

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічної теплотехніки (205)

Пояснювальна записка

до магістерської роботи
(тип кваліфікаційної роботи)
магістерський
(освітній ступінь)

на тему **«Робочий процес парокомпресійної
холодильної машини з адіабатним зволоженням
охолоджуючого повітря конденсатора»**

XAI.205.268ем.22В.144.1902064.ПЗ

Виконав: студент 6 курсу групи № 268К
Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
(код та найменування)

Спеціальність: 144 «Теплоенергетика»
(код та найменування)

Освітня програма: Інжиніринг та експлуатація
теплоенергетичних систем
(найменування)

Бабанський В.О.

(прізвище та ініціали студента)

Керівник: Петухов І.І.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент: Тарасова В.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Харків – 2022 рік

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
(повне найменування)
Кафедра аерокосмічної теплотехніки (205)
(повне найменування)
Рівень вищої освіти магістр
Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
(код та найменування)
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код та найменування)
Освітня програма 144 «Інжиніринг та експлуатація теплоенергетичних систем»
(найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Гакал П.Г.
(підпис) (ініціали та прізвище)
« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Бабанський Владислав Олександрович
(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи «Робочий процес парокompресійної холодильної машини з адіабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора»

Керівник кваліфікаційної роботи Петухов Ілля Іванович к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № 1543-уч від «01» 11 2022 року.

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи 14.12.2022р.

3. Вихідні дані до роботи камера об'ємом 202 м³ для охолодження та зберігання молочних продуктів з добовим надходженням 15 тон, розташована окремо у Харківському регіоні.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати) Обґрунтування актуальності, огляд виконаних досліджень, визначення впливу на термoeкономiчну ефективність ПКХМ температури навколишнього середовища та випарного охолодження повітря для конденсатора.

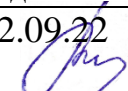
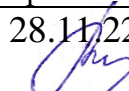
Науково-дослідна частина: визначення холодопродуктивності ПКХМ, проектування конденсатора, розробка схеми та розрахунки процесу випарного охолодження повітря. Визначення енергетичної та економічної ефективності

ПКХМ у літній період та впливу на неї випарного охолодження.

5. Перелік графічного матеріалу

Конденсатор ПКХМ, схеми процесів охолодження, основні співвідношення

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Основна частина	Петухов І.І., доцент каф. 205	12.09.22 	28.11.22 
Спеціальна частина	Петухов І.І., доцент каф. 205	03.10.22	13.12.22

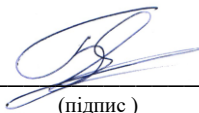
Нормоконтроль  (підпис) І.І. Петухов (ініціали та прізвище) « 13 » 12 2022 р.

7. Дата видачі завдання « 12 » 09 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів	Примітка
	Огляд літератури щодо характеристик ПКХМ та методів охолодження повітря.	12.09.22 – 3.10.22	
	Проектування холодильної камери та конденсатора ПКХМ.	04.10.22 – 17.10.22	
	Розробка методик розрахунку кліматичної характеристики ПКХМ та систем охолодження повітря	18.10.22 – 7.11.22	
	Розрахунки параметрів ПКХМ з охолодження повітря конденсатора	8.11.22 – 30.11.22	
	Оформлення пояснювальної записки, підготовка графічного матеріалу	01.12.22 – 13.12.22	

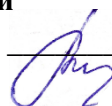
Здобувач


(підпис)

Бабанський В.О.

(ініціали та прізвище)

Керівник кваліфікаційної роботи



І.І.Петухов

(підпис) (ініціали та прізвище)

ВСТУП		5
1	РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПКХМ І СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ	7

1.1	Робочий процес і показники ефективності ПКХМ	7
1.2	Кліматична характеристика ПКХМ та її елементів	10
1.3	Методи охолодження повітря	13
1.4	Основні висновки та формулювання задач роботи	20
2	Основні параметри холодильної установки і камери	23
2.1	Кліматичні параметри та їх апроксимація	23
2.2	Вихідні дані та проектні параметри холодильної установки	28
2.2.1	Тепловий баланс холодильної камери	31
2.2.2	Потрібна холодопродуктивність холодильної установки	76
2.3	Проектні параметри елементів холодильної машини	78
3	Проектування та підбір елементів ПКХМ	79
3.1	Розрахунок і проектування конденсатора ПКХМ	79
3.1.1	Розрахунок теплообмінного апарата	80
3.1.2	Конструктивні характеристики теплообмінного апарату	81
3.1.3	Тепловий розрахунок теплообмінного апарату	83
3.1.4	Компонування конденсатора	95
3.1.5	Гідравлічний розрахунок конденсатора	97
3.1.6	Розрахунок на міцність	105
3.1.7	Визначення характеристик конденсатора	108
3.2	Підбір основних агрегатів і компоновка холодильної установки	112
4	РОБОЧИЙ ПРОЦЕС І ЕФЕКТИВНІСТЬ ПКХМ ПРИ ЗМІННИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ	117
4.1	Визначення кліматичних характеристик елементів та ПКХМ	117
4.2	Теоретичні засади та методика розрахунку випарного охолодження повітря	126
4.3	Робочий процес конденсатора з використанням випарних панелей та сіток для охолодження повітря	151
5	Термoeкономiчна ефективнiсть холодильної установки з адiабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора	169
5.1	Методика визначення економічної ефективності холодильної установки	169
5.2	Аналіз складових енергозбереження та підвищення термoeкономiчної ефективнiсть ПКХМ з адiабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора	181
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	185
	ЛІТЕРАТУРА	187

ВСТУП

Використання штучного холода при зберіганні харчових продуктів передбачає утримання і підтримання в приміщеннях для зберігання (холодильній камері, коморі, складі, торговій вітрині, прилавку і т.д.) таких умов, які забезпечують збереження біологічних, санітарно-гігієнічних, органолептичних (смакових) властивостей продукції, а також її товарного вигляду і маси протягом всього періоду зберігання. Для цієї мети приміщення обладнуються холодильними установками - це комплекс машин і апаратів, призначених для отримання і підтримки в охолоджуваних об'єктах температур нижче ніж температура навколишнього середовища, для зберігання в досить вузькому діапазоні значення температури, вологості, а в деяких випадках - і хімічного складу довілля, величини яких задаються видом, агрегатним станом і теплофізичними властивостями продуктів, що підлягають зберіганню.

В даний час холодильні установки мають безліч застосувань, наприклад: зберігання продуктів, охолодження по ходу технологічного процесу, кондиціонування повітря, осушувальні установки, теплові насоси, виробництво льоду і т.д. В даний час велика увага приділяється питанням екології, енергозбереження та енергоефективності. Виробництво енергії часто негативно впливає на довкілля та призводить до збільшення викидів парникових газів. При цьому глобальне споживання енергії зростає з року в рік і багато країн стикаються зі зростаючим енергетичним попитом у спекотні місяці року. Це є підставою для розробки систем охолодження, які є екологічно чистими та енергоефективними.

Охолодження молочних продуктів є одним з найважливіших заходів, що унеможливує їхнє псування. Холод на підприємствах молочної промисловості використовується в технологічних процесах, а також при зберіганні молока і молочних продуктів. Зберігання продуктів після їх вироблення та до відправки споживачам здійснюється в виробничих холодильниках. Для збереження високої якості молочних продуктів необхідно дотримання температурних режимів зберігання і наявності достатньої площі холодильних камер. Холодопостачання підприємства повинно бути організоване таким чином, щоб

забезпечити дотримання оптимальних температурних режимів при виробництві та зберіганні продуктів при мінімальних витратах на вироблення холоду.

1. РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПКХМ І СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ

1.1 Робочий процес і показники ефективності ПКХМ

Циклічні процеси, що відбуваються з холодоагентами в холодильних машинах, зображують в діаграмах стану цих речовин (парових діаграмах). Найбільш вживаною для аналізу роботи і розрахунків холодильних машин є ентальпійна $\lg P$, h -діаграма. На осі абсцис, де застосовується рівномірна шкала, дається питома ентальпія холодоагента в кДж/кг. Вісь ординат є логарифмічною шкалою, на якій вказуються значення тиску в барах.[1, стр.248]

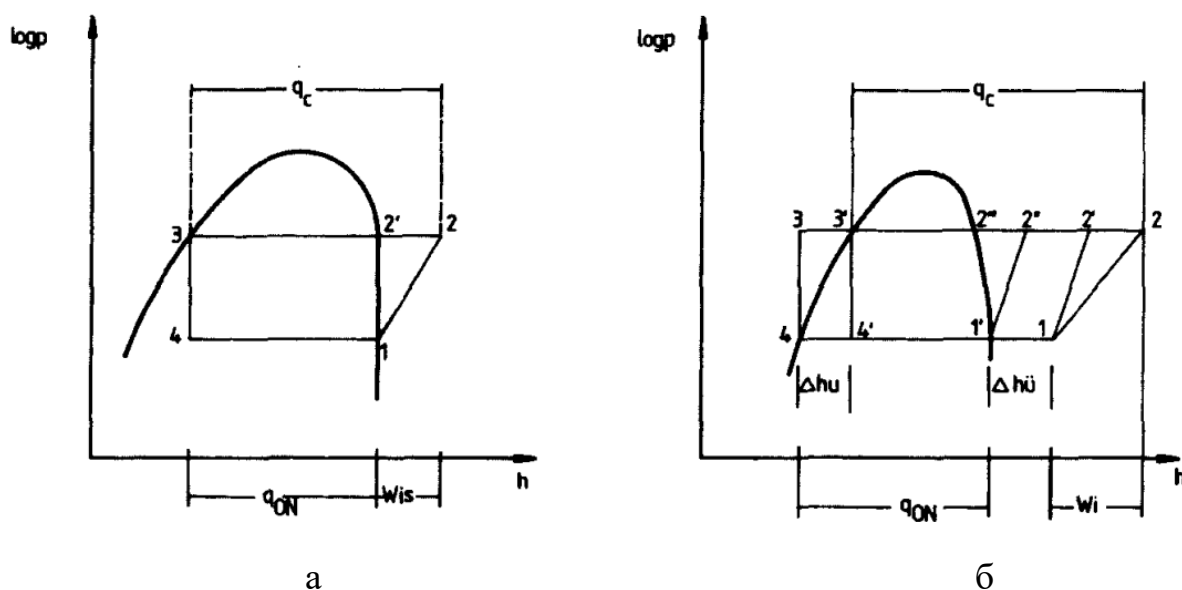


Рисунок 1.1 – Цикл одноступінчатої парокомпресійної холодильної машини (а – теоретичний, б – дійсний)

На рисунку 1 (а,б) схематично показані теоретичний і дійсний цикли одноступінчатої ПКХМ, побудовані в $\lg P$ - h -діаграмі холодоагенту.

На практиці в якості теоретичного циклу сучасної ПКХМ прийнятий цикл 1-2'-3-4:

1-2 – ізентропна робота стиснення, що відповідає компресору, який всмоктує сухий пар в стані 1 і стискає до стану 2;

2-2' – ізобарне охолодження в конденсаторі перегрітих парів холодоагенту до насиченого стану шляхом відведення в навколишнє середовище теплоти q_c ;

2'-3 – конденсація пари холодоагенту з утворенням насиченою рідини з відведенням в навколишнє середовище теплоти q_k ;

3-4 – ізоентальпійний процес дроселювання холодоагенту на регульованому дросельному вентилі з падінням тиску і температури для отримання вологої насиченої пари;

4-1 – ізобарне випаровування рідкого холодильного агента в випарнику до стану сухої насиченої пари за рахунок відведення теплоти від охолоджуваного середовища;

Теоретичний цикл ПКХМ (процеси 1-2-2'-3-4) не включає у себе процеси переохолодження конденсату перед дроселюванням та перегрів парів холодоагенту перед стисненням у компресорі. Переохолодження конденсату перед дроселюванням рідкого холодоагенту здійснюється безпосередньо в конденсаторі або спеціальному апараті. Переохолодження рідкого холодильного агента перед дроселюванням призводить до зменшення необоротних втрат при дроселюванні, зменшення пароутворення при дроселюванні, збільшення питомої холодопродуктивності циклу і холодопродуктивності машини в цілому, підвищенню енергетичної ефективності циклу, тобто збільшення холодильного коефіцієнта.

Дійсний цикл ПКХМ (процеси 1-2-2'''-3-4) відрізняється від теоретичного, по-перше, незворотнім процесом політропного стиснення парів холодоагенту 1-2 в реальному компресорі. Цей процес не є ізентропічний, що призводить до додаткових витрат роботи на привід холодильного компресора, які враховуються внутрішнім відносним ККД компресора. По-друге реальний цикл відрізняється наявністю гідровтрат у теплообмінниках. Все це знижує реальну продуктивність установки [1, стр.247; 2, 3 та ін.]. Енергетична ефективність холодильних машин може оцінюватися холодильним коефіцієнтом, який дорівнює відношенню холодопродуктивності до механічної потужності, витраченої на роботу холодильної машини, в основному на стиснення газу в компресорі.

Ефективність ХМ у фіксованому діапазоні температур залежить також від вибору холодоагенту. Останнє визначає рівень верхнього і нижнього тисків у системі, габарити основних її агрегатів. Хороший холодоагент повинен мати якомога нижчу температуру кипіння при атмосферному тиску і не дуже високий тиск конденсації, якомога більш високу густину парів і теплоту пароутворення.

При проектуванні холодильної установки ключовим фактором є обладнання, яке характеризується технічними параметрами та вартістю. Обладнання призначене для більшої продуктивності має більшу вартість (рис. 1.2). Тому, обираючи агрегати, необхідно розглядати і цей фактор.

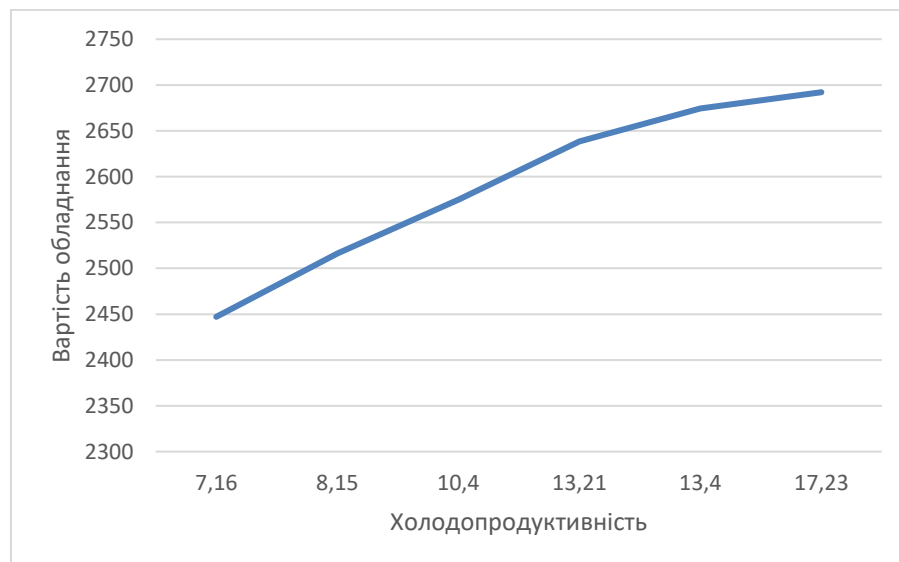


Рисунок 1.2 – Залежність вартості обладнання Frascold серії LaBlu [4] від холодопродуктивності

Під час підбору обладнання необхідно, щоб його продуктивність в першу чергу забезпечувала необхідну стійку роботу за потрібних для холодильної камери параметрів. Щоб не виникало причин виходу обладнання з ладу. Наприклад, якщо холодопродуктивність обладнання сильно перевищує теплове навантаження, це означає, що агрегат буде дуже часто включатися і вимикатися. А це у свою чергу веде до поломок через пускові струми, які перевищують номінальний до 10 разів [5].

1.2 Кліматична характеристика ПКХМ та її елементів

У рівноважному циклі на холодильний коефіцієнт впливає різниця температур випаровування і конденсації. Чим нижче температура охолоджуваного об'єкта (температура кипіння) і вище температура навколишнього середовища (температура конденсації), тим менше холодопродуктивність та холодильний коефіцієнт, і навпаки. Це справедливо навіть для циклу Карно, який є найкращим у фіксованому діапазоні температур.

У парокompресійних ХМ (ПКХМ) наближення до циклу Карно досягають за рахунок підведення та відведення більшої частини теплоти при фазовому переході, коли ізобарний та ізотермічний процеси збігаються. Схема найпростішої ХМ цього типу зображена на рисунку 1.3. [1, стр.195].

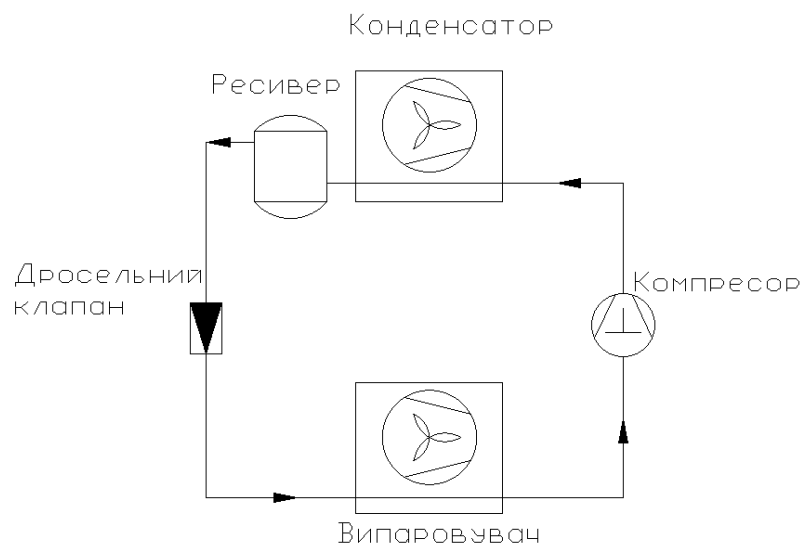


Рисунок 1.3 – Схема одноступенчатої парокompресійної ХМ:

1 – випаровувач; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – регулятор (дросель)

З підвищенням температури навколишнього середовища підвищується температура конденсації, що веде до збільшення питомої роботи циклу. В результаті цього холодильний коефіцієнт ПКХМ знижується.

Розглянемо цей ефект на прикладі ПКХМ, наведених у електронному каталозі [4]. Візьмемо початкові параметри, температура навколишнього середовища 32°C, холодопродуктивність 12 кВт, температура кипіння -5°C. За допомогою електронного каталогу отримуємо компресорно-конденсаторний агрегат, робочу точку та область працездатності якого наведено на рис. 1.4 (по осі ординат температура конденсації холодоагенту, осі абсциса температура кипіння холодоагенту).

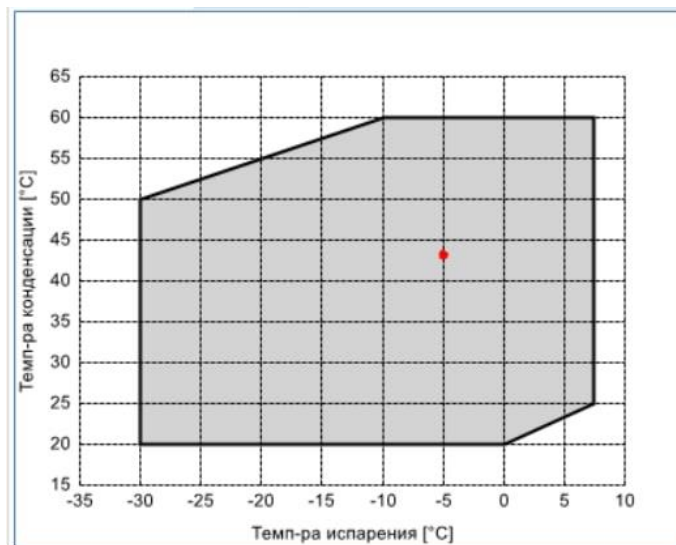


Рисунок 1.4 – Робоча точка агрегату №1[4]

При зміні тільки температури навколишнього середовища до 26°C характеристики змінюються (рис. 1.5).

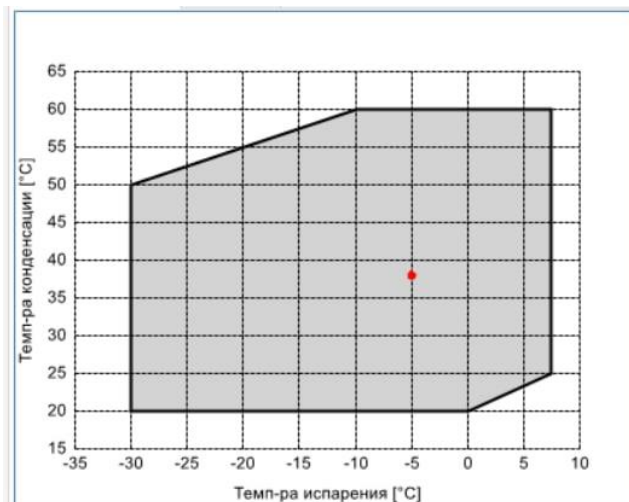


Рисунок 1.5 – Робоча точка агрегату №2[4]

З чого можемо зробити деяку аналогію, звичайно не усіх випадках, але при наших складових завдяки зниженню температури повітря на вході у конденсатор і тим самим температури конденсації, ми можемо розраховувати на збільшення ефективності, чим температура менша тим більш позитивний ефект. Ця ефективність виражається збільшенням холодильного коефіцієнта, збільшенню максимальної холодопродуктивності завдяки збільшенню енергетичного показника конденсатора.

Енергія забезпечує роботу холодильної машини, основними пунктами які потребують енергозатрат є компресор та вентилятори конденсатора. Для того самого агрегату змінення енерговитрат внаслідок підвищення температури навколишнього середовища наведено на рис. 1.6. В залежності від підвищення температури змінюється витрата енергії, а енергія забезпечує роботу холодильної машини, це пов'язано з роботою вентиляторів і роботою компресора, підвищення температури веде за собою збільшення витрати повітря через вентилятори, у разі компресорів більш тривалий цикл роботи для підтримання температури у приміщенні, бо зі збільшенням температури навколишнього середовища збільшуються і теплопритоки у приміщення, що збільшує потребу у необхідній холодопродуктивності. Ця система все одно забезпечує заданий цикл зі своїми температурами кипіння і конденсації, але в залежності від змінення температури навколишнього середовища змінюється і

енерговитрата, яка у разі низької температури середовища ефективно впливає на роботу холодильної машини тобто сам час циклу зменшується, зменшується і витрата повітря на вентиляторах, але у випадку збільшення температури навколишнього середовища все відбувається навпаки, тривалість циклу ХМ збільшується ефективність падає, але у межах своїх допустимих можливостей.

