convective Heat Transfer. Third Edition ed. CRC Press, 2014. 588 pp.

42. John E. Hesselgreaves R.L.D.A.R. Aspects of Flow and Convective Heat Transfer Fundamentals for Compact Surfaces. Compact Heat Exchangers (Second Edition). Butterworth-Heinemann, 2017. pp. 157-219.

43. Focke, W. W., Zachariades, J., & Olivier, I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 28(8), 1985. pp. 1469–1479.

44. Wang L., Sunden B., Manglok R.M. Plate heat exchangers: Design, Applications and Performance. WitPress, 2007. 269 pp.

45. Еренгалиев А.Е., Масленников С.Л., Какимов А.К., Тусипов Н.О. /Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств. (Учебное пособие). Семей: СГУ имени Шакарима 2008. - 208 с.