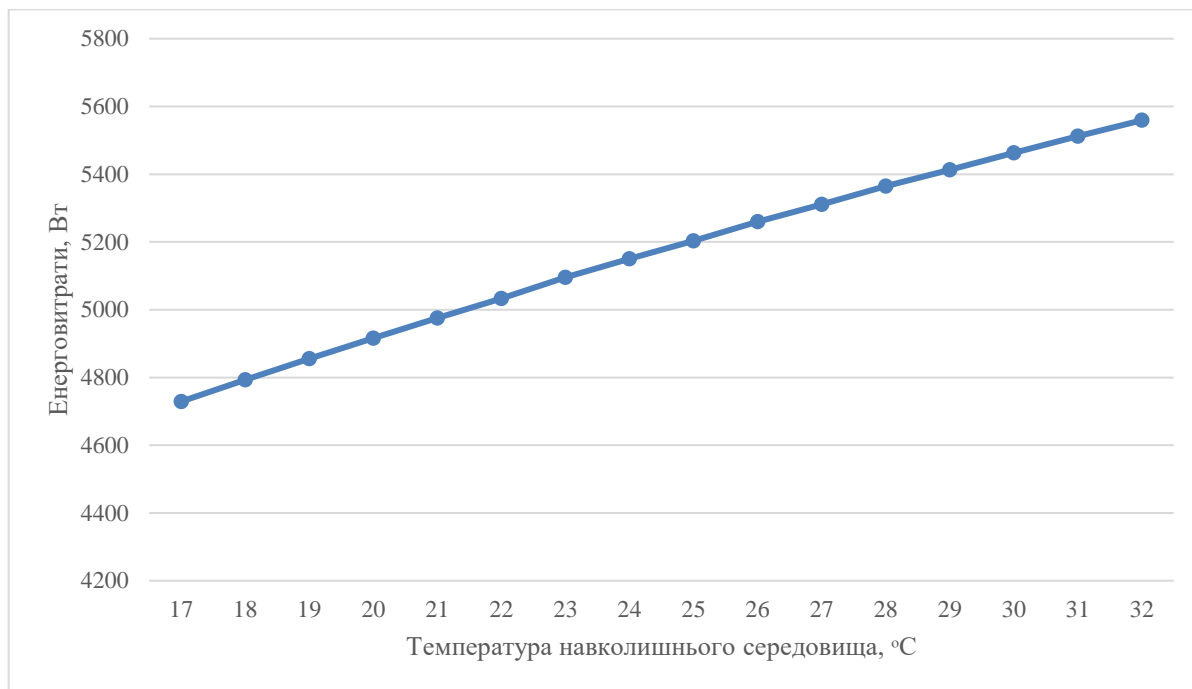


Рисунок 1.6 – Зростання енергоспоживання компресорно-конденсаторного блоку у разі підвищення температури навколишнього середовища

1.3 Методи охолодження повітря

Адіабатне зволоження дозволяє знизити температуру повітря, тим самим поєднуються процеси зволоження та охолодження. Для реалізації такого типу охолодження витрати електроенергії можуть бути мінімальні, витрачається вода. Таким чином, вартість охолодження повітря низька, що при правильному його використанні може суттєво підвищити енергоефективність.

Один з варіантів використання адіабатного зволоження - попереднє охолодження повітря, яке подається до елементів холодильної машини, а саме конденсатору холодильної машини. Цей спосіб найбільш затребуваний в теплу

пору року. За основу рішення був взятий факт, що від температури повітря, що охолоджує конденсатор, залежить температура конденсації холодоагенту в парокомпресійному холодильному циклі і енерговитрати ПКХМ.

Існує декілька схем випарного охолодження повітря [7]. Але для для конденсатора переваги має використання випарних панелей або зволожуючих сіток. Випарні панелі називають ще стільниковими панелями і зволожуючими панелями. Вони являють собою пористу структуру, утворену гофрованими листами з просоченого папіру або скловолокна [8, 9]. Панелі з паперу мають низьку вартість, але не вогнестійкі. Панелі зі скловолокна дорожче, але мають більш компактну структуру і вогнестійкі. Зверху цих панелей встановлюють вузол водорозподільної насадки, через який в панель подається вода.

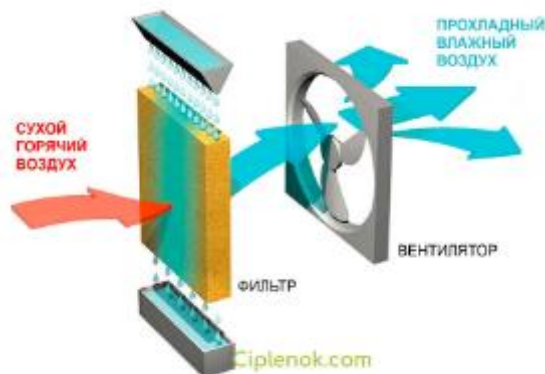


Рисунок 1.7 – Зволожуча панель з системою водорозподілення[14,9].

Гаряче і сухе повітря, що надходить з навколишнього середовища проходить через ці панелі і, таким чином, охолоджується. Охолоджуючий ефект дозволяє знизити температуру конденсації, в результаті значно знижуючи коефіцієнт тиску компресора з наступним енергозбереженням. Вода, проходячи через паперові фільтри, збирається за допомогою спеціальної водопровідної системи з жолобами, які розташовуються під кожним фільтром і використовуються для зливу води.

Регулювання температури охолодженого повітря забезпечується зміною подачі охолоджуючої води. Розчинені речовини залишаються в плівці води і не несуться разом з потоком повітря, що є основною перевагою розглянутих

систем охолодження в порівнянні з системами типу «Туман». Ця обставина дозволяє знизити вимоги до водопідготовки. Недоліком випарних панелей є більш високі гідравлічні втрати по повітрю.

Іншою, більш новою концепцією є випарна система з неметалевої дротяної сітки для охолодження потоку повітря [10]. Так само в процесі адіабатного охолодження у потік повітря додаються краплі води, які частково випаровуються а далі зрошують сітку, яка забезпечує основне охолодження повітря. Завдяки уривчастим розпиленням води на поверхню з дротяної сітки значно знижується падіння тиску зі сторони повітря.

Уривчасте охолодження не тільки заощаджує енергію, а й дозволяє значно знизити споживання води в системі. Зрештою, вода використовується щоразу, коли це потрібно. Ці сітки можуть бути встановлені горизонтально, вертикально або в будь-якому нахиленому положенні перед поверхнею відведення тепла. Прикріплюються сітки до поверхні шляхом зачеплення за будь-яку існуючу чи нову поверхню відведення тепла з повітряним охолодженням.

Регулювання температури охолодженого повітря забезпечується контролером який слідкує за температурою охолодженого повітря. Регулюються тривалість та частота розпилення. Це дозволяє знизити споживання води. Чим вище температура навколишнього середовища, тим довше розпилення та частота розпилення.

Використання тільки форсунок є альтернативою, проте технічно є більш складним в застосуванні. Хоча конструкція форсунки з голкою-розсікачем досить проста, на практиці виникають складнощі з її виготовленням [11]. Крім того, необхідна глибока демінералізація води та її подача з тиском біля 15 МПа.

При зовнішньому охолодженні вологого повітря може досягатися температура точки роси ($3d$ на рис. 1.8), яка відповідає відносній вологості 100%. Подальше охолодження супроводжується випадінням конденсату. Важливими є процеси зволоження повітря. Виділяють процес адіабатного ($0-3_i$ на рис. 1.8) та ізотермічного ($0-3_n$ на рис. 1.8) зволоження. При адіабатному

зволоженні тепло, необхідне для випаровування вологи, надходить з навколишнього повітря як єдине джерело тепла. При цьому процес в цілому протікає в адіабатичних умовах [11, 12].

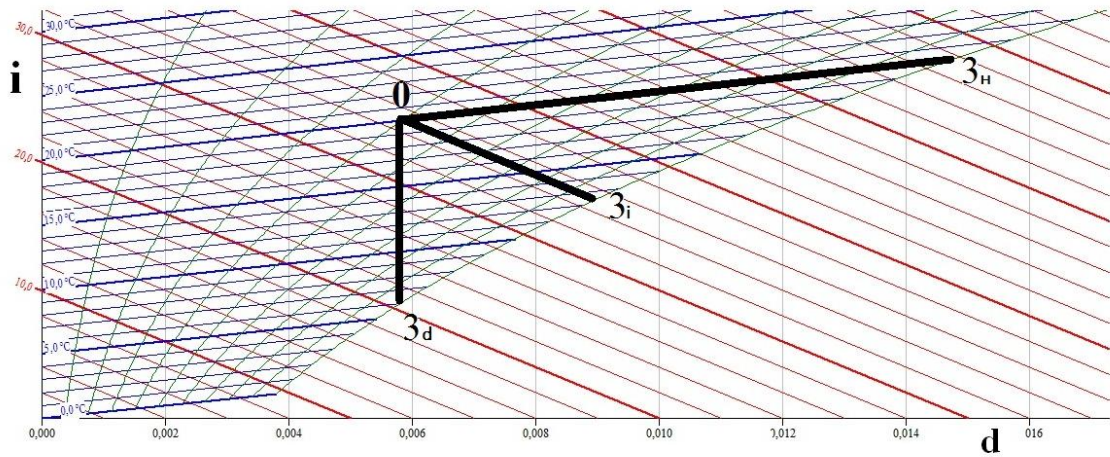


Рисунок 1.8 - Процеси охолодження і зволоження повітря

Внаслідок великої теплоти пароутворення води її питома (на одиницю маси повітря) витрата дуже мала (рис. 1.9). Для охолодження на 10К вона складає 0,4%.

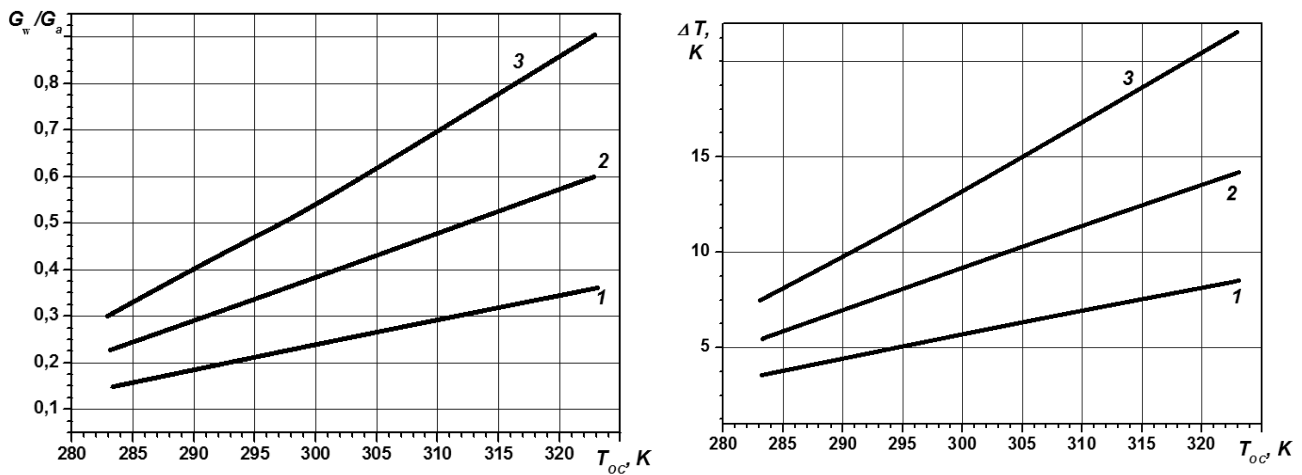


Рисунок 1.9 - Рівноважна витрата води і зниження температури при випарному охолодженні до 100-відсоткової відносної вологості:

1 – $\varphi=60\%$; 2 – 40%; 3 – 20%.

Досягти рівноважних значень температури можливо при розвинутій площі контакту фаз і (або) достатньо великому часу контакту. Такі умови можуть забезпечуватись у розпилювальних системах охолодження з малими (біля 20 мкм) краплями [11]. Однак темп охолодження повітря та зменшення діаметра крапель суттєво залежать від витрати води, що для фіксованого початкового діаметру крапель визначає їхню концентрацію. При витраті води понад ту, яка може випаруватися в охолоджуване повітря до його насичення, краплі повністю не випаровуються. (рис. 1.10). На рисунку 1.10 для характеристики цієї витрати використовується величина, що дорівнює відношенню витрати води, що розпилюється, до витрати, що забезпечує досягнення температури адиабатного зволоження охолоджуваного повітря.

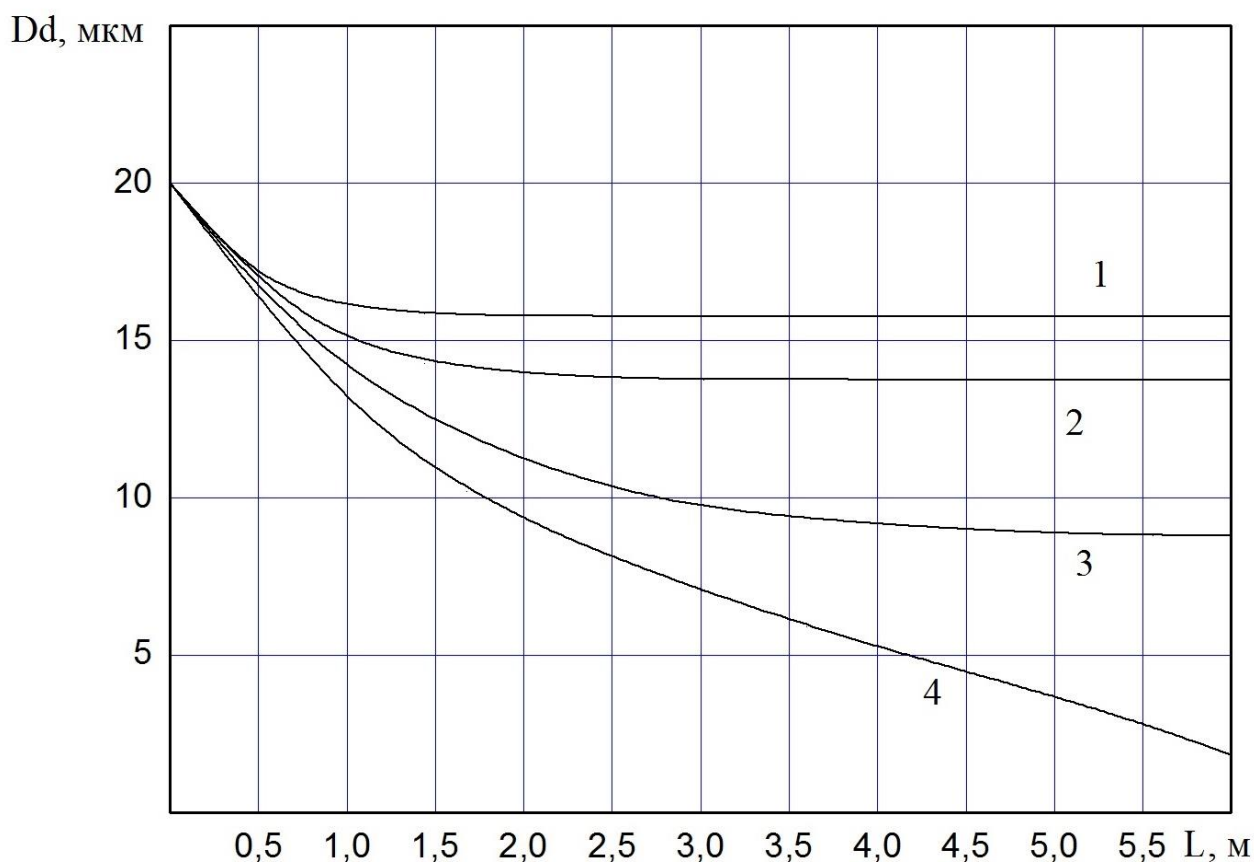


Рисунок 1.10 – Динаміка випаровування краплі в КПОП стенду СИГ-ТХ2 на режимах "вологого" стиснення в компресорі: $\varphi_0=30\%$; $T_0=303,15\text{K}$;

Варто відзначити, що ефективність розпилювального охолодження залежить від діаметра крапель. Чим менше краплі, тим швидше вони випаровуються в потоці повітря, і тим менше ймовірність появи вологи на поверхні теплообмінника. З розміром крапель тісно пов'язана швидкість їхнього витання (таблиця 1.1). Якщо швидкість витання краплі менше швидкості повітряного потоку, що створюється вентилятором конденсатора, то крапля транспортується повітрям.

Таблиця 1.1 – Залежність швидкості витання краплі від її діаметра

d краплі, мм	V витання, м/с
0,01	0,47
0,05	1,06
0,1	1,48
0,2	2,1
0,3	2,57
0,5	3,32
0,8	4,2
1,0	4,7
2	6,62
3	8,12
4	9,35
5	10,5
7	12,4
8	13,3
9	14,1
10	14,8

Використання системи охолодження повітря перед конденсатором дає ряд додаткових переваг. Зокрема, наприклад градирня або звичайний повітряний конденсатор підбирається з розрахунком на використання при більш низькій температурі зовнішнього повітря, що дозволяє зменшити розміри теплообмінної поверхні, а значить, і розміри самого апарату. Відзначимо також можливість охолодження при більш високій температурі зовнішнього повітря. Це дозволяє використовувати обладнання при зовнішній температурі, що

перевищує допустимий виробником ліміт, адже фактично подається більш холодне повітря, температура якого знаходиться в допустимих межах. Поєднання адіабатичної системи з інверторним частотним регулятором вентиляторів дозволяє знизити електроспоживання двигунів та рівень звукового тиску.

Практичні результати використання випарної панелі 100мм товщиною з гофрованих целюлозно-паперових листів у Харківському регіоні наведені на рис. 1.11. Відносна вологість повітря 30%, швидкість 1,5м/с.

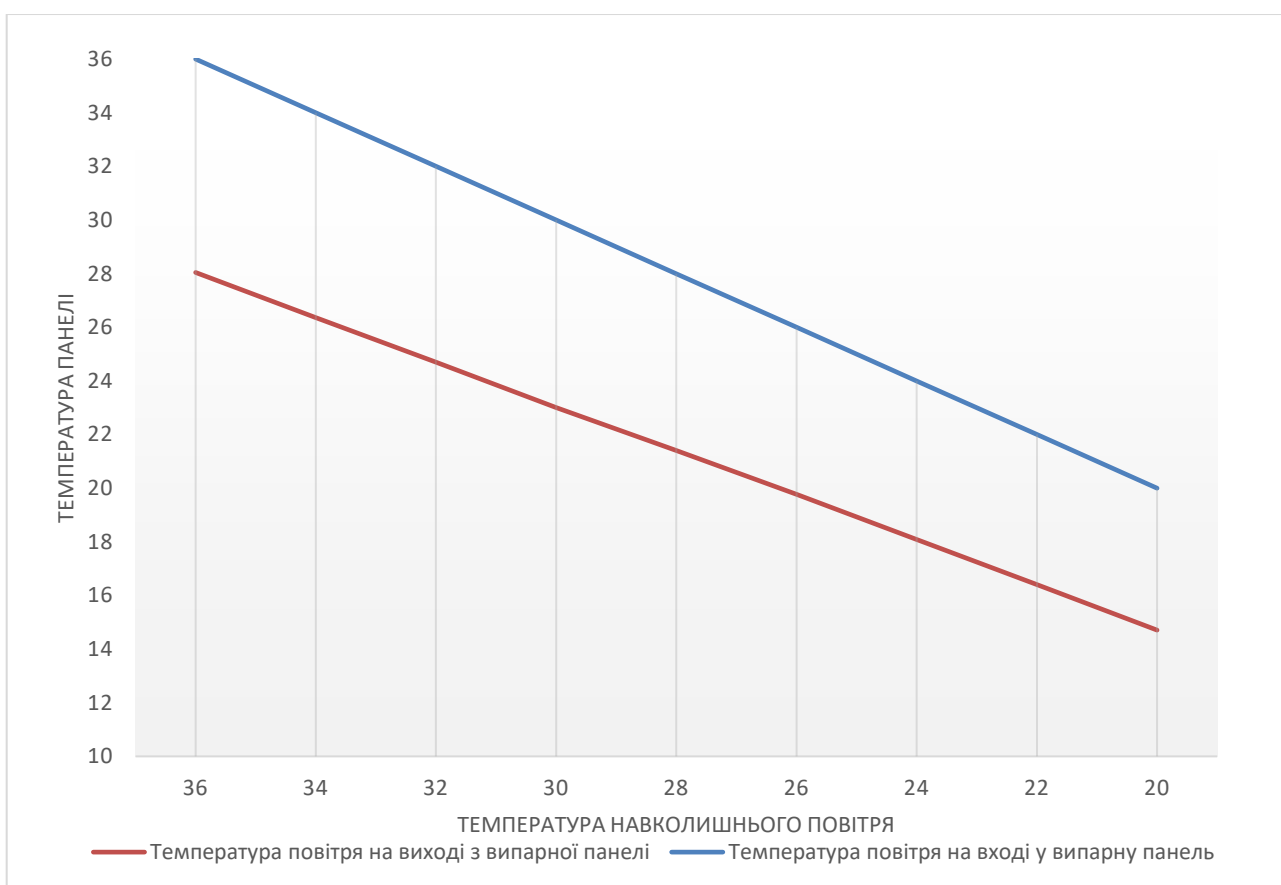


Рисунок 1.11 – Зниження температури повітря завдяки випарному охолодженню у теплий період року у місті Харків (Харківська область) [13]

1.4 ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАДАЧ РОБОТИ

На ефективність будь-якої холодильної установки значний вплив має температура довкілля. З її підвищенням одночасно зростають притоки теплоти до холодильної камери та знижується холодильний коефіцієнт ПКХМ. Наприклад, для камери зберігання молочної продукції підвищення температури довкілля з 20°C до 30°C збільшує притоки теплоти на 66% при зниженні холодильного коефіцієнту на 24%. Ще гірші показники можуть бути при пікових підвищеннях температури, коли холодопродуктивність ПКХМ стане нижчою за притоки теплоти до камери. При цьому проектування холодильної установки на пікові навантаження не є раціональним з огляду на економічні показники.

Визначальний вклад у зниження ефективності ПКХМ при підвищенні температури довкілля має конденсатор. Він визначає також межу сталої роботи холодильної камери по цій температурі. Підвищити ці показники дозволяє зниження температури повітря, що використовується для охолодження конденсатора. При цьому витрати на систему охолодження мають співставлятися з корисним результатом від її застосування. Відповідні енергетичні та економічні показники мають розглядатися для холодильної установки у цілому.

У такому випадку ніякі методи зовнішнього охолодження перспектив не мають. Єдиним придатним методом виглядає випарне або адіабатне охолодження. У рівноважному процесі для літніх умов Харківського регіону зниження температури може сягати 10К. Наблизитись до рівноважних параметрів при обмеженому часі процесу можливо при використанні розпилювальної системи охолодження, яка забезпечує розвинену площу міжфазної поверхні. Однак для генерації дуже малих крапель потрібний досить високий тиск, а для випаровування - достатня довжина газоходу.

Найбільш придатною для періодичного використання при охолодженні повітря для конденсатора виглядає система із зволожуючими панелями або

сітками. Їхній робочий процес принципово не відрізняється, вони мають відносно низьку вартість. При цьому остання більш проста для реалізації, але має меншу площу контакту з повітрям.

Метою роботи є розробка та підбір основних елементів парокомпресійної холодильної машини для камери зберігання молочної продукції та підвищення ефективності установки за рахунок зволоження охолоджуючого повітря конденсатора при високих температурах оточуючого середовища.

Для її досягнення вирішуються наступні завдання:

- конкретизація атмосферних умов у регіоні використання холодильної установки;
- розрахунок теплових потоків до холодильної камери та обґрунтування номінальної холодопродуктивності;
- проектування конденсатора ПКХМ;
- підбір інших елементів холодильної машини;
- розробка методики розрахунку кліматичної характеристики ПКХМ у регіоні використання;
- конкретизація математичної моделі та розробка методики розрахунку охолодження повітря у пористих структурах;
- аналіз кліматичної характеристики та ефективності ПКХМ з адіабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора;
- техніко-економічний аналіз ПКХМ з адіабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора.

Основна частина

2. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ І КАМЕРИ

2.1 Кліматичні параметри та їх апроксимація

Для вибору розрахункових параметрів зовнішнього клімату (температури, ентальпії та вологовмісту) використовувалися архівні дані про погоду. Звісно, що при визначенні цих параметрів треба мати дані спостережень за великий відрізок часу. Розрахункові параметри мають дві градації: А, Б відповідно як теплого, так і холодного періодів року.

Параметри А приймаються:

- у теплий період року – температура та ентальпія повітря, мають більш високі значення. Розрахункова температура відповідає середній температурі кожного дня за відрізок 3 години;

Параметри Б приймаються:

- у холодний період року – середня температура найбільш холодного періоду та ентальпія, що відповідає цій температурі кожного дня за відрізок 3 години.

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря

Відповідно до чинних нормативних документів, теплонадходження слід враховувати не лише у теплий період року, а й у холодний. Середньодобова температура зовнішнього повітря є середня величина температури зовнішнього повітря, вимірювана в певний період через однакові інтервали часу. Вона приймається за даними метеорологічної служби. Теплий період року – період року, що характеризується середньодобовою температурою довкілля вище $+10^{\circ}\text{C}$. Холодний період року – період року, що характеризується середньодобовою температурою зовнішнього повітря, що дорівнює нижче $+10^{\circ}\text{C}$.

Для визначення періодів року скористаємося архівними даними про погоду у місті Харків (Харківська область) за минулий рік у період з червня 2021 року до травня 2022 року включно. Встановимо, на які місяці припадає холодний період року, а на які теплий період року.

Рік	2021							2022				
Місяць	Черв	Лип.	Серп	Верес	Жовт	Листоп	Де	Січ	Лют	Берез	Квіт.	Трав
Тсредн	+20, 1	+23, 9	+22, 9	+12,5	+7,2	+3,2	- 3,5	- 4,4	-0,6	-0,9	+10, 3	+12, 8

Таблиця 2.1 – Середньомісячна температура повітря

З даних, наведених у таблиці 2.1, слід зазначити, що періоди поділяються таким чином, у теплий період входять місяці: червень, липень, серпень, вересень, квітень, травень, а у холодний період року: жовтень, листопад, грудень, січень, лютий та березень.

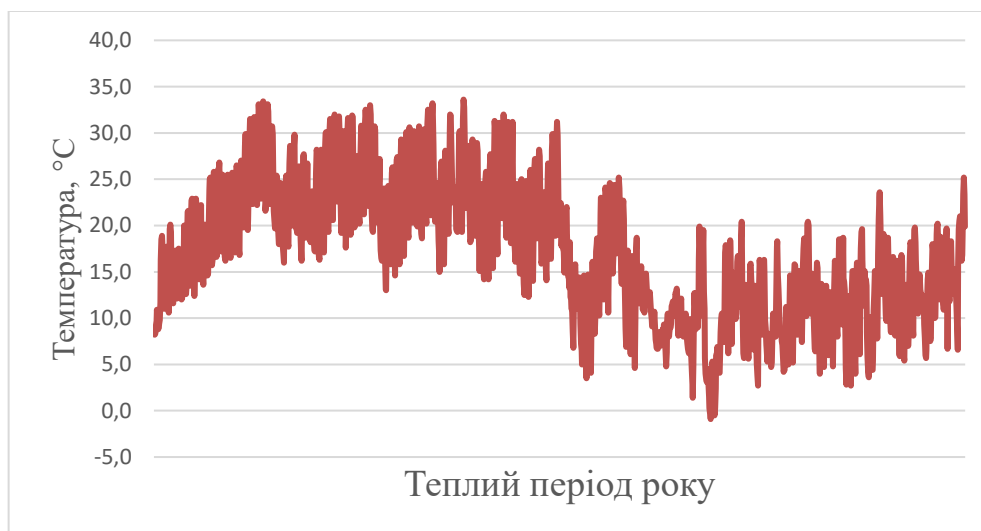


Рисунок 2.1 – Змінення температур за теплий період року



Рисунок 2.2 – Змінення температур за холодний період року

Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря

Розрахункові параметри внутрішнього повітря приймаємо за вимогами, що відповідають СНіП, як оптимальні норми. [31] Показниками, що характеризують мікроклімат, є:

- 1) температура повітря;
- 2) відносна вологість повітря;
- 3) швидкість руху повітря;
- 4) інтенсивність теплового випромінювання.

Параметри мікроклімату у приміщенні:

- a) в холодну пору року в обслуговуваних або виробничих приміщеннях температуру повітря приймати економічно доцільну та в межах допустимих норм, у відповідності з існуючими службами та за завданням замовника;
- b) для теплого періоду року приймати в приміщеннях температуру повітря в межах допустимих температур повітря, але не менше мінімальних допустимих температур, які вказані у табл. 2.2;
- c) швидкість руху повітря – в межах допустимих норм;
- d) відносна вологість повітря за відсутності спеціальних норм не нормується.

Період року	Категорія работ	Температура, °С					Відносна вологість, %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях	оптимальна, не більше	допустима на робочих місцях постійних і непостійних*
			верхня межа		нижня межа					
			на робочих місцях							
		постійних	непостійних	постійних	непостійних					
Холодний	Легка - Іа	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	Не більше 0,1
	Легка - Іб	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	Не більше 0,2
	Середньої тяжкості - Іа	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	Не більше 0,3
	Середньої тяжкості - Іб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не більше 0,4
	Важка праця - ІІІ	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	Не більше 0,5
Теплий	Легка - Іа	23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28°С)	0,1	0,1-0,2
	Легка - Іб	22-24	28	30	21	19	40-60	60 (при 27°С)	0,2	0,1-0,3
	Середньої тяжкості - Іа	21-23	27	29	18	17	40-60	65 (при 26°С)	0,3	0,1-0,4
	Середньої тяжкості - Іб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25°С)	0,3	0,1-0,5

	Важка праця -III	18-20	26	28	15	13	40-60	75 (при 24°C) і нижче	0,4	0,1-0,6
--	---------------------	-------	----	----	----	----	-------	-----------------------------	-----	---------

Таблиця 2.2 – Оптимальні та допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря у робочій зоні виробничих приміщень (ГОСТ 12.1.005-88)

Велика швидкість руху повітря в теплий період року відповідає максимальній температурі повітря, менша – мінімальній температурі повітря. Для проміжних величин температури повітря швидкість його руху дозволяється визначати інтерполяцією; при мінімальній температурі повітря швидкість його руху може прийматися нижче 0,1 м/с - при легкій роботі та нижче 0,2 м/с - при роботі середньої тяжкості та важкої. Параметри мікроклімату або один із параметрів допускається приймати в межах оптимальних норм замість допустимих, якщо це є економічно обґрунтованим або за завданням на проектування.

Оптимальні показники мікроклімату поширюються протягом усьєї робочої зони, допустимі показники встановлюються для постійних і непостійних робочих місць. Оптимальні та допустимі показники температури, відносної вологості та швидкості руху повітря у робочій зоні виробничих приміщень повинні відповідати значенням, зазначеним у табл. 2.2.

Допустимі величини показників мікроклімату встановлюються у випадках, коли з технологічних вимог, технічних та економічних причин не забезпечуються оптимальні норми. При забезпеченні допустимих показників мікроклімату температура внутрішніх поверхонь конструкцій, що огорожують робочу зону (стін, підлоги, стелі та ін) не повинна виходити за межі допустимих величин температури повітря, встановлених у табл. 2.2 для окремих категорій робіт. [30]

Таким чином, на підставі таблиці 2.2 підбираються норми температур для виробничих приміщень, вони будуть наступні:

- 1) У холодну пору року – $+18^{\circ}\text{C}$, що є допустимою температурою на непостійному робочому місці, у категорії робіт «Легка – Іа»;
- 2) У теплий період року – $+25^{\circ}\text{C}$, що є оптимальною температурою, у категорії робіт «Легка – Іа»;

2.2 Вихідні данні та проектні параметри холодильної установки

Виконати підбір, постачання, передмонтажну підготовку, монтаж і пусконаладжувальні роботи обладнання однієї збірно-щитової холодильної камери із забезпеченням наступних умов і режимів роботи:

Параметр	Значення
Назва приміщення(камери)	Камера
Внутрішні розміри в метрах (Д x Ш x В)	12 x 6 x 2,8
Об'єм камери	201,6 м ³
Розміщення	Всередині приміщення
Теплоізоляція	Сендвіч-панелі
— стін та стелі	Пенополіуретан 80 мм ($\lambda=0,025 \text{ Вт/м}^{\circ}\text{К}$)
— підлоги	
Функціональне призначення	Зберігання продуктів
Продукт (назва)	Молочні продукти
Кількість продукції, що надходить	15 тон
Температура на вході	$+15^{\circ}\text{C}$
Температура в камері	$0^{\circ}\text{C} \dots +5^{\circ}\text{C}$
Швидкість термообробки	21 година

Таблиця 2.3 – Проектні параметри холодильної камери

Передбачити постачання компресорно-конденсаторного агрегата з повітряним охолодженням конденсатора, розрахункова температура повітря на вході в конденсатор $+ 32^{\circ}\text{C}$. Регіон роботи місто Харків (Харківська область).

Основні вимоги до компресорних станцій компресорно-конденсаторний агрегат має бути розташований поза приміщенням (позначено на плані). Агрегати будуть розміщені на вулиці під навісом.



Рисунок 2.3 – Схема холодильної камери



Рисунок 2.4 – Схема холодильної камери з компресорно-конденсаторним агрегатом

2.2.1 Тепловий баланс холодильної камери

При визначенні теплових навантажень та виборі основних проектних параметрів холодильних установок для зберігання харчових продуктів, теплофізичних властивостей і вимог зберігання є однією з головних складових при розрахунку теплового балансу приміщення для зберігання (холодильної камери).

Перш ніж приступити до розрахунку теплового балансу камери, потрібно отримання у замовника необхідних даних:

- Тип холодильної камери;
- Внутрішні розміри камери;
- Матеріали та товщини будівельних конструкцій та теплоізоляції стін, підлоги і стелі камери;
- Тип, кількість і розміри дверей;
- Наявність і тип завіс;
- Температура в камері;
- Тип продукту, його загальна завантажена маса і добовий вантажообіг;
- Температура, при якій продукт надходить на термообробку, і його температура після закінчення термообробки, а також час термообробки; завантаження та вивантаження продукції з камери, кількість персоналу, наявність підйомно-транспортних засобів (ПТС), інших механізмів і тривалості їх роботи в камері;

У нашому випадку холодильна камера знаходиться всередині будівлі, необхідне планування на якій вказані суміжні приміщення і вказані їх основне господарсько-побутове призначення присутні. [31]

У цьому розділі буде розглянуто розрахунок теплового балансу приміщення для охолодження продуктів з урахуванням технічного завдання, змінюваної температури повітря на вулиці згідно з архівними даними за обраний період року, постійних температур повітря всередині будівлі у першому наближенні, для визначення усіх параметрів, що впливають на

процеси охолодження холодильної камери. Для більш чіткого розрахунку холодопродуктивності розглянутого приміщення, та визначення ефективності використання ПКХМ, буде розглянутий тепловий баланс за певний відрізок часу, до якого буде входити холодний та теплий періоди року.

Теплові навантаження поділяють на дві категорії: зовнішні і внутрішні.



Рисунок 2.5 – Схема теплових навантажень на холодильну камеру[31]

До категорії зовнішніх навантажень відносяться:

- навантаження, викликані теплопритоками за рахунок теплопередачі через стіни, підлогу і стелю холодильної камери, $Q_{стен}$;
- навантаження від сонячного нагріву стін і стелі камери, $Q_{солн}$;
- навантаження від обмінної вентиляції, обумовлені припливом свіжого повітря в камеру, $Q_{вен}$;
- навантаження від інфільтрації зовнішнього повітря в камеру внаслідок відкриття дверей, $Q_{инф}$;

До категорії внутрішніх навантажень відносяться:

- навантаження від термообробки продукції, $Q_{\text{прод}}$;
- навантаження, зумовлені «диханням» зберігаємої продукції, $Q_{\text{дых}}$;
- навантаження від освітлення, $Q_{\text{осв}}$;
- навантаження, зумовлені присутністю персоналу, $Q_{\text{перс}}$;
- навантаження від ПТС, $Q_{\text{ПТС}}$;
- навантаження внаслідок тепловиділення двигунів кожного випарного вентилятора, $Q_{\text{исп}}$;
- навантаження в результаті тепловиділення випарних електронагрівачів під час подачі на них напруги при відтаванні повітроохолоджувачів, $Q_{\text{нагр}}$;
- навантаження в результаті тепловиділення інших механізмів, які можуть перебувати в холодильній камері, $Q_{\text{проч}}$. [31]

Тепловий баланс приміщення у теплий період року

Технічне завдання залишається тим самим. Виробниче приміщення – холодильна камера, замкнутий простір у спеціально призначеній будівлі, в якій постійно (за змінами) або періодично (протягом частини робочого дня) здійснюється трудова діяльність людей. Розглянутий теплий період року, тривалістю 6 місяців, 183 календарні дні з 06.2021 до 09.2021 та з 04.2022 до 05.2022 включно.



Рисунок 2.6 – План камери зберігання молочної продукції в теплий період року

Перш ніж приступити до розрахунку теплового балансу камери, потрібно визначити основні аспекти:

- Температури всередині будівлі протягом теплового періоду року залишаються незмінними;
- Температури зовні будівлі змінюються, виходячи з метеорологічних даних;
- Температура всередині камери зберігання залишається незмінною;

Розрахунок теплопритоків в камеру в результаті теплопередачі через
огороджувальні конструкції

Цей розрахунок теплопритоків виконується окремо для визначення теплонадходження через усі стіни, стелю (дах) і підлогу. Теплоприток через ці конструкції - це тепловий потік в приміщення з навколишнього середовища за рахунок теплопередачі. Не існує абсолютної ізоляції і тому коли температура в приміщенні відрізняється від температури навколишнього середовища, завжди

існує якийсь приплив або відплив теплоти. Зазвичай становить значну частину теплового навантаження.

Тепловий потік при теплопередачі через стінку $Q_{ст}$, розраховується за формулою [31]:

$$Q_{ст} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт}$$

де K – коефіцієнт теплопередачі даної стіни, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

S – площа поверхні стіни, що розглядається, м^2 ;

Δt – різниця температур повітря по обидва боки стіни, $^{\circ}\text{С}$.

Спочатку визначимо коефіцієнт теплопередачі K через стіни:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}}\right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $\alpha_{нар}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні огородження, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні огородження до повітря даного приміщення, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

λ_j – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного і будівельного матеріалу відповідно, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

δ_j – товщина шару матеріалу, (м).

При цьому необхідно врахувати, що всередині камери в результаті роботи вентиляторів повітроохолоджувачів швидкість руху повітря знаходиться на рівні 3 ... 4 м / с, можна прийняти $\alpha_{вн} = 22.7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Зовні приміщення повітря практично нерухоме, тому $\alpha_{нар} = 9.37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Отримаємо:

Для стін:

$$K_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$K_2 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.1}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.241 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Швидкість повітря з зовнішньої поверхні стелі, як правило, може змінюватися від відсутності вітру до дуже сильного. Прийmemo швидкість помірного вітру (5.5 ... 7.9 м / с), $\alpha_{\text{нар.пот}} = 34.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. [31]

Для стелі:

$$K_{\text{стелі}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для підлоги:

$$K_{\text{підл.}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{0.3}{1.7}\right)} = 0.292 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Підлога виконана на основі із залізобетону і відповідно теплообмін між підлогою і повітрям із зовнішнього боку відсутня $1 / \alpha_{\text{нар}} = 0$.

Далі визначаємо теплоприток за теплий період року внаслідок теплопередачі:

1. Для внутрішньої стіни А:

$$Q_{\text{стА}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (6 \cdot 2.8) \cdot (25 - 5) = 100.28 \text{ Вт}$$

2. Для внутрішньої стіни Б:

$$Q_{\text{стБ}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (12 \cdot 2.8) \cdot (25 - 5) = 200.55 \text{ Вт}$$

3. Для зовнішньої стіни В:

$$Q_{\text{стВ}} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт}$$

де $K_2 = 0.241 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

$$S = 6 \cdot 2.8 = 16.8 \text{ м}^2;$$

$$\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}, \text{ } ^\circ\text{С}$$

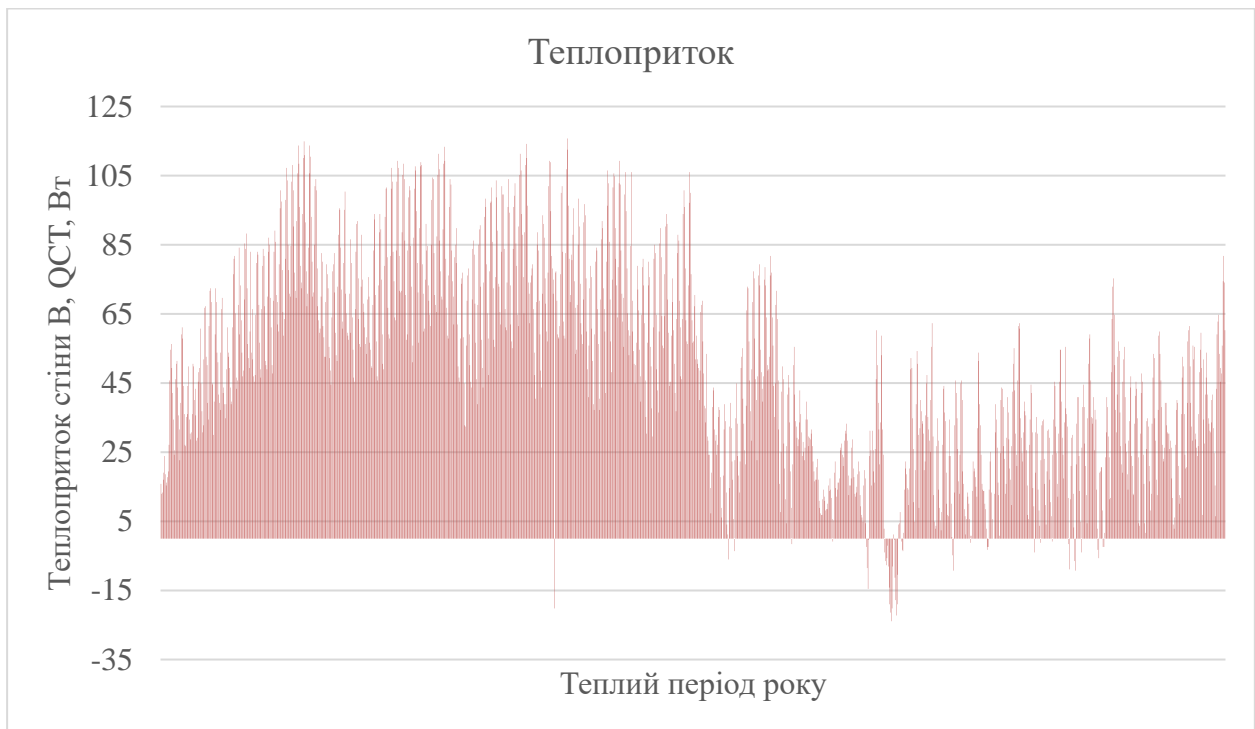


Рисунок 2.7 – Змінення теплопритоку зовнішньої стіни В за теплий період року

4. Для внутрішньої стіни Г:

$$Q_{\text{стГ}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (12 \cdot 2.8) \cdot (25 - 5) = 200.55 \text{ Вт}$$

5. Для покрівлі:

$$Q_{\text{покрівлі}} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт}$$

$$\text{де } K = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$S = 6 \cdot 2.8 = 16.8 \text{ м}^2;$$

$$\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

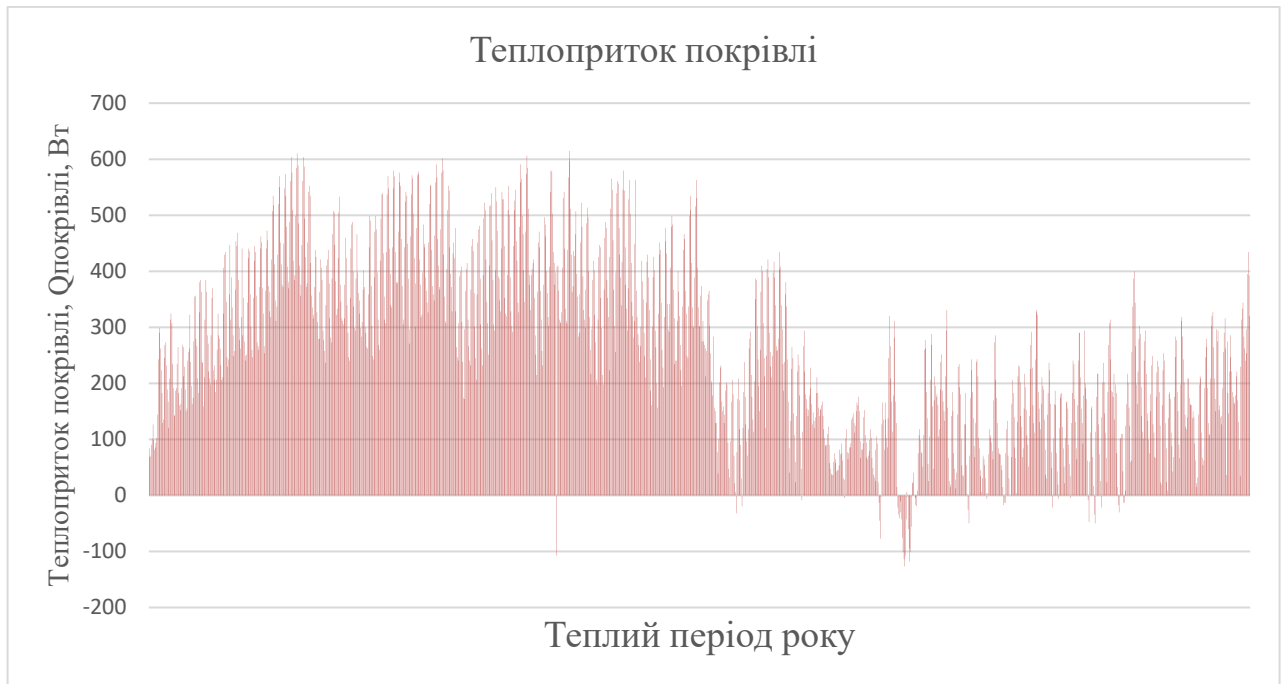


Рисунок 2.8 – Змінення теплопритоку покрівлі за теплий період року

Температура під залізобетонною плитою підлоги не підтримується пристроями підігріву, тепловий потік через підлогу визначаємо як:

$$Q_{\text{підл.}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.292 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (12 - 5) = 147.35 \text{ Вт}$$

Визначимо сумарний тепловий потік через огороження камери:

$$Q_{\text{огор.}} = Q_{\text{стА}} + Q_{\text{стБ}} + Q_{\text{стВ}} + Q_{\text{стГ}} + Q_{\text{підл.}} + Q_{\text{покрівлі}}, \text{ Вт}$$

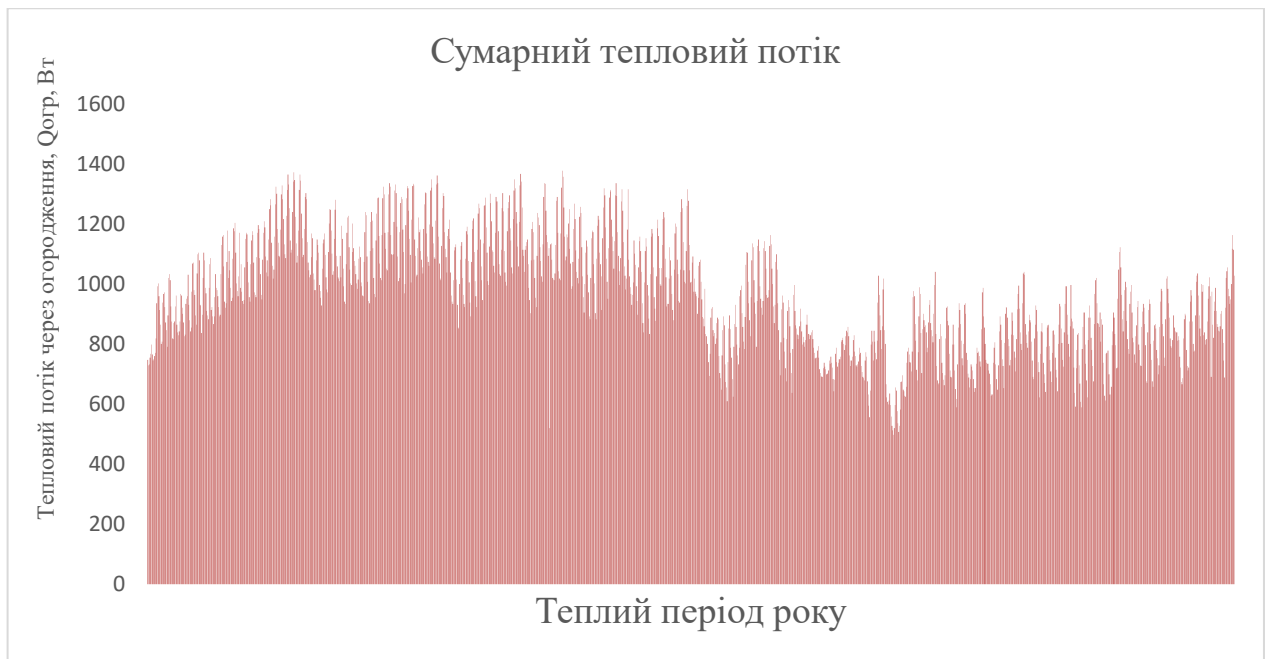


Рисунок 2.9 – Змінення сумарного теплового потоку через огороження камери за теплий період

Визначення теплопритоків від обмінної вентиляції

У багатьох випадках час від часу передбачається оновлення повітря шляхом часткової заміни його на повітря із навколишнього середовища, більшу частину року температура повітря поза камерою вище, ніж температура в холодильній камері. Свіже повітря повинно бути охолодженим від зовнішньої температури до температури в холодильній камері, це дає для камери додаткове теплове навантаження $Q_{\text{вен}}$.

Дані теплопритоків визначаються за формулою [31]:

$$Q_{\text{вен}} = G_{\text{повітря}} \cdot \Delta i, \text{ кВт}$$

де $G_{\text{повітря}}$ – приплив зовнішнього повітря в камеру, кг/с;

Δi – різниця ентальпії зовнішнього повітря і повітря, що знаходиться в камері, кДж / кг.

$$\Delta i = i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}}$$

де $i_{нар}$ – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг;

$i_{внутр}$ – ентальпія повітря в холодильній камері, кДж/кг.

Значення $G_{возд}$, [31]:

$$G_{повітря} = \frac{V_{пр} \cdot \rho_{кам}}{86400}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $V_{пр}$ – приплив зовнішнього повітря, в холодильну камеру, $\frac{\text{м}^3}{\text{добу}}$;

$\rho_{кам}$ – густина повітря в холодильній камері;

86400 – кількість секунд у добі.

Густина повітря в холодильній камері розраховується за рівнянням:

$$\rho_{кам} = \frac{\rho_0}{\left(1 + \frac{t_{кам}}{273.15}\right)}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

де ρ_0 – густина повітря при температурі 5°C ($\rho_0 = 1.293 \text{ кг/м}^3$);

$t_{кам}$ – температура в холодильній камері, °C.

Для добового припливу зовнішнього повітря маємо [31]:

$$V_{пр} = V_{кам} \cdot n, \frac{\text{м}^3}{\text{доба}}$$

де $V_{кам}$ – об'єм холодильної камери, м^3 ;

$n = \frac{70}{\sqrt{V_{кам}}}$ – щодобовий ступінь оновлення повітря в холодильній камері, доба^{-1} .

Знайдемо обсяг камери зберігання молочної продукції:

$$V_{кам} = 12 \cdot 6 \cdot 2.8 = 201.6 \text{ м}^3$$

Ступінь оновлення повітря:

$$n = \frac{70}{\sqrt{201.6}} = 4.93 \text{ доба}^{-1}$$

Отже:

$$V_{\text{пр}} = 201.6 \cdot n = 993.9 \frac{\text{м}^3}{\text{доба}}$$

Густина повітря в камері:

$$\rho_{\text{кам}} = \frac{1.293}{\left(1 + \frac{5}{273.15}\right)} = 1.269 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Приплив свіжого повітря:

$$G_{\text{повітря}} = \frac{V_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{кам}}}{86400} = \frac{993.9 \cdot 1.269}{86400} = 0.0146 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

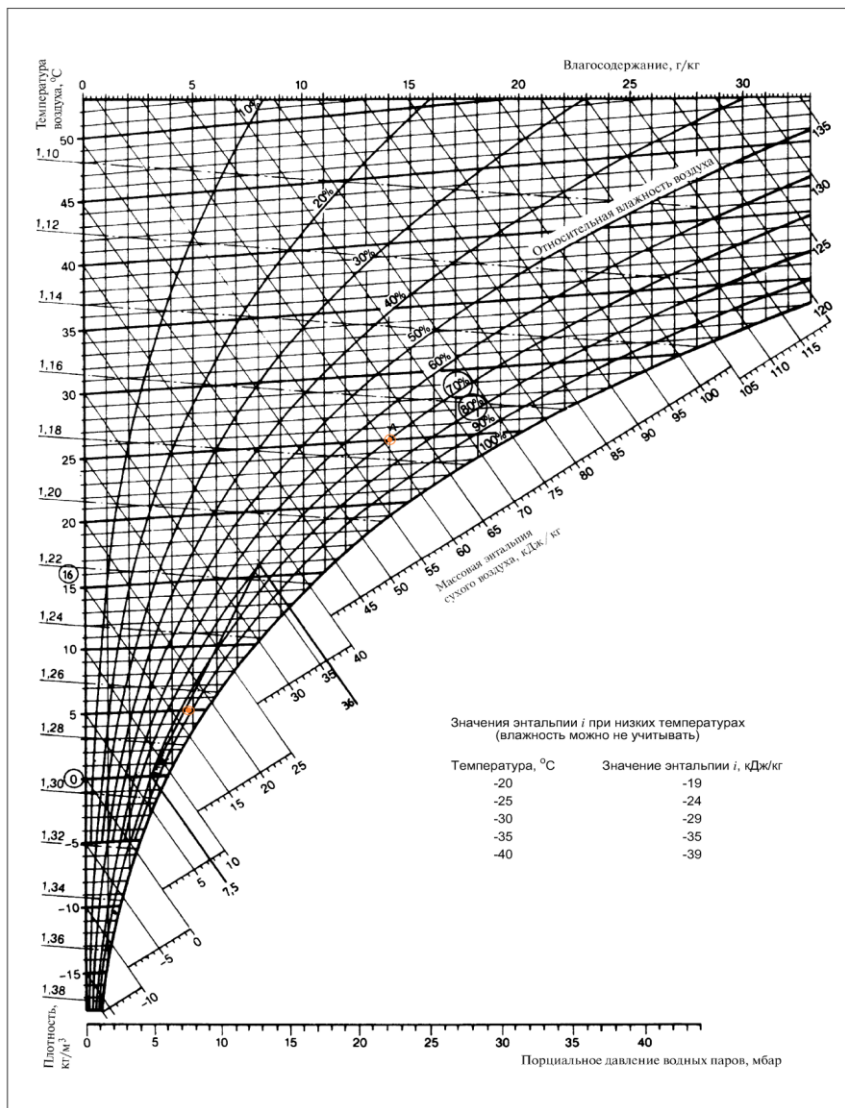


Рисунок 2.10 – Діаграма вологого повітря для атмосферного тиску 104300 Па (782 мм рт. ст.), використовується для розрахунку змінень ентальпії[31]

На діаграмі знаходимо параметри повітря в холодильній камері при умовах (температура $+5^{\circ}\text{C}$, відносної вологості 85%). В даній точці вологовміст становить $d_1=4.4\text{ г/кг}$, ентальпія $i_{\text{внутр}} = 17\text{ кДж/кг}$.

Також для повітря поза холодильної камери за таких умов (температура $+25^{\circ}\text{C}$, відносної вологості 70%). У цій точці вологовміст становить $d_2=13.7\text{ г/кг}$, ентальпія $i_{\text{нар}} = 59\text{ кДж/кг}$.

$$\text{Отже, } \Delta i = i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}} = 59 - 17 = 42\text{ кДж/кг.}$$

Таким чином, теплове навантаження, обумовлено припливом свіжого повітря.

$$Q_{\text{вен}} = 0.0146 \cdot 42 = 0.613 \text{ кВт}$$

Визначення теплового навантаження завдяки відкриттю дверей

Цей процес відбувається внаслідок відкривання дверей камери при завантаженні і розвантаженні товару. У камері може розташовуватися і кілька дверей, але порахуємо, що їх одночасне відкриття відбувається рідко, тому будемо розраховувати теплове навантаження для однієї дверей. [31]

$$Q_{\text{інф}} = q \cdot D_{\tau} \cdot D_f \cdot (1 - E), \text{ Вт}$$

де q – сумарне добове теплове навантаження на холодильну камеру, кВт, для повністю усталеного повітряного потоку з урахуванням різниць густини, теплопритоків, вологовмісту зовнішнього і внутрішнього повітря;

D_{τ} – коефіцієнт, що враховує час, коли протягом доби двері залишаються відкритими;

D_f – коефіцієнт, що враховує характер повітряного потоку в дверному отворі;

E – ступінь ефективності захисного пристрою (завіси) дверного отвору.

Для розрахунку складових цієї формули, візьмемо такі вирази [31]:

$$q = 0.692 \cdot A \cdot (i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}}) \cdot \rho_{\text{вн}} \cdot F_m \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{нар}}}{\rho_{\text{вн}}}\right)}, \text{ Вт}$$

де A – площа дверного отвору, м². Для прямокутної двері $A = H \cdot L$, де H – висота і L – ширина дверного отвору, м;

$i_{\text{нар}}$ – теплопритоки (ентальпія) зовнішнього повітря, кДж/кг;

$i_{\text{внутр}}$ – теплопритоки (ентальпія) внутрішнього повітря, кДж/кг;

F_m – коефіцієнт, що враховує різницю густини повітря зовні і всередині камери.

Знайдемо значення F_m :

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{вн}}{\rho_{нар}} \right)^{1/3}} \right]^{3/2},$$

де $\rho_{вн}$ – густина повітря в камері ($\rho_{вн} = 1.269 \text{ кг/м}^3$);

$\rho_{нар}$ – густина повітря поза камерою ($\rho_{нар} = 1.184 \text{ кг/м}^3$).

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{вн}}{\rho_{нар}} \right)^{1/3}} \right]^{3/2} = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{1.269}{1.184} \right)^{1/3}} \right]^{3/2} = 0.9827$$

Тоді:

$$q = 0.692 \cdot 2.52 \cdot (59 - 17) \cdot 1.269 \cdot 0.9827 \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1.184}{1.269} \right)} = 26.53 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт D_τ визначаємо за формулою [31]:

$$D_\tau = \frac{n \cdot \tau_{1откр} + 60 \cdot \tau_{2откр}}{86400},$$

де n – щодобова кількість проходів через дверний отвір;

$\tau_{1откр}$ – час закривання / відкривання дверей, при кожному проході, с;

$\tau_{2откр}$ – час, протягом доби, коли двері залишаються відкритими.

Значення $\tau_{1\text{откр}}$ для високошвидкісних (автоматичних) дверей знаходиться в діапазоні 10 ... 15 секунд.

Час $\tau_{2\text{откр}}$ визначаємо за формулою $\tau_{2\text{откр}} = v_{\text{откр}} \cdot m_{\text{пр}}$.

де $v_{\text{откр}}$ – середня тривалість часу, протягом якого двері залишаються відкритими для завантаження (вивантаження) товару, хв / тона;

$m_{\text{пр}}$ – добовий вантажообіг товару, тон / добу.

Добовий вантажообіг може визначатися виходячи з умов транспортування і експлуатації, діапазон залежить від повної місткості камери M , кг, і становить (5 ... 25%).

У свою чергу повна місткість холодильної камери може бути розрахована за формулою [31]:

$$M = F \cdot h_{\text{шт}} \cdot \rho_{\text{укл}} \cdot \eta_0, \text{ кг}$$

де F – поверхня підлоги холодильної камери, м^2 ;

$h_{\text{шт}}$ – максимальна висота штабелювання продуктів;

$\rho_{\text{укл}}$ – густина укладання продуктів, що знаходяться в камері, $\text{кг}/\text{м}^3$;

η_0 – коефіцієнт розміщення товару на підлозі камери з урахуванням проходів, відстані між ящиками, піддонами і т.д.

$$M = 12 \cdot 6 \cdot 2.3 \cdot 800 \cdot 0.7 = 92736 \text{ кг}$$

У нашому разі висота штабелювання $h_{\text{шт}} = 2.3\text{м}$, $\rho_{\text{укл}} = 800 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\eta_0 = 0.7$.

Вважаємо добовий оборот товару 10% від повної місткості камери, отримаємо:

$$m_{\text{пр}} = 0.1 \cdot M = 0.1 \cdot 92736 = 9273.6 \text{ кг}$$

Виходячи з технічного завдання, надходження продукту на добу буде більше ніж 10% і становить 15 тонн . $m_{\text{пр}} = 15000 \text{ кг}$.

Час відкривання / закривання дверей в свою чергу буде дорівнювати:

$$\tau_{2\text{откр}} = 0.8 \cdot 15 = 12 \text{ хв}$$

де $v_{\text{откр}} = 0.8 \text{ хв/тону}$.

Добовий оборот забезпечується за певну кількість проходів:

$$D_{\tau} = \frac{10 \cdot 25 + 60 \cdot 12}{86400} = 0.011227$$

де $\tau_{1\text{откр}} = 25 \text{ секунд}$ (неавтоматичні двері).

Зафіксуємо, що захисний пристрій відсутній, а значення $D_f = 0.8$, залежить від різниці температур всередині камери і зовні, змінюючись від 1.1 для різниці 7 ... 10 градусів та до 0,8 при різниці 16 і більше.

$$Q_{\text{інф}1} = 33.43 \cdot 0.011227 \cdot 0.8 \cdot (1 - 0.2) = 0.24 \text{ кВт},$$

Ступінь ефективності захисного пристрою E залежить від його конструкції. При відсутності пристрою $E = 0$, для захисного пристрою у вигляді штори $E = 0.2$, для повітряної завіси $E = 0.7$.

Визначимо теплоприток інфільтрації через іншу формулу розрахунку:

$$Q_{\text{інф}2} = [8 + 0.067\Delta t] \cdot \tau_{\text{откр}} \cdot A(i_{\text{нар}} - i_{\text{вн}})\rho_{\text{вн}} \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{нар}}}{\rho_{\text{вн}}}\right)} (1 - E), \text{ Вт}$$

де $\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}$, різниця температур внутрішнього і зовнішнього повітря;
Визначимо відносний час, протягом якого двері знаходиться у відкритому стані за формулою [31]:

$$\tau_{\text{откр}} = \frac{v_{\text{откр}} \cdot m_{\text{пр}}}{24}, \frac{\text{ХВИЛ}}{\text{ГОД}}$$

Використовуючи дані для знаходження попереднього прикладу, визначимо значення $Q_{\text{інф}}$ з урахуванням того, що $\Delta t = 25 - 5 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а

$$\tau_{\text{откр}} = \frac{0.8 \cdot 15}{24} = 0.5 \text{ хв/ГОД}$$

Отримаємо:

$$\begin{aligned} Q_{\text{інф}2} &= [8 + 0.067 \cdot 20] \cdot 0.5 \cdot 2.52 \cdot 42 \cdot 1.269 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1.184}{1.269}\right)} (1 - 0.2) = \\ &= 206.16 \text{ Вт} \end{aligned}$$

Скористаємося ще одним рівнянням для розрахунку теплопритоків в результаті інфільтрації:

$$Q_{\text{інф}3} = 0.577 \cdot 2.52 \cdot 2^{1/2} \left(\frac{Q_s}{A}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_s}\right) \cdot D_\tau \cdot D_f \cdot (1 - E), \quad \text{кВт}$$

де Q_s/A – питомий теплоприток на одиницю площі дверного отвору, для $t_{\text{нар}} = 25^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вн}} = 5^\circ\text{C}$. З графіка отримуємо $Q_s/A = 8 \text{ кВт/м}^2$. [16]

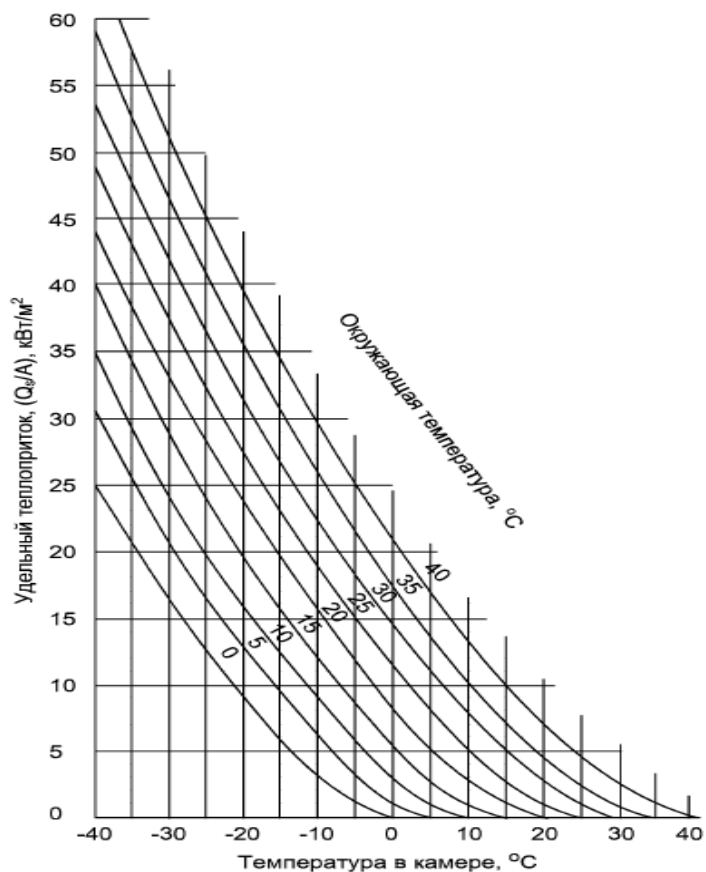


Рисунок 2.11 – Значення питомої теплопритоку в залежності від температури навколишнього середовища і температури в камері.

R_s – параметр, що характеризує відношення теплопритоку за рахунок більш високого теплообміну свіжого повітря до повного теплопритоку з урахуванням вологості навколишнього середовища і вологості в камері. Використовуючи ці таблиці інтерполіруємо отримаємо $R_s = 0,45$

$$Q_{\text{інфз}} = 0.577 \cdot 2.52 \cdot 2^{1/2}(8) \cdot \left(\frac{1}{0.45}\right) \cdot 0.011227 \cdot 0.8 \cdot (1 - 0.2) = 262.67 \text{ Вт}$$

Оскільки всі вищенаведені формули для розрахунку $Q_{\text{інф}}$ є емпіричними, візьмемо або середнє значення, яке в даному випадку дорівнює приблизно 177.3 Вт, або максимальне, що забезпечить певний запас робочих параметрів установки.

Теплове навантаження при термообробці продуктів

Розглянутий вид теплового навантаження є наслідком того, що в більшості випадків температура продуктів, яка закладається в холодильну камеру вище температури в камері. Продукти протягом певного часу, поки температура не зрівняється з температурою камери всередині, будуть виділяти всередину камери тепло. Розрахункові значення температури і відносної вологості зовнішнього повітря слід брати за даними розділу «Кліматологія» ДБН. [30]

Теплове навантаження, пов'язане зі зниженням температури закладених в камеру продуктів до температури зберігання, визначається за формулою [31]:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{(m_{\text{пр}} \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2) + m_{\text{пр}} \cdot L + m_{\text{пр}} \cdot c_2 \cdot (t_2 - t_3))}{86400}, \text{кВт}$$

де $m_{\text{пр}}$ – добовий вантажообіг продуктів, кг/доба;

c_1 – середня питома теплоємність в інтервалі температур від t_1 до t_2 для кожного типу продуктів, що закладають, кДж / кг;

t_1 – початкова температура продуктів, що закладають, ° С;

t_2 – температура верхньої точки замерзання продуктів, що закладають, ° С;

L – прихована теплота заморожування продуктів, що закладають, кДж / кг;

c_2 – середня питома теплоємність в інтервалі температур від t_2 до t_3 для кожного типу продуктів, що закладають кДж / кг · К;

t_3 – температура зберігання продуктів, ° С;

86400 – число секунд на добу, с / добу.

Таким чином, c_1 є середньою питомою теплоємністю закладених продуктів при температурах вище їх точки замерзання, а c_2 - середньою питомою теплоємністю цих продуктів при температурах нижче їхньої точки замерзання.

У нашому випадку продукт надходить в камеру для охолодження без їх заморожування, формула для розрахунку теплового навантаження від закладених продуктів спрощується і набуває вигляду:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{m_{\text{пр}} \cdot c_1 (t_1 - t_2')}{86400}, \text{ кВт}$$
$$Q_{\text{прод}} = \frac{15000 \cdot 3.85 (15 - 5)}{86400} = 6.68 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження в результаті «дихання» закладених продуктів

Свіжі продукти при зберіганні в холодильних камерах здатні виділяти тепло, обумовлене відбуванням у них біохімічних процесів (так званим «диханням») точно також, як це роблять сири під час свого дозрівання або пиво під час свого бродіння. Отже, при наявності таких продуктів потрібно враховувати відповідне теплове навантаження $Q_{\text{дых}}$, визначається за формулою [31]:

$$Q_{\text{дых}} = \frac{m \cdot q_{\text{дых}}}{86400}, \text{ кВт}$$

Тепло в результаті дихання виділяють свіжі продукти рослинного походження, пиво і сири, що стосується нашої камери для зберігання молочної продукції, теплота дихання буде відсутня.

$$Q_{\text{дых}} = 0.$$

Теплове навантаження в результаті освітлення

У загальному випадку теплове навантаження від освітлення $Q_{\text{осв}}$ розраховується за формулою [31]:

$$Q_{\text{осв}} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{Вт}$$

де n – кількість світильників;

P – потужність кожного світильника, Вт;

τ – щоденний час роботи світильників, годину / добу;

Камера оснащена 2 світильниками, одинична потужність кожного з яких дорівнює 108 Вт, і працюють вони 3 години в добу. Отримуємо:

$$Q_{\text{осв}} = \frac{2 \cdot 108 \cdot 3}{24} = 27 \text{ Вт}$$

Теплове навантаження в результаті присутності персоналу

Теплове навантаження такого типу розраховується за формулою [31]:

$$Q_{\text{перс}} = \frac{n \cdot Q_{\text{перс}} \cdot \tau}{24}, \text{Вт}$$

де n – кількість співробітників, що працюють в холодильній камері;

$Q_{\text{перс}}$ – кількість тепла, що виділяється в одиницю часу через одну людину при середній активності, Вт;

τ – тривалість щоденного перебування одного співробітника в холодильній камері, год / добу;

24 – число годин у добі.

Температура в камері, °С	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Тепловиділення, Вт	180	200	210	240	270	300	330	360	390	420

Таблиця 2.4 – Тепловиділення від однієї людини за одиницю часу, що знаходиться в холодильній камері, при його середній активності

Температура в камері $+5^{\circ}\text{C}$, відповідно до даної таблиці $q_{\text{перс}} = 240 \text{ Вт}$. Що стосується тривалості перебування персоналу в холодильній камері, порахуємо таке ж значення, що і щоденний час роботи світильників $\tau = 3$.

$$Q_{\text{перс}} = \frac{1 \cdot 240 \cdot 3}{24} = 30 \text{ Вт}$$

Теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів

Найбільш часто в якості підйомно-транспортних засобів використовують вантажопідйомні візки і штабелеукладачі [31].

$$Q_{\text{ПТЗ}} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт}$$

де n – кількість транспортних засобів даного типу;

P – потужність електроприводів підйомно-транспортних засобів;

τ – добова тривалість роботи підйомно-транспортного засобу в холодильній камері;

У нашому випадку, в камері відсутній електронавантажувач або які інші засоби транспортування продуктів. Номінальна потужність буде дорівнює 0, маємо:

$$Q_{\text{ПТЗ}} = 0$$

Теплове навантаження від інших механізмів, що знаходяться в холодильній камері

$$Q_{\text{інш}} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24}, \text{ Вт}$$

де n – кількість механізмів даного типу;

P – потужність кожного механізму, Вт;

τ – щоденна тривалість роботи кожного типу механізмів.

З попередніх пунктів відзначимо, що ніяких додаткових механізмів у камері немає. Отже $Q_{\text{інш}} = 0$.

Коефіцієнт безпеки

При розрахунку складових теплового навантаження достовірно знати всі умови роботи холодильного обладнання та режими зберігання продукції. Але для більш достовірного розрахунку необхідно задатися деякими середніми для даного режиму роботи параметрами і ввести коефіцієнт $K_{\text{без}}$ для складової теплового навантаження. Значення коефіцієнта безпеки, як правило, знаходиться в межах від 1.0 до 1.1. При розрахунку добового вантажообігу продукту ми оцінили його величиною в розмірі приблизно в 15% від повного завантаження камери. Виходячи з цього ми введемо коефіцієнт безпеки $K_{\text{без}} = 1.1$. В результаті для величини теплового навантаження від продукту маємо [31]:

$$Q'_{\text{прод.}} = K_{\text{без}} \cdot Q_{\text{прод.}} = 1.1 \cdot 6.68 = 7.35 \text{ , кВт}$$

Також введемо коефіцієнт безпеки внаслідок відкривання дверей, де ми також використовували добову величину товарообігу. Коефіцієнт безпеки буде дорівнювати 1.05. Прийmemo максимальне $Q_{\text{інфз}} = 262.67$ Вт.

$$Q'_{\text{інф.}} = K_{\text{без}} \cdot Q_{\text{інфз}} = 1.05 \cdot 0.26267 = 0.276 \text{ кВт}$$

Проміжна холодопродуктивність

На даному етапі визначимо попередню холодопродуктивність випарника в першому наближенні, звану проміжною, тобто таку, яка дозволяє компенсувати проміжне теплове навантаження $Q_{\text{пром}}$. Далі отримане значення проміжної холодопродуктивності буде використано нами для розрахунку планованої холодопродуктивності $Q_{\text{план}}$.

Проміжне теплове навантаження визначається як [31]:

$$Q_{\text{пром}} = \frac{24 \cdot (Q_{\text{огор.}} + Q_{\text{вен}} + Q'_{\text{інф}} + Q'_{\text{прод}} + Q_{\text{дих}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{перс}} + Q_{\text{птз}} + Q_{\text{інш}})}{\tau_p}$$

де τ_p , год / добу – щоденна тривалість роботи холодильної установки, виходячи з рекомендованої тривалості роботи установки і періодів відтавання, які використовуватимуться для різних типів холодильних камер. Рекомендоване значення за типом холодильної камери (Камера зберігання молочних продуктів) становить 21 год. / добу.

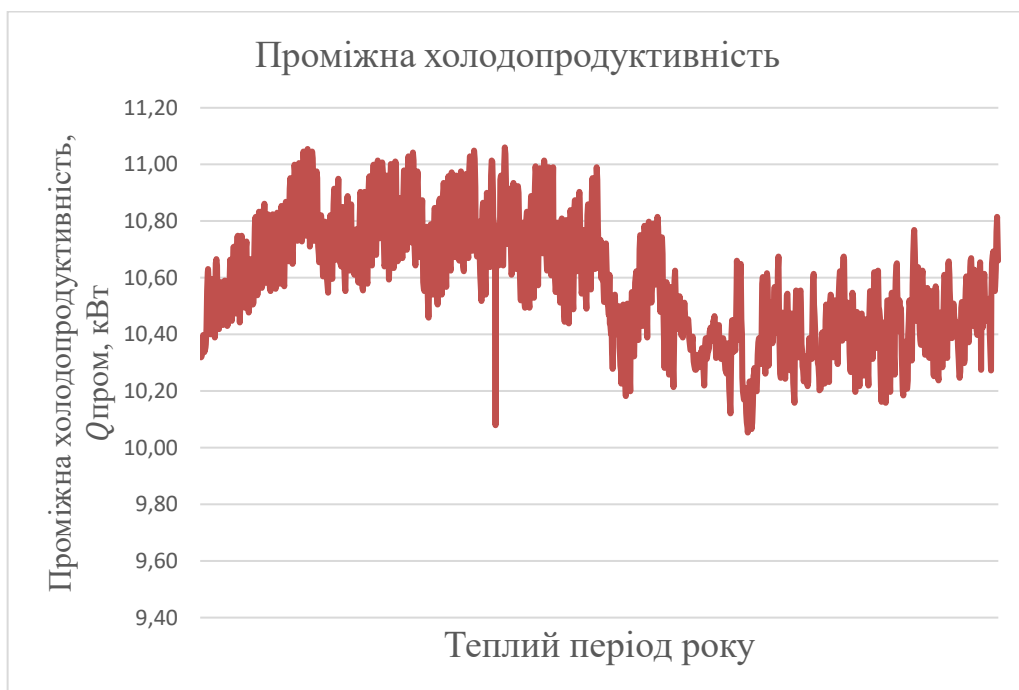


Рисунок 2.12 – Змінення проміжної холодопродуктивності за теплий період року

Теплове навантаження від двигунів вентиляторів і електронагрівачів відтайки повітроохолоджувачів

У холодильних камерах для забезпечення перемішування і циркуляції повітря всередині камер всі випарники обладнуються вентиляторями. Для кожного вентилятора додаються приводний електродвигун, який виділяє тепло, додають до тепла, що виділяється іншими джерелами.

Системи відтавання можливі в різному виконанні, повітрям, парами гарячого газу, електронагрівачами. [31]

$$Q_{\text{повітр.}} = \frac{(n_1 \cdot P_1 \cdot \tau_{\text{вен}} + 0.3 \cdot n_2 \cdot P_2 \cdot \tau_{\text{отт}})}{\tau_p}, \text{ Вт}$$

де n_1 – кількість електродвигунів вентиляторів;

P_1 – потужність вентилятора, Вт;

$\tau_{\text{вен}}$ – щоденна тривалість роботи вентиляторів, година / доба;

0.3 – коефіцієнт, що враховує частку тепла електронагрівачів відтайки, що збільшує теплове навантаження на камеру. Цей коефіцієнт слід враховувати в разі роботи вентиляторів повітроохолоджувача в процесі відтаювання.

n_2 – кількість електродвигунних елементів;

P_2 – теплова потужність кожного нагрівального елемента даного типу, Вт;

$\tau_{\text{отт}}$ – щоденна тривалість відтаювання, годин / добу;

Однак існує проблема, як правило, ці характеристики стають відомими тільки тоді, коли розрахунок теплового балансу завершено. Але в першому наближенні визначаємо теплове навантаження від роботи повітроохолоджувачів $Q_{\text{возд.предв}}$, яка становить 10 ... 20% від проміжної холодопродуктивності. Маємо наступне [32]:

$$Q_{\text{повітр.потріб.}} = (0.1 \dots 0.2) Q_{\text{пром}}, \text{ Вт.}$$

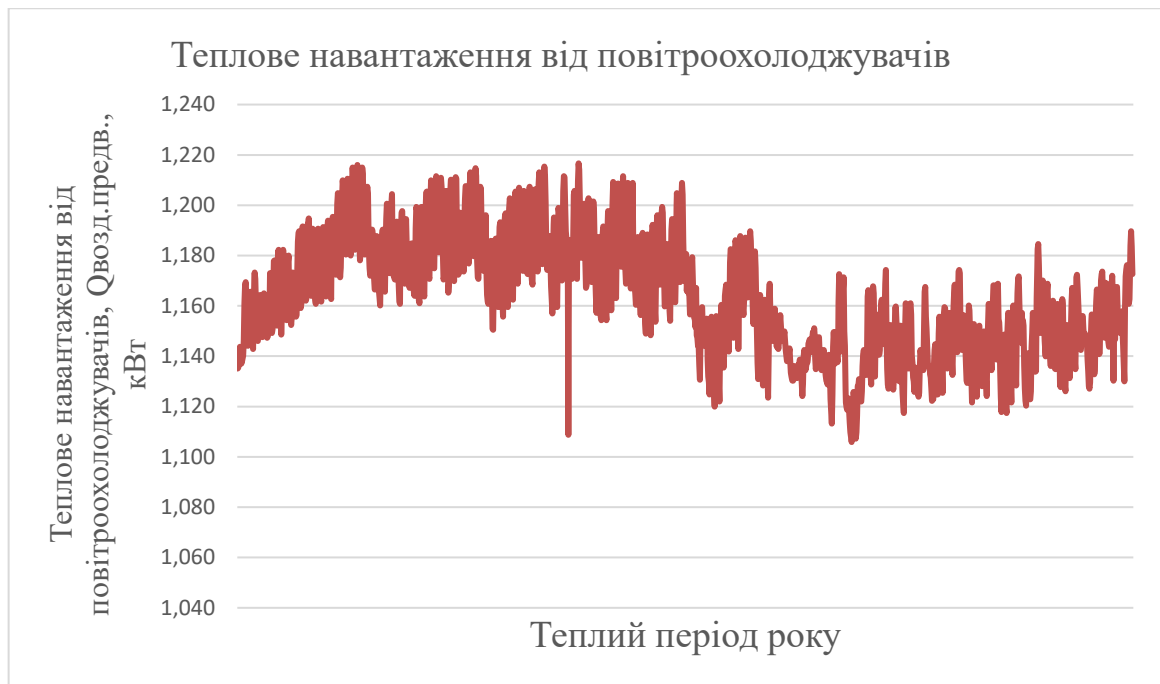


Рисунок 2.13 – Змінення теплового навантаження за теплий період року

Розрахункова холодопродуктивність холодильної камери за теплий період року
 Попередня потрібна холодопродуктивність холодильної установки $Q_{\text{предв}}$
 визначається за формулою[31]:

$$Q_{\text{потріб.}} = Q_{\text{пром}} + Q_{\text{повітр.потріб.}}, \text{ кВт}$$

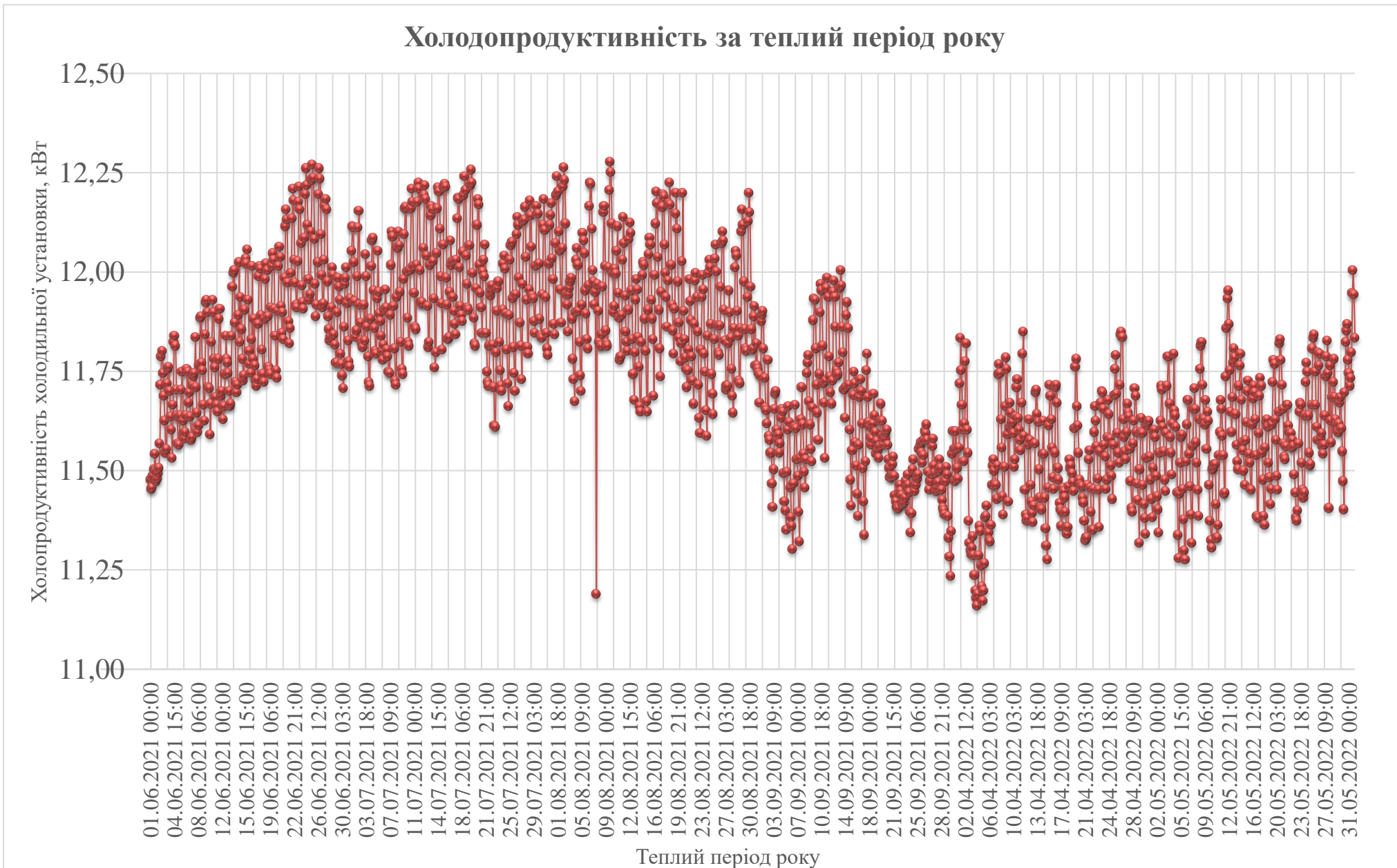


Рисунок 2.14 – Змінення холодопродуктивності за теплий період року.

Тепловий баланс приміщення у холодний період року

Холодний період року, що розглядається, тривалістю 6 місяців, 182 календарні дні з 10.2021 до 03.2022 включно.

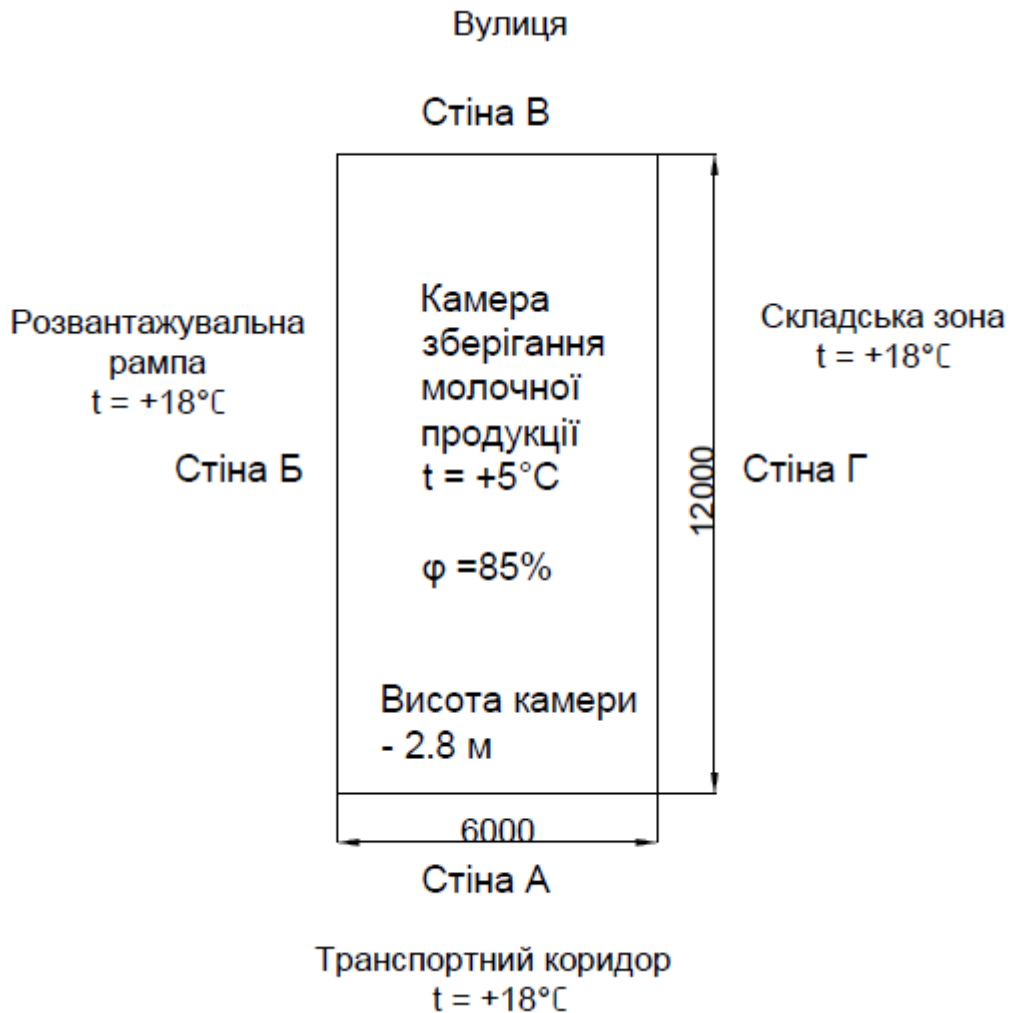


Рисунок 2.15 План камери зберігання молочної продукції в холодний період року

Розрахунок теплопритоків в камеру в результаті теплопередачі через огороджувальні конструкції

Цей розрахунок теплопритоків виконується окремо для визначення теплонадходження через стіни, стелю (дах) і підлогу. Тепловий потік при теплопередачі через стінку $Q_{ст}$, розраховується за формулою [31]:

$$Q_{ст} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт},$$

де K – коефіцієнт теплопередачі даної стіни, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

S – площа поверхні стіни, що розглядається, м^2 ;

Δt – різниця температур повітря по обидва боки стіни, $^{\circ}\text{С}$.

Спочатку визначимо коефіцієнт теплопередачі K через стіни:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}}\right)}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $\alpha_{нар}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні огороження, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря даного приміщення, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

λ_j – коефіцієнт теплопровідності ізоляційного і будівельного матеріалу відповідно, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

δ_j – товщина шару матеріалу, (м).

При цьому необхідно врахувати, що всередині камери в результаті роботи вентиляторів повітроохолоджувачів швидкість руху повітря знаходиться на

рівні 3 ... 4 м / с, можна прийняти $\alpha_{вн} = 22.7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Зовні приміщення повітря

практично нерухоме, тому $\alpha_{нар} = 9.37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Отримаємо:

Для стін:

$$K_{12} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{нар}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$K_{22} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.1}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.241 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Швидкість вітру зовнішньої поверхні стелі, як правило, може змінюватися від відсутності вітру до дуже сильного. Прийємо швидкість помірного вітру (5.5 ... 7.9 м / с), $\alpha_{\text{нар.пот}} = 34.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Для стелі:

$$K_{\text{стелі}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{1}{9.37}\right)} = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Для підлоги:

$$K_{\text{підл.}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{22.7} + \frac{0.08}{0.025} + \frac{0.3}{1.7}\right)} = 0.292 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Підлога виконана на основі із залізобетону і відповідно теплообмін між підлогою і повітрям із зовнішнього боку відсутня $1 / \alpha_{\text{нар}} = 0$.

Далі визначаємо теплоприток за холодний період року внаслідок теплопередачі:

1. Для внутрішньої стіни А:

$$Q_{\text{стА}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (6 \cdot 2.8) \cdot (18 - 5) = 65.78 \text{ Вт}$$

2. Для внутрішньої стіни Б:

$$Q_{\text{стБ}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (12 \cdot 2.8) \cdot (18 - 5) = 130.35 \text{ Вт}$$

3. Для зовнішньої стіни В:

$$Q_{\text{стВ}} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт}$$

де $K_2 = 0.241 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$$S = 6 \cdot 2.8 = 16.8 \text{ м}^2;$$

$$\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

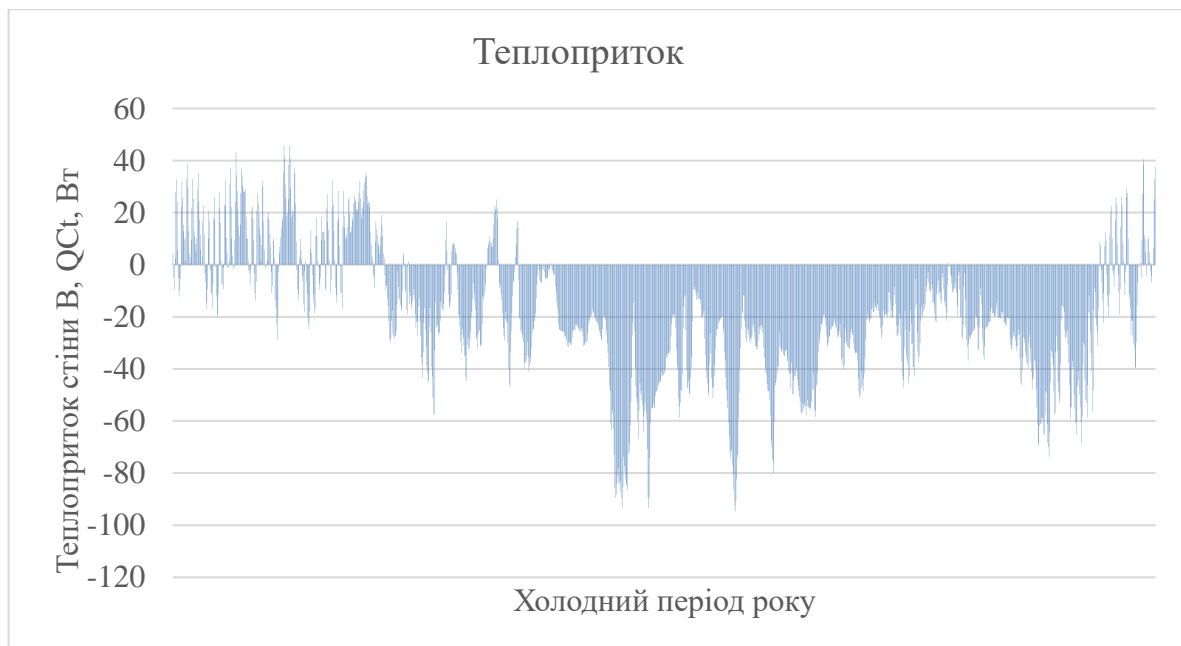


Рисунок 2.16 – Змінення теплопритоку зовнішньої стіни В за холодний період року

4. Для внутрішньої стіни Г:

$$Q_{\text{стГ}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.298 \cdot (12 \cdot 2.8) \cdot (18 - 5) = 130.35 \text{ Вт}$$

5. Для покрівлі:

$$Q_{\text{покрівлі}} = K \cdot S \cdot \Delta t, \text{ Вт}$$

$$\text{де } K = 0.298 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$S = 6 \cdot 2.8 = 16.8 \text{ м}^2;$$

$$\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}, \text{ } ^\circ\text{С}.$$

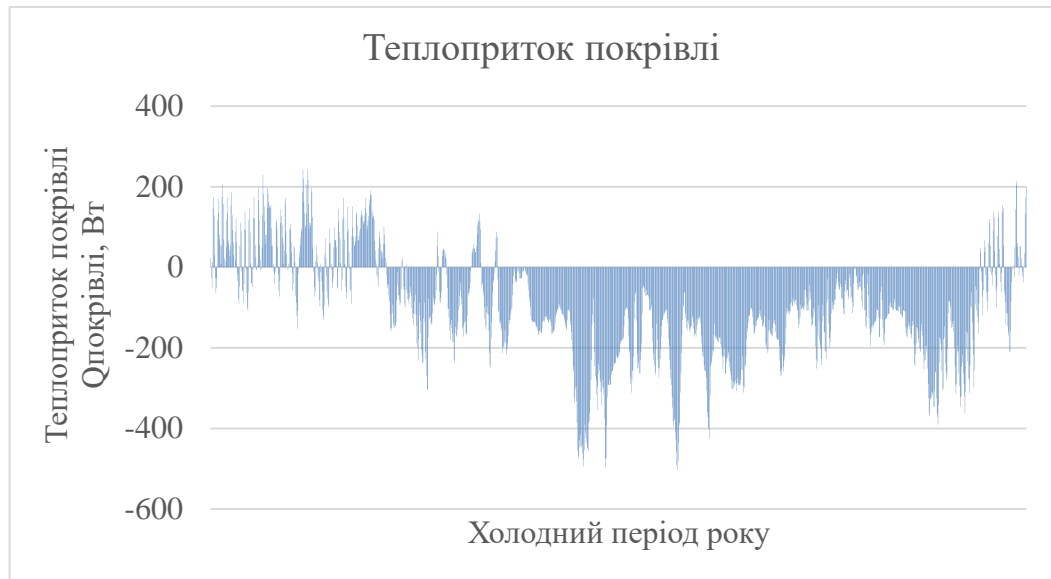


Рисунок 2.17 – Змінення теплопритоку покрівлі за холодний період року

Температура під залізобетонною плитою підлоги не підтримується пристроями підігріву, тепловий потік через підлогу визначаємо як:

$$Q_{\text{підл.}} = K \cdot S \cdot \Delta t = 0.292 \cdot (12 \cdot 6) \cdot (12 - 5) = 147.35 \text{ Вт}$$

Визначимо сумарний тепловий потік через огороження камери:

$$Q_{\text{огор.}} = Q_{\text{стА}} + Q_{\text{стБ}} + Q_{\text{стВ}} + Q_{\text{стГ}} + Q_{\text{підл.}} + Q_{\text{покрівлі}}, \text{ Вт}$$

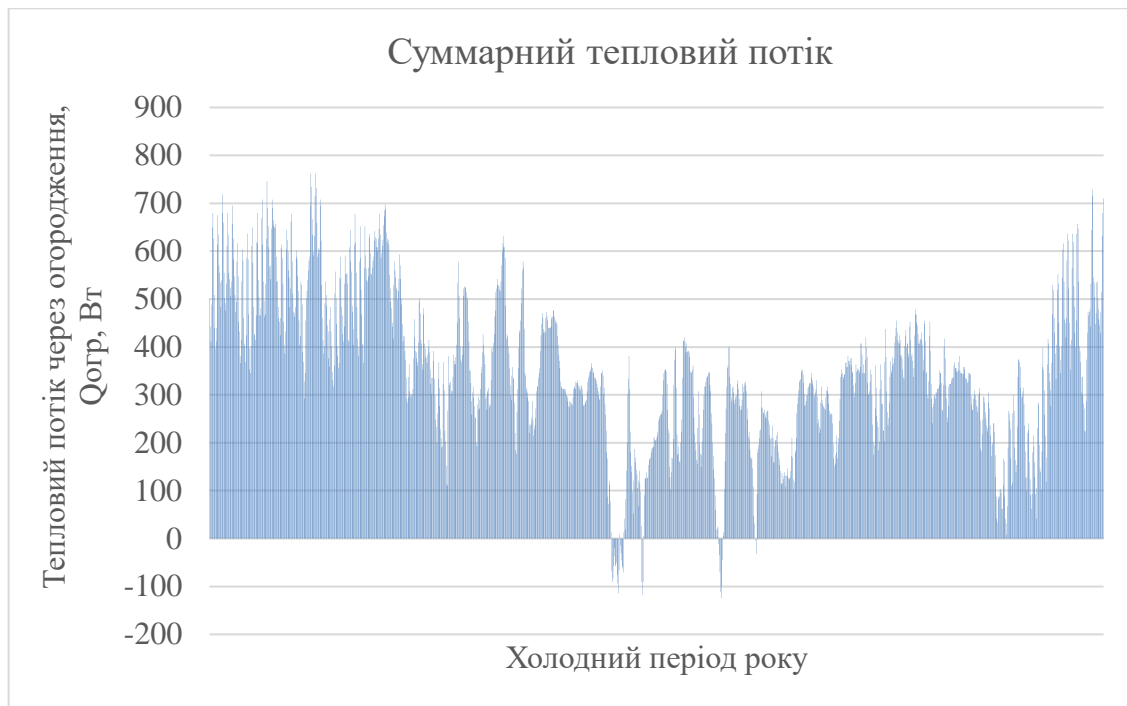


Рисунок 2.18 – Змінення сумарного теплового потоку за холодний період

Визначення теплопритоків від обмінної вентиляції

Дані теплопритоків визначаються за формулою [31]:

$$Q_{\text{вен}} = G_{\text{повітря}} \cdot \Delta i, \text{ кВт}$$

де $G_{\text{повітря}}$ – приплив зовнішнього повітря в камеру, кг/с;

Δi – різниця ентальпії зовнішнього повітря і повітря, що знаходиться в камері, кДж / кг;

$$\Delta i = i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}},$$

де $i_{\text{нар}}$ – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг;

$i_{\text{внутр}}$ – ентальпія повітря в холодильній камері, кДж/кг.

Значення $G_{\text{возд}}$, [1.1]:

$$G_{\text{возд}} = \frac{V_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{кам}}}{86400}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $V_{\text{пр}}$ – приплив зовнішнього повітря в холодильну камеру, $\frac{\text{м}^3}{\text{добу}}$;

$\rho_{\text{кам}}$ – густина повітря в холодильній камері;

86400 – кількість секунд у добі.

Густина повітря в холодильній камері розраховується за рівнянням:

$$\rho_{\text{кам}} = \frac{\rho_0}{\left(1 + \frac{t_{\text{кам}}}{273.15}\right)},$$

де ρ_0 – густина повітря при температурі 5°C ($\rho_0 = 1.293 \text{ кг/м}^3$);

$t_{\text{кам}}$ – температура в холодильній камері, $^\circ\text{C}$.

Для добового припливу зовнішнього повітря маємо [31]:

$$V_{\text{пр}} = V_{\text{кам}} \cdot n, \frac{\text{м}^3}{\text{доба}},$$

де $V_{\text{кам}}$ – об'єм холодильної камери, м^3 ;

$n = \frac{70}{\sqrt{V_{\text{кам}}}}$ – щодобовий ступінь оновлення повітря в холодильній камері,

доба $^{-1}$.

Знайдемо обсяг камери зберігання молочної продукції:

$$V_{\text{кам}} = 12 \cdot 6 \cdot 2.8 = 201.6 \text{ м}^3$$

Ступінь оновлення повітря:

$$n = \frac{70}{\sqrt{201.6}} = 4.93 \text{ доба}^{-1}$$

Отже:

$$V_{\text{пр}} = 201.6 \cdot n = 993.9 \frac{\text{м}^3}{\text{доба}}$$

Густина повітря в камері:

$$\rho_{\text{кам}} = \frac{1.293}{\left(1 + \frac{5}{273.15}\right)} = 1.269 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Приплив свіжого повітря:

$$G_{\text{повітря}} = \frac{V_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{кам}}}{86400} = \frac{993.9 \cdot 1.269}{86400} = 0.0146 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

На діаграмі вологого повітря рисунок 2.10 знаходимо параметри повітря в холодильній камері при умовах (температура $+5^\circ \text{C}$, відносної вологості 85%). В даній точці вологовміст становить $d_1=4.4$ г/кг, ентальпія $i_{\text{внутр}} = 17$ кДж/кг.

Також для повітря поза холодильної камери за таких умов (температура $+18^\circ \text{C}$, відносної вологості 70%). У цій точці влаговміст становить $d_2=9.2$ г/кг, ентальпія $i_{\text{нар}} = 41$ кДж/кг.

Отже, $\Delta i = i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}} = 41 - 17 = 24$ кДж/кг.

Таким чином, теплове навантаження, обумовлена припливом свіжого повітря:

$$Q_{\text{вен}} = 0.0146 \cdot 24 = 0.351 \text{ кВт}$$

Визначення теплового навантаження завдяки відкриттю дверей

Теплове навантаження для одних дверей буде дорівнювати:

$$Q_{\text{інф}} = q \cdot D_{\text{т}} \cdot D_{\text{ф}} \cdot (1 - E), \text{ Вт}$$

де q – сумарне добове теплове навантаження на холодильну камеру, кВт, для повністю усталеного повітряного потоку з урахуванням різниць густини, теплопритоків, вологовмісту зовнішнього і внутрішнього повітря;

D_t – коефіцієнт, що враховує час, коли протягом доби двері залишаються відкритими;

D_f – коефіцієнт, що враховує характер повітряного потоку в дверному отворі;

E – ступінь ефективності захисного пристрою (завіси) дверного отвору.

Для розрахунку складових цієї формули, візьмемо такі вирази [31]:

$$q = 0,692 \cdot A \cdot (i_{\text{нар}} - i_{\text{внутр}}) \cdot \rho_{\text{вн}} \cdot F_m \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{нар}}}{\rho_{\text{вн}}}\right)}, \text{ Вт}$$

де A – площа дверного отвору, м². Для прямокутної двері $A = H \cdot L$, де H – висота і L – ширина дверного отвору, м;

$i_{\text{нар}}$ – теплопритоки (ентальпія) зовнішнього повітря, кДж/кг;

$i_{\text{внутр}}$ – теплопритоки (ентальпія) внутрішнього повітря, кДж/кг;

F_m – коефіцієнт, що враховує різницю густини повітря зовні і всередині камери.

Знайдемо значення F_m :

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{\text{вн}}}{\rho_{\text{нар}}}\right)^{1/3}} \right]^{3/2},$$

де $\rho_{\text{вн}}$ – густина повітря в камері ($\rho_{\text{вн}} = 1.269$ кг/м³);

$\rho_{\text{нар}}$ – густина повітря поза камерою ($\rho_{\text{нар}} = 1.213$ кг/м³).

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{\text{вн}}}{\rho_{\text{нар}}} \right)^{1/3}} \right]^{3/2} = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{1.269}{1.184} \right)^{1/3}} \right]^{3/2} = 0.9827$$

Тоді:

$$q = 0.692 \cdot 2.52 \cdot (42 - 17) \cdot 1.269 \cdot 0.9827 \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1.213}{1.269} \right)} = 15.6 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт D_τ визначаємо за формулою [31]:

$$D_\tau = \frac{n \cdot \tau_{1\text{откр}} + 60 \cdot \tau_{2\text{откр}}}{86400},$$

де n – щодобова кількість проходів через дверний отвір;

$\tau_{1\text{откр}}$ – час закривання / відкривання дверей, с, при кожному проході, с;

$\tau_{2\text{откр}}$ – час, протягом доби, коли двері залишаються відкритими.

Значение $\tau_{1\text{откр}}$ для високошвидкісних (автоматичних) дверей знаходиться в діапазоні 10 ... 15 секунд.

Час $\tau_{2\text{откр}}$ визначаємо за формулою $\tau_{2\text{откр}} = u_{\text{откр}} \cdot m_{\text{пр}}$.

де $u_{\text{откр}}$ – середня тривалість часу, протягом якого двері залишаються відкритими для завантаження (вивантаження) товару, хв / тона;

$m_{\text{пр}}$ – добовий вантажообіг товару, тон / добу.

У свою чергу повна місткість холодильної камери може бути розрахована за формулою [31]:

$$M = F \cdot h_{\text{шт}} \cdot \rho_{\text{укл}} \cdot \eta_0, \text{ кг}$$

де F – поверхня підлоги холодильної камери, м^2 ;

$h_{шт}$ – максимальна висота штабелювання продуктів;

$\rho_{укл}$ – густина укладання продуктів, що знаходяться в камері, кг/м^3 ;

η_0 – коефіцієнт розміщення товару на підлозі камери з урахуванням проходів, відстані між ящиками, піддонами і т.д.

$$M = 12 \cdot 6 \cdot 2.3 \cdot 800 \cdot 0.7 = 92736 \text{ кг}$$

У нашому разі висота штабелювання $h_{шт} = 2.3\text{м}$, $\rho_{укл} = 800 \text{ кг/м}^3$, $\eta_0 = 0.7$.

Вважаємо добовий оборот товару 10% від повної місткості камери, отримаємо:

$$m_{пр} = 0.1 \cdot M = 0.1 \cdot 92736 = 9273.6 \text{ кг}$$

Виходячи з технічного завдання, надходження продукту на добу буде більше ніж 10% і становить 15 тонн, $m_{пр} = 15000 \text{ кг}$.

Час відкривання / закривання дверей в свою чергу буде дорівнювати:

$$\tau_{2откр} = 0.8 \cdot 15 = 12 \text{ хв,}$$

де $v_{откр} = 0.8 \text{ хв/тону}$.

Добовий оборот забезпечується за певну кількість проходів:

$$D_{\tau} = \frac{10 \cdot 25 + 60 \cdot 12}{86400} = 0.011227$$

де $\tau_{1откр} = 25 \text{ секунд}$ (неавтоматичні двері).

Зафіксуємо, що захисний пристрій відсутній, а значення $D_f = 0.8$, залежить від різниці температур всередині камери і зовні, змінюючись від 1.1 для різниці 7 ... 10 градусів та до 0,8 при різниці 16 і більше.

$$Q_{\text{инф}1} = 15.6 \cdot 0.011227 \cdot 0.8 \cdot (1 - 0.2) = 0.112 \text{ кВт}$$

Ступінь ефективності захисного пристрою E залежить від його конструкції. При відсутності пристрою $E = 0$, для захисного пристрою у вигляді штори $E = 0.2$, для повітряної завіси $E = 0.7$.

Визначимо теплоприток інфільтрації через іншу формулу розрахунку:

$$Q_{\text{инф}2} = [8 + 0.067\Delta t] \cdot \tau_{\text{откр}} \cdot A(i_{\text{нар}} - i_{\text{вн}})\rho_{\text{вн}} \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{нар}}}{\rho_{\text{вн}}}\right)} (1 - E), \text{ Вт}$$

де $\Delta t = t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}$, різниця температур внутрішнього і зовнішнього повітря; Визначимо відносний час, протягом якого двері знаходиться у відкритому стані за формулою [31]:

$$\tau_{\text{откр}} = \frac{v_{\text{откр}} \cdot m_{\text{пр}}}{24}, \frac{\text{хвил}}{\text{год}}$$

Використовуючи дані для знаходження попереднього прикладу, визначимо значення $Q_{\text{инф}}$ з урахуванням того, що $\Delta t = 18 - 5 = 13^\circ \text{C}$, а

$$\tau_{\text{откр}} = \frac{0.8 \cdot 15}{24} = 0.5 \text{ хв/год}$$

Отримаємо:

$$\begin{aligned} Q_{\text{инф}2} &= [8 + 0.067 \cdot 13] \cdot 0.5 \cdot 2.52 \cdot 24 \cdot 1.269 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1.213}{1.269}\right)} (1 - 0.2) = \\ &= 90.82 \text{ Вт} \end{aligned}$$

Скористаємося ще одним рівнянням для розрахунку теплопритоків в результаті інфільтрації:

$$Q_{\text{инфз}} = 0.577 \cdot 2.52 \cdot 2^{1/2} \left(\frac{Q_s}{A} \right) \cdot \left(\frac{1}{R_s} \right) \cdot D_\tau \cdot D_f \cdot (1 - E), \text{ кВт}$$

де Q_s/A – питомий теплоприток на одиницю площі дверного отвору, для $t_{\text{нар}} = 18^\circ\text{C}$ і $t_{\text{вн}} = 5^\circ\text{C}$. З графіка значень питомої теплопритоку в залежності від температури навколишнього середовища і температури в камері (рис. 2.11) отримуємо $Q_s/A = 4 \text{ кВт/м}^2$. [31]

R_s – параметр, що характеризує відношення теплопритоку за рахунок більш високого теплообміну свіжого повітря до повного теплопритоку з урахуванням вологості навколишнього середовища і вологості в камері. Використовуючи ці таблиці інтерполіруя отримаємо $R_s = 0,45$

$$Q_{\text{инфз}} = 0.577 \cdot 2.52 \cdot 2^{1/2} (4) \cdot \left(\frac{1}{0.5} \right) \cdot 0.011227 \cdot 0.8 \cdot (1 - 0.2) = 118.2 \text{ Вт}$$

Оскільки всі вищенаведені формули для розрахунку $Q_{\text{инф}}$ є емпіричними, візьмемо або середнє значення, яке в даному випадку дорівнює приблизно 107 Вт, або максимальне, що забезпечить певний запас робочих параметрів установки.

Теплове навантаження при термообробці продуктів

У цьому пункті вид теплового навантаження є наслідком того, що в більшості випадків температура продуктів, яка закладається в холодильну камеру вище температури в камері. В будь-який період року продукт надходить в камеру для охолодження без їх заморожування, формула для розрахунку теплового навантаження від закладених продуктів спрощується і набуває вигляду [31]:

$$Q_{\text{прод}} = \frac{m_{\text{пр}} \cdot c_1 (t_1 - t'_2)}{86400}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{прод}} = \frac{15000 \cdot 3.85 (15 - 5)}{86400} = 6.68 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження в результаті «дихання» закладених продуктів

Для камери зберігання молочної продукції за періоди року, теплота дихання буде відсутня.

$$Q_{\text{дих}} = 0.$$

Теплове навантаження в результаті освітлення

В холодний період року теплове навантаження від освітлення $Q_{\text{осв}}$ буде складати:

$$Q_{\text{осв}} = \frac{n \cdot P \cdot \tau}{24} = \frac{2 \cdot 108 \cdot 3}{24} = 27 \text{ Вт}$$

де n – кількість світильників;

P – потужність кожного світильника, Вт;

τ – щоденний час роботи світильників, годину / добу;

Теплове навантаження в результаті присутності персоналу

В холодний період року теплове навантаження такого типу буде складати:

$$Q_{\text{перс}} = \frac{n \cdot q_{\text{перс}} \cdot \tau}{24} = \frac{1 \cdot 240 \cdot 3}{24} = 30 \text{ Вт}$$

де n – кількість співробітників, що працюють в холодильній камері;

$Q_{\text{перс}}$ – кількість тепла, що виділяється в одиницю часу через одну людину при середній активності, Вт;

τ – тривалість щоденного перебування одного співробітника в холодильній камері, год / добу.

Теплове навантаження від підйомно-транспортних засобів і від інших механізмів, що знаходяться в холодильній камері

Теплові навантаження такого типу у нашому випадку будуть складати:

Від підйомно-транспортних засобів – $Q_{\text{ПТЗ}} = 0$

Від інших механізмів, що знаходяться в холодильній камері – $Q_{\text{інш}} = 0$.

Коефіцієнт безпеки

Вводимо необхідний коефіцієнт безпеки для більш достовірного розрахунку.

Значення коефіцієнта безпеки, для складової теплового навантаження вводимо

$$K_{\text{без}} = 1.1$$

В результаті для величини теплового навантаження від продукту маємо [31]:

$$Q'_{\text{прод.}} = K_{\text{без}} \cdot Q_{\text{прод.}} = 1.1 \cdot 6.68 = 7.35 \text{ , кВт}$$

Коефіцієнт безпеки внаслідок відкривання дверей буде дорівнювати 1.05.

Прийmemo максимальне $Q_{\text{інф.}} = 118.2 \text{ Вт}$.

$$Q'_{\text{інф.}} = K_{\text{без}} \cdot Q_{\text{інфз}} = 1.05 \cdot 0.1182 = 0.124 \text{ , кВт}$$

Проміжна холодопродуктивність

Проміжна холодопродуктивність необхідна для визначення попередньої холодопродуктивності випарника в першому наближенні. Отримане значення проміжної холодопродуктивності $Q_{\text{пром}}$ буде використано нами для розрахунку планової холодопродуктивності $Q_{\text{план}}$.

$$Q_{\text{пром}} = \frac{24 \cdot (Q_{\text{огор.}} + Q_{\text{вен}} + Q'_{\text{інф}} + Q'_{\text{прод}} + Q_{\text{дих}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{перс}} + Q_{\text{птз}} + Q_{\text{інш}})}{\tau_p}$$

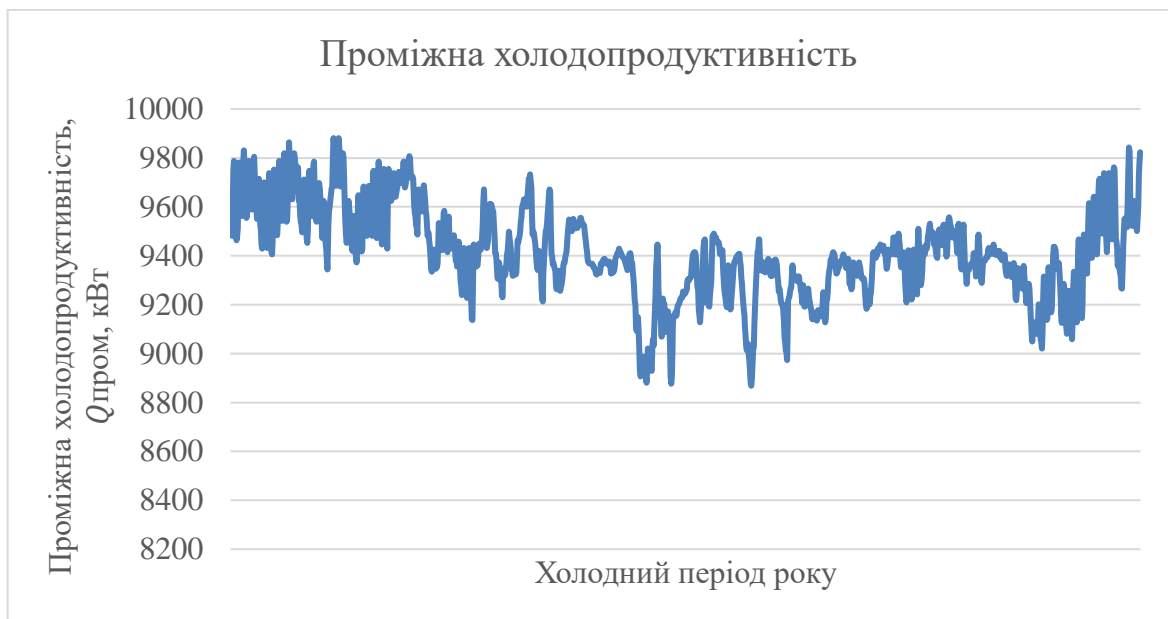


Рисунок 2.19 – Змінення проміжної холодопродуктивності за холодний період року.

Теплове навантаження від двигунів вентиляторів і електронагрівачів оттайки повітроохолоджувачів

Визнаємо, що теплове навантаження від роботи повітроохолоджувачів $Q_{\text{возд.предв}}$, становить 10 ... 20% від проміжної холодопродуктивності. Отже ця складова буде дорівнювати:

$$Q_{\text{повітр.потріб.}} = (0.1 \dots 0.2) Q_{\text{пром}} = 0.11 \cdot Q_{\text{пром}}, \text{ Вт.}$$

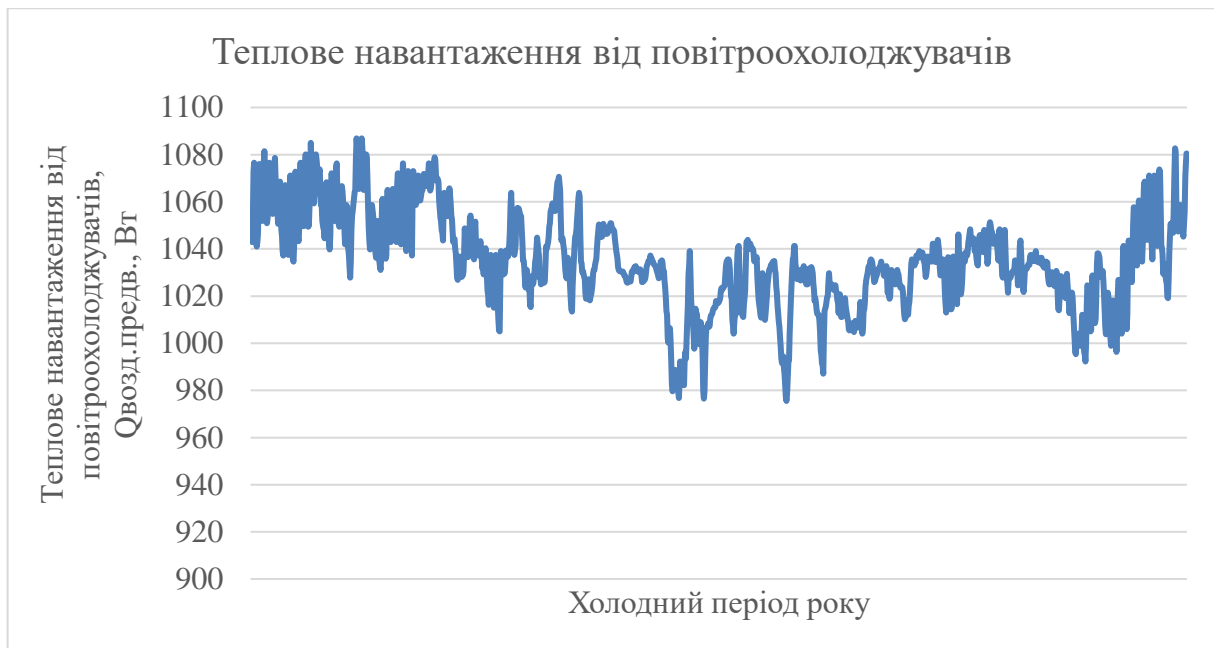


Рисунок 2.20 – Змінення теплового навантаження за холодний період року

Розрахункова холодопродуктивність холодильної
установки за холодний період року

Попередня потрібна холодопродуктивність холодильної установки $Q_{предв}$ визначається за формулою[31]:

$$Q = Q_{пром} + Q_{повітр.потріб.}, \text{кВт}$$

Холодопродуктивність за холодний період року

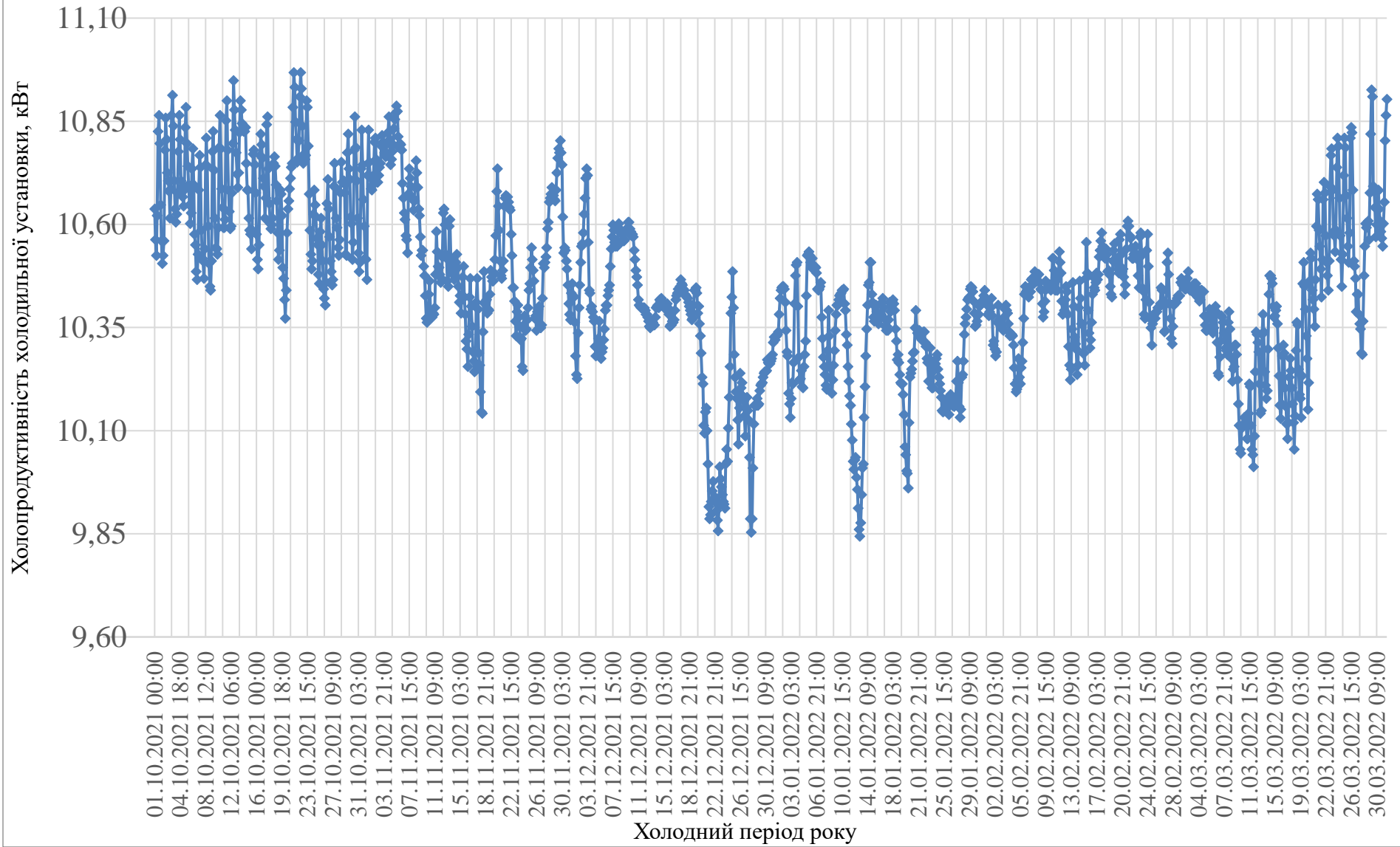


Рисунок 2.21 – Змінення холодопродуктивності за холодний період року

2.2.2 Потрібна холодопродуктивність холодильної установки

Були зроблені розрахунки теплового балансу, як основний розрахунковий параметр за теплий і холодний періоди року, аналізовані нами періоди дають розуміння, що теплоприток через огорожувальні поверхні змінюється саме завдяки атмосферному повітрю і є основним параметром, що впливає на холодопродуктивність. При визначенні теплового балансу за теплий період напружені кліматичні умови були у липні – цього місяця спостерігається найбільша річна температура атмосферного повітря. При визначенні теплового балансу у холодний період найнапруженіші кліматичні умови були у грудні – цього місяця спостерігається мінімальна річна температура атмосферного повітря. На базі результатів розрахунку теплового балансу за теплий період року найбільша холодопродуктивність склала 12.26 кВт, найменша 11.17 кВт, а середня холодопродуктивність за період 11.74 кВт. За холодний період року максимальна холодопродуктивність становила 10.97 кВт, мінімальна 9.84 кВт, а середня холодопродуктивність за період 10.45 кВт. У холодний період року відмінність холодопродуктивності значно помітна, вона становить на 11.05% нижче, ніж у теплий період року.

Холодопродуктивність за теплий та холодний періоди року

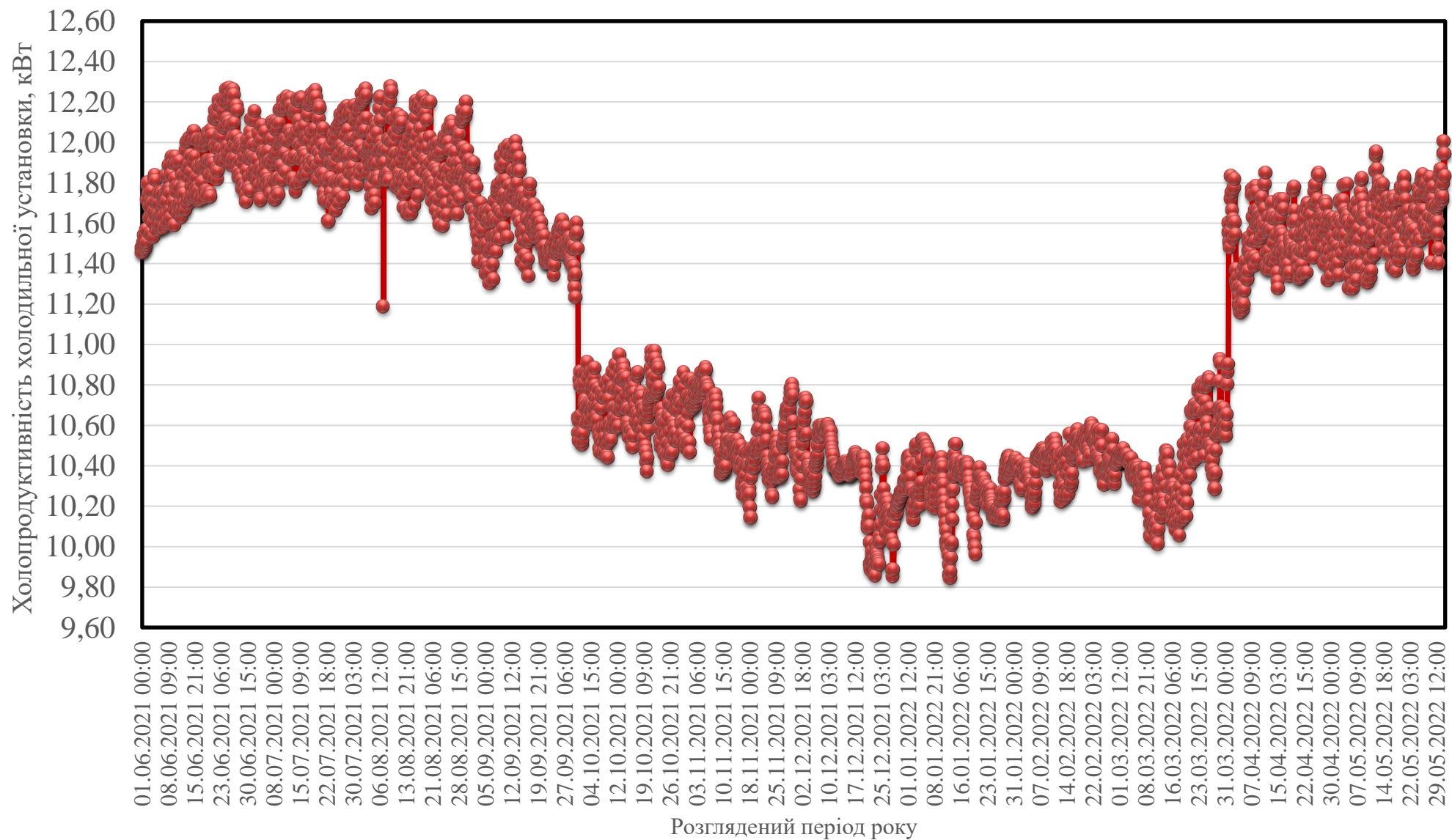


Рисунок 2.22 – Зміння холодопродуктивності за рік з 01.06.2021 по 31.05.2022

2.3 Проектні параметри елементів холодильної машини

Парокомпресійна холодильна машина (ПКХМ) у одноступінчастому (простому) виконанні застосовуються для охолодження приміщення у нашому випадку до $+5^{\circ}\text{C}$. Використовуваний середньотемпературний контур холодильної машини повинен мати параметри, достатні для підбору елементів, такі як:

- Температура у камері охолодження – $(+5)^{\circ}\text{C}$;
- Температура кипіння (точка роси) у компресорі – $(-5)^{\circ}\text{C}$;
- Температура перегріву холодоагенту (пар) після компресору – 10 К;
- Температура конденсації – $(+45)^{\circ}\text{C}$;
- Температура переохолодження холодоагенту після конденсатору – 6 К;
- Потрібна холодопродуктивність охолоджуваного приміщення;
- Початкові параметри зовнішнього клімату (регіон, температура, відносна вологість);

Розрахунок конденсаторів в робочих точках проводиться за умови $\Delta T=10\text{K}$.

Також основним параметром для функціонування холодильних машин є холодоагент. Для розрахунків і підбору обладнання обираємо холодоагент - Фреон R404A.[32]

1. Область застосування

Фреон R404A ефективний для експлуатації в агрегатах з низькою і середньою температурою кипіння. Затребуваний для застосування в низько- і середньотемпературному холодильному обладнанні.

2. Експлуатаційні характеристики

Залежно від різних умов експлуатації фреон R404A забезпечує збільшення на 7% продуктивність холоду, а температура нагріву компресору знижується на 8%. Що не перевищує норми токсичності і в меншій мірі викликає парниковий ефект.[8]

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТА ПІДБІР ЕЛЕМЕНТІВ ПКХМ

3.1 Розрахунок і проектування конденсатора ПКХМ

Конденсатор з повітряним охолодженням складається з вентиляторного блоку з електродвигуном і теплообмінника. По трубках протікає холодоагент, а вентилятор обдуває трубки потоком повітря. Зазвичай швидкість потоку становить 1 - 3.5 м / с. Зазвичай теплообмінник складається з оребрених мідних трубок діаметром 6 - 20 мм з відстанню між ребрами 1-3 мм. Мідь використовується тому, що її легко обробляти, вона не окислюється і має високу теплопровідність. Ребра зазвичай виконуються з алюмінію. Вибір діаметра трубок залежить від багатьох факторів: втрат тиску, легкості обробки матеріалу і т.д. Типи оребрення може бути різними і значно впливає на теплові та гідравлічні параметри теплообмінника в цілому. Наприклад, складний профіль оребрення з численними виступами і просічками створює турбулентність (завихрення) повітря, що омиває теплообмінник. В результаті ефективність теплопередачі від холодоагенту до повітря збільшується, і підвищується холодопродуктивність холодильної машини.[33]

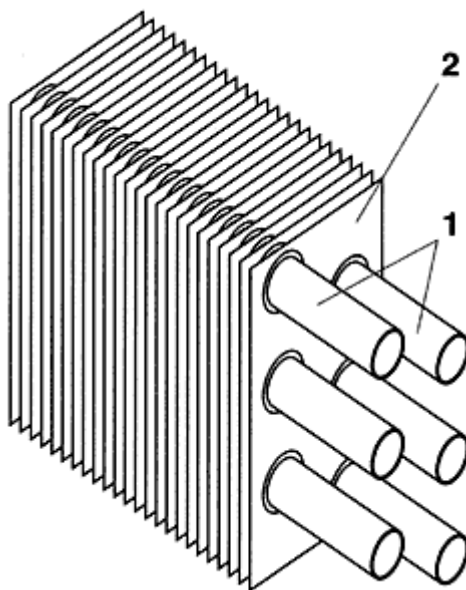


Рисунок 3.1 – Приклад теплообмінної поверхні
1-мідні трубки конденсатора; 2-ребра;

Застосовують два типи з'єднання трубок з ребрами:

Отвори в ребрах, куди безпосередньо вставляють трубки теплообмінника. Цей спосіб більш простий, але зменшує теплопередачу через нещільності контакту. До того ж, в забрудненому середовищі по контуру прилягання може з'явитися корозія, додатково знижує продуктивність теплообміну. Комірці (буртики) в місцях приєднання трубок теплообмінника. Цей спосіб дорожче і складніше, зате забезпечує збільшення поверхні теплообміну. Трубчасто-ребристий ТОА більш компактний, ніж гладкотрубний апарат тієї ж продуктивності, що дозволяє значно заощадити виробничу площу. В рамках даного проекту проведено конструкторський розрахунок конденсатора з колективним ребрами трубок.[33]

3.1.1 Розрахунок теплообмінного апарата

Завдання

Теплове навантаження теплообмінного апарату	$Q = 15 \text{ кВт};$
Витрата фреону	$GR404a = 0,1 \text{ кг/с};$
Температура фреону на вході	$t_1 = 65 \text{ }^\circ\text{C};$
Температура фреону на виході	$t_1' = 39 \text{ }^\circ\text{C};$
Витрата повітря	$G_{\text{возд}} = 1,6 \text{ кг/с};$
Температура повітря на вході	$t_{\text{возд}1} = 32 \text{ }^\circ\text{C};$
Температура повітря на виході	$t_{\text{возд}2} = 41,3 \text{ }^\circ\text{C}.$

Теплообмінник - трубчасто-ребристий.

Зовнішнє середовище - повітря.

Усередині трубок - фреон R404a.

Матеріал труб - Мідь М1.

Матеріал ребер – Алюміній.

Матеріал корпусу - Сталь 3.

Необхідно провести тепловий, гідравлічний і конструкторський розрахунки даного теплообмінного апарату - конденсатора.

3.1.2 Конструктивні характеристики теплообмінного апарату

Задаємо параметри труб і ребрення

Теплообмінний апарат виконується у вигляді шахового пучка труб з колективними ребрами.

Приймаємо труби з наступними характеристиками:

- Внутрішній діаметр $d_1 = 0,01$ м;
- Зовнішній діаметр $d_2 = 0,012$ м
- Товщина стінки $\delta_{ст} = 0,001$ м;
- Матеріал - мідь М1 ГОСТ 617 – 72;
- $\lambda_{М1} = 387$ Вт/м · К;

Характеристики ребер мають такий вигляд:

- Діаметр ребер $D_p = 0,023$ м;
- Крок ребер $S_p = 0,002$ м;
- Товщина ребер $\delta_p = 0,0004$ м;
- Поперечний крок у пучку $S_1 = 0,025$ м;
- Поздовжній крок у пучку $S_2 = 0,021$ м;
- Матеріал ребер - алюміній марки АЛ2 ГОСТ 1583 – 93;
- $\lambda_{ребер} = 220$ Вт/м · К;

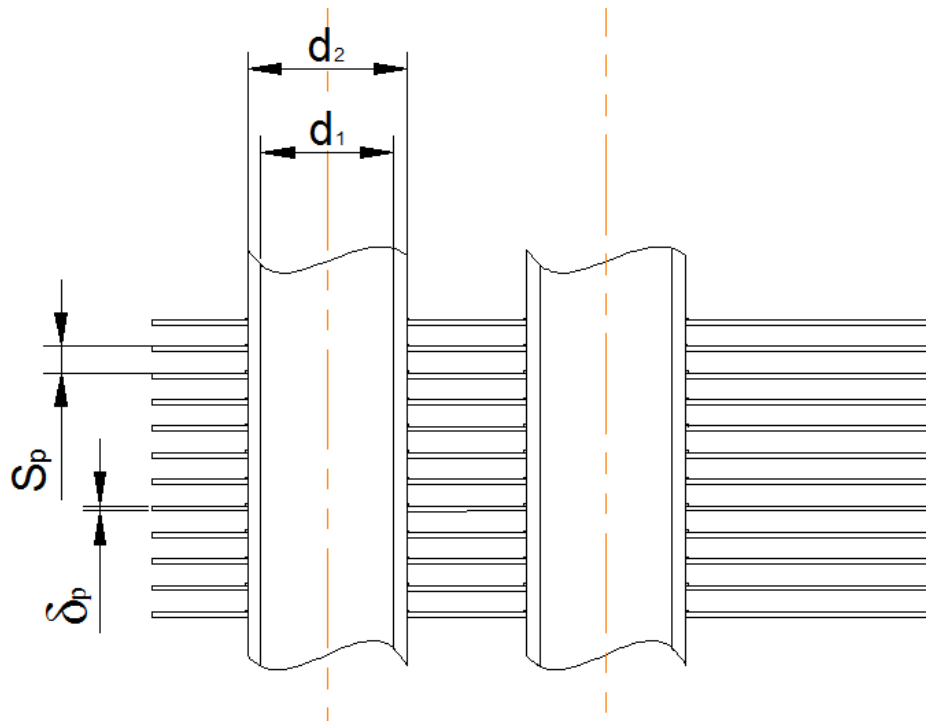


Рисунок 3.2 – Схема оребрення труб

Геометричні параметри теплообмінного апарату

Визначаємо площу живого перетину одного міжреберного каналу в поперечному ряду пучка[34]:

$$f_1 = (S_1 - d_2) \cdot (S_p - \delta_p), \text{ м}^2$$

$$f_1 = (0.025 - 0.012) \cdot (0.002 - 0.0004) = 2.08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість ребер до 1 метру довжини труби[4]:

$$n_p = \frac{1000}{S_p} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ шт}$$

Визначаємо поверхню ребер[34]:

$$F_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_2^2) \cdot n_p}{4}, \text{ м}^2$$

$$F_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0.023^2 - 0.012^2) \cdot 500}{4} = 0.302 \text{ м}^2$$

Визначаємо поверхню 1 метра довжини труби вільної від ребер[34]:

$$F_{\pi} = \pi \cdot d_2 \cdot (1 - \delta_p \cdot n_p) p, \text{ м}^2$$

$$F_{\pi} = \pi \cdot 0.012 \cdot (1 - 0.0004 \cdot 500) = 0.03 \text{ м}^2$$

Визначаємо внутрішню поверхню труби на 1 метр[34]:

$$F_3 = \pi \cdot d_1, \text{ м}^2$$

$$F_3 = \pi \cdot 0.01 = 0.031, \text{ м}^2$$

Знаходимо повну площу зовнішньої ребристої поверхні[34]:

$$F_{pc} = F_p + F_{\pi}, \text{ м}^2$$

$$F_{pc} = 0.302 + 0.03 = 0.332 \text{ м}^2$$

Знаходимо коефіцієнт оребрення поверхні[34]:

$$\beta = \frac{F_{pc}}{F_3} = \frac{0.332}{0.031} = 10.585$$

3.1.3 Тепловий розрахунок теплообмінного апарату

$$t'^1 = 65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{12} = 45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{13} = 45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t''1 = 39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

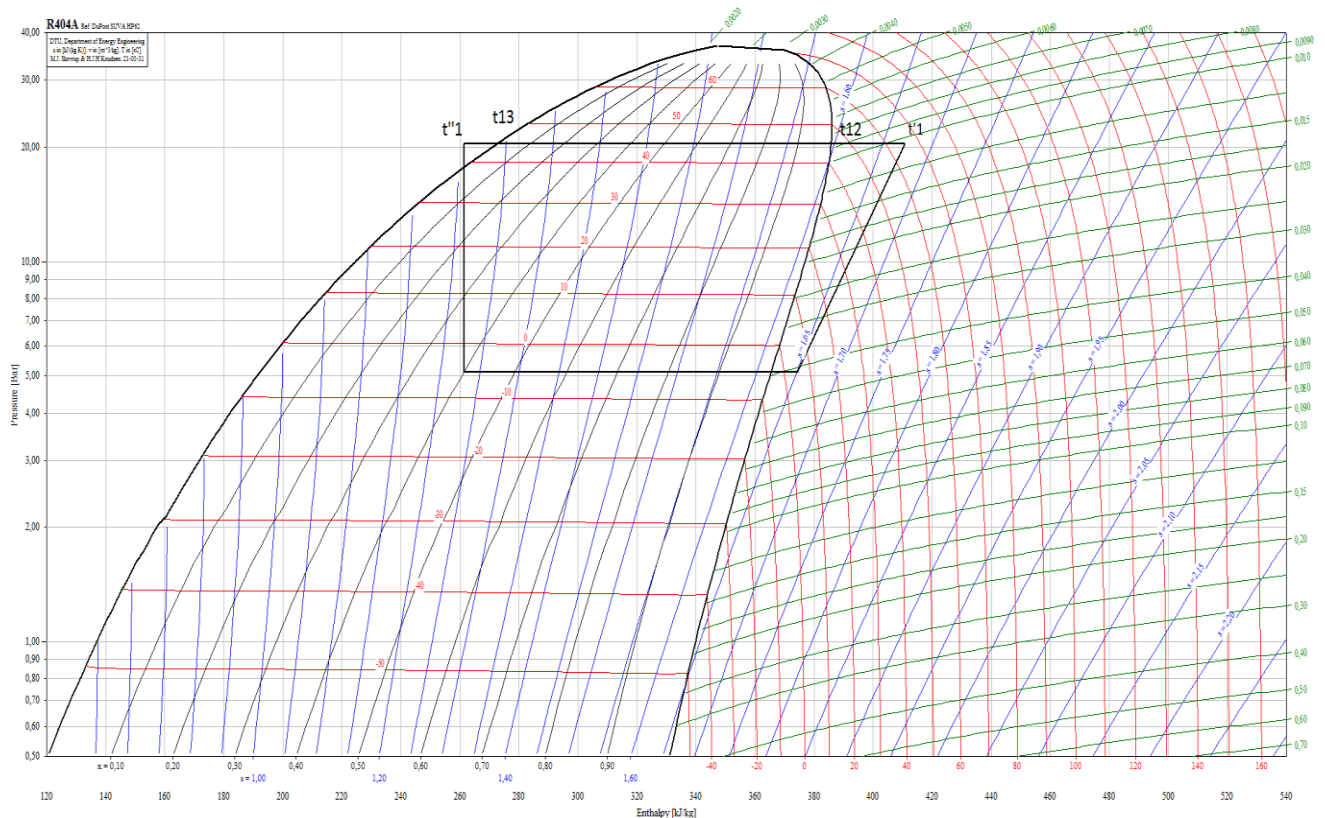


Рисунок 3.3 – Цикл холодильної машини

Знаходимо ентальпії для точок на ділянках перегріву пара, конденсації і переохолодження:

$$i'1 = 411 \text{ кДж} \quad i12 = 385.62 \text{ кДж} \quad i13 = 272.68 \text{ кДж} \quad i''1 = 261.41 \text{ кДж}$$

За рівнянням теплового балансу визначимо теплову потужність теплообмінного апарату – конденсатора [36]:

$$Q1 = G_{\text{фреон}} \cdot (i'1 - i12) = 0.1 \cdot (4.11 \cdot 10^5 - 3.856 \cdot 10^5) = 2.538 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q2 = G_{\text{фреон}} \cdot (i12 - i13) = 0.1 \cdot (3.856 \cdot 10^5 - 2.727 \cdot 10^5) = 1.129 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

$$Q3 = G_{\text{фреон}} \cdot (i13 - i''1) = 0.1 \cdot (2.727 \cdot 10^5 - 2.614 \cdot 10^5) = 1.127 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q\Sigma = Q1 + Q2 + Q3 = 2.538 \cdot 10^3 + 1.129 \cdot 10^3 + 1.127 \cdot 10^3 = 1.496 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

Наступним кроком знаходимо температури повітря на таких самих ділянках теплообмінного апарату[35].

$$t22 = t_{\text{возд1}} + \frac{Q3}{G_{\text{возд}} \cdot c_{p2}} = 32 + \frac{1.127 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 1005} = 32.701 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{23} = t_{22} + \frac{Q_2}{G_{\text{возд}} \cdot C_{p2}} = 32.701 + \frac{1.129 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 1005} = 39.725 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t''_2 = t_{23} + \frac{Q_1}{G_{\text{возд}} \cdot C_{p2}} = 39.725 + \frac{2.538 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 1005} = 41.303 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розбиваємо на ділянки розрахунок теплообмінного апарату:

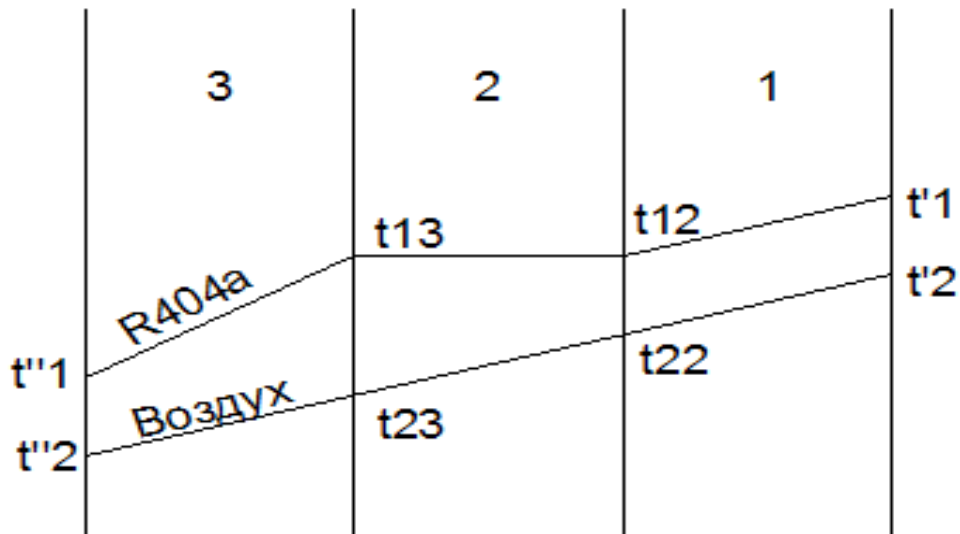


Рисунок 3.4 – Ділянки теплообмінного апарату

Тепловий розрахунок теплообмінного апарату на ділянці перегріву пару

Теплофізичні властивості теплоносіїв при їх середній температурі:

Повітря

$$t'_2 = 41,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{22} = 39,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ср}2} = \frac{t'_2 + t_{22}}{2} = 40.515 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_2 = 1.127 \text{ кг/м}^3$$

$$\lambda_2 = 2.71 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\nu_2 = 16.96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$C_{p2} = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

$$Pr_2 = 0.712$$

Для початку беремо швидкість у вузькому перерізі пучка труб $W_B = 6 \text{ м/с}$ і

кількість труб в поперечному ряду пучка $Z_1 = 28$ шт.

Фреон 404a

$$t'_1 = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{12} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ср}1} = \frac{t'_1 + t_{12}}{2} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_1 = 104.852 \text{ кг/м}^3$$

$$\lambda_1 = 0.01617 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\nu_1 = 1.323 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$C_{p1} = 1207.61 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

$$Pr_1 = 1.0363$$

Визначимо необхідну площу живого перетину пучка ребристих труб для проходу повітря[36]:

$$f_2 = \frac{G_{\text{возд}}}{\rho_2 \cdot W_{\text{в}}} = \frac{1.6}{1,127 \cdot 6} = 0.237 \text{ м}^2$$

де $W_{\text{в}}$ – швидкість повітря в межреберному просторі, м/с;

ρ_2 – густина повітря при середній температурі, кг/м³;

$G_{\text{возд}}$ – витрата повітря, кг/с.

Площа прохідного перерізу трубки[36]:

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.01^2}{4} = 7.854 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Приймаємо швидкість фреону в трубах: $W_1' = 2 \text{ М/с}$.

Виходячи з необхідної площі живого перетину для проходу повітря, визначаємо довжину труб в ТА[35]:

$$L_{\text{тр}} = \frac{f_2 \cdot S_{\text{р}}}{f_1 \cdot Z_1} = \frac{0.237 \cdot 0.002}{2.08 \cdot 10^{-5} \cdot 28} = 0.813 \text{ м}$$

Приймаємо довжину труби: $L_{\text{тр}}' = 1 \text{ м}$.

Уточнимо швидкість для проходу повітря[36]:

$$W_{\text{в}}' = \frac{L_{\text{тр}} \cdot W_{\text{в}}}{L_{\text{тр}}'} = \frac{0.813 \cdot 6}{1} = 4.875 \text{ М/с}$$

Подальші розрахунки проводимо з використанням уточненої швидкості для повітря. Визначимо площу живого перетину для проходу фреону[35]:

$$f1' = \frac{G_{\text{фреон}}}{\rho_1 \cdot W1'} = \frac{0.1}{104,852 \cdot 2} = 4.769 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $W1'$ – прийнята швидкість фреону в трубі, м/с;

ρ_1 – густина фреону при середній температурі, кг/м³;

$G_{\text{фреон}}$ – витрата фреону, кг/с.

Визначимо кількість заходів для фреону:

$$n_{\text{зах}} = \frac{f1'}{f_{\text{гр}}} = \frac{4.769 \cdot 10^{-4}}{7.854 \cdot 10^{-5}} = 6.072$$

Приймаємо кількість заходів для фреону: $n_{\text{зах}}' = 2$

Уточнимо швидкість течії фреону[35]:

$$W1' = \frac{W1 \cdot n_{\text{зах}}}{n_{\text{зах}}'} = \frac{2 \cdot 6.072}{2} = 6.072 \text{ м/с}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, коефіцієнти C і m приймаємо до шахового пучку $c_1 = 0.223$, $m_1 = 0.65$.

$$\begin{aligned} h_p &= \frac{D_p - d_2}{2} = \frac{0.023 - 0.012}{2} = 5.5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad [4] \\ \alpha_2 &= \frac{\lambda_2}{S_p} \cdot \left(\frac{W_{B'}}{v_2} \cdot S_p \right)^{m_1} \cdot \left(\frac{d_2}{S_p} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{S_p} \right)^{-0,14} \cdot c_1 = \\ &= \frac{2.71 \cdot 10^{-2}}{0.002} \cdot \left(\frac{4.875 \cdot 0.002}{16.96 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot \left(\frac{0.012}{0.002} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{5.5 \cdot 10^{-3}}{0.002} \right)^{-0,14} \cdot 0.223 = \\ &= 61.984 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності при середній температурі повітря, Вт/м · К;

v_2 – кінематична в'язкість при середній температурі повітря, м²/с.

Визначаємо коефіцієнт ефективності ребер:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_2}{\delta p \cdot \lambda_{\text{ребер}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 61.984}{0,0004 \cdot 220}} = 37.533$$

де $\lambda_{\text{ребер}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребер (алюмінію), Вт/м · К.

$$\eta_p = \frac{\tanh(m \cdot h_p)}{m \cdot h_p} = \frac{\tanh(37.533 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3})}{37.533 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3}} = 0.986$$

Знаходимо наведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря [1]:

$$\begin{aligned} \alpha_{2\text{усл}} &= \frac{\alpha_2 \cdot (\eta_p \cdot F_p + F_n)}{F_{\text{pc}}} = \frac{61.984 \cdot (0.986 \cdot 0.302 + 0.03)}{0.332} = \\ &= 61.197 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок.

Для цього:

Визначаємо число Рейнольдса[35]:

$$Re_1 = \frac{W_1' \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{6.072 \cdot 0.01}{1.323 \cdot 10^{-7}} = 4.588 \cdot 10^5$$

де ν_1 – кінематична в'язкість при середній температурі фреону;

d_1 – внутрішній діаметр.

Для коефіцієнта тепловіддачі при турбулентному режимі руху знаходимо роботу Нуссельта [1]:

$$Nu_1 = 0.021 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^{0.43} = 0.021 \cdot (4.588 \cdot 10^5)^{0.8} \cdot 1.0363^{0.43} = 721.43$$

де Pr_1 – число Прандтля при середній температурі фреону.

Визначаємо конвективний коефіцієнт тепловіддачі[35]:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності при середній температурі фреону, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

$$\alpha_1 = \frac{721.43 \cdot 0.01617}{0.01} = 1.167 \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі для зони зняття перегріву пару [36]:

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{М1}}\right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{2усл}}}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

де $\lambda_{М1}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб (міді), $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.167 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{61.197}} = 39.305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Знайдемо середньолагорифмічний температурний напір [36]:

$$\Delta t = \frac{(t'1 - t'2) - (t12 - t22)}{\ln\left(\frac{t'1 - t'2}{t12 - t22}\right)} = \frac{(65 - 41,303) - (45 - 39,725)}{\ln\left(\frac{65 - 41,303}{45 - 39,725}\right)} = 12.262 \text{ }^\circ\text{C}$$

Знайдемо потрібну площу теплообмінної поверхні на даній ділянці[36]:

$$F1 = \frac{Q1}{kpc \cdot \Delta t} = \frac{2.538 \cdot 10^3}{39.305 \cdot 12.262} = 5.266 \text{ м}^2$$

Тепловий розрахунок теплообмінного апарату на ділянці конденсації пару

Теплофізичні властивості теплоносіїв при їх середній температурі:

Повітря	Фреон 404a
$t_{22} = 39.73 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{12} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
$t_{23} = 32.7 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{13} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{cp22} = \frac{t_{22} + t_{23}}{2} = 36.213 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{cp12} = \frac{t_{12} + t_{13}}{2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
$\rho_{22} = 1,127 \text{ кг/м}^3$	$\rho_{12} = 847.06 \text{ кг/м}^3$
	$\rho_{12'} = 116.56 \text{ кг/м}^3$
$\lambda_{22} = 2.682 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\lambda_{12} = 0.0582 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
	$\lambda_{12'} = 0.0154 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
$\nu_{22} = 16.598 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\nu_{12} = 1.259 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$
	$\nu_{12'} = 1.15 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$
$c_{p22} = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$	$c_{p12} = 2098.66 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$
	$c_{p12'} = 1308.05 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$
$Pr_{22} = 0.706$	$Pr_{12} = 3.85$
	$Pr_{12'} = 1.145$

Для початку визначимо швидкість фреону в трубах [36]:

$$W_{12} = \frac{G_{\text{фреон}}}{\rho_{12} \cdot n_{\text{зах}}' \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{0.1}{847.06 \cdot 2 \cdot 7.854 \cdot 10^{-5}} = 0.752 \text{ м/с}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря [36]:

$$\alpha_{22} = \frac{\lambda_{22}}{S_p} \cdot \left(\frac{W_{B'} \cdot S_p}{\nu_{22}} \right)^{m_1} \cdot \left(\frac{d_2}{S_p} \right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h_p}{S_p} \right)^{-0.14} \cdot c_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_{22} = \frac{2.682 \cdot 10^{-2}}{0.002} \cdot \left(\frac{4.875 \cdot 0.002}{16.598 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.65} \cdot \left(\frac{0.012}{0.002} \right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{5.5 \cdot 10^{-3}}{0.002} \right)^{-0.14} \cdot 0.223$$

$$= 62.21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт ефективності ребер[36]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{22}}{\delta p \cdot \lambda_{\text{ребер}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 62.21}{0,0004 \cdot 220}} = 37.601$$

$$\eta_{p2} = \frac{\tanh(m \cdot h_p)}{m \cdot h_p} = \frac{\tanh(37.601 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3})}{37.601 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3}} = 0.986$$

Знаходимо наведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря [36]:

$$\begin{aligned} \alpha_{2\text{усл}2} &= \frac{\alpha_{22} \cdot (\eta_{p2} \cdot F_p + F_{\Pi})}{F_{\text{pc}}} = \frac{62.21 \cdot (0.986 \cdot 0.302 + 0.03)}{0.332} = \\ &= 61.417 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})} \end{aligned}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок.

Для цього:

Визначаємо число Рейнольдса: [36]

$$Re_{12} = \frac{W_{12} \cdot d_1}{\nu_{12}} = \frac{0.752 \cdot 0.01}{1.259 \cdot 10^{-7}} = 5.97 \cdot 10^4$$

де ν_{12} – кінематична в'язкість при середній температурі фреону.

$$Nu_{12} = 0.021 \cdot Re_{12}^{0.8} \cdot Pr_{12}^{0.43} = 0.021 \cdot 5.97 \cdot 10^{4 \cdot 0.8} \cdot 3.85^{0.43} = 248.153$$

Визначаємо конвективний коефіцієнт тепловіддачі [36]:

$$\alpha_{12} = \frac{Nu_{12} \cdot \lambda_{12}}{d_1} = \frac{248.153 \cdot 0.0582}{0.01} = 1.433 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

де λ_{12} – коефіцієнт теплопровідності при середній температурі фреону, Вт/м · К.

Знайдемо середній коефіцієнт тепловіддачі по всій довжині труби [36]:

$$\alpha_{22'} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + x_1 \cdot \frac{\rho_{12} - \rho_{12'}}{\rho_{12'}}} + \sqrt{1 + x_2 \cdot \frac{\rho_{12} - \rho_{12'}}{\rho_{12'}}}, \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

де x – коефіцієнт повної конденсації пари ($x_1 = 1, x_2 = 0$).

$$\begin{aligned} \alpha_{22'} &= \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + 1 \cdot \frac{847.06 - 116.56}{116.56}} + \sqrt{1 + 0 \cdot \frac{847.06 - 116.56}{116.56}} \\ &= 2.669 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})} \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі для зони конденсації парів фреону[36]:

$$\begin{aligned} k_{pc2} &= \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{22'}} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda M1}\right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_3} + \frac{1}{\alpha_{2усл2}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \\ k_{pc} &= \frac{1}{\left(\frac{1}{2.669 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{61.417}} = 49.32 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

Знайдемо середньолагарифмічний температурний напір [36]:

$$\Delta t_2 = \frac{(t_{12} - t_{23}) - (t_{13} - t_{22})}{\ln\left(\frac{t_{12} - t_{23}}{t_{13} - t_{22}}\right)} = \frac{(45 - 32.7) - (45 - 39.73)}{\ln\left(\frac{45 - 32.7}{45 - 39.73}\right)} = 8.298 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Знайдемо потрібну площу теплообмінної поверхні на даній ділянці[36]:

$$F2 = \frac{Q2}{kpc2 \cdot \Delta t2} = \frac{1.129 \cdot 10^3}{49.32 \cdot 8.298} = 27.597 \text{ м}^2$$

Тепловий розрахунок теплообмінного апарату на ділянці переохолодження
Теплофізичні властивості теплоносіїв при їх середній температурі:

Повітря	Фреон 404а
$t23 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$	$t13 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
$t''2 = 32.7 \text{ }^\circ\text{C}$	$t''1 = 39 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{cp23} = \frac{t23 + t''2}{2} = 32.35 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{cp13} = \frac{t13 + t''1}{2} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$
$\rho23 = 1,127 \text{ кг/м}^3$	$\rho13 = 870.956 \text{ кг/м}^3$
$\lambda23 = 2.71 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\lambda13 = 5.99 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
$\nu23 = 16.97 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	$\nu13 = 1.27 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2/\text{с}$
$c_{p23} = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$	$c_{p13} = 2000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$
$Pr23 = 0.711$	$Pr13 = 3.68$

Для початку визначимо швидкість фреону в трубках[36]:

$$W13 = \frac{G_{\text{фреон}}}{\rho13 \cdot n_{\text{зах}} \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{0.1}{870.956 \cdot 2 \cdot 7.854 \cdot 10^{-5}} = 0.731 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря [35]:

$$\alpha23 = \frac{\lambda23}{S_p} \cdot \left(\frac{W_{B'} \cdot S_p}{\nu23}\right)^{m_1} \cdot \left(\frac{d2}{S_p}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{S_p}\right)^{-0,14} \cdot c_1 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

$$\alpha2 = \frac{2.71 \cdot 10^{-2}}{0.002} \cdot \left(\frac{4.875 \cdot 0.002}{16.97 \cdot 10^{-6}}\right)^{0.65} \cdot \left(\frac{0.012}{0.002}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{5.5 \cdot 10^{-3}}{0.002}\right)^{-0,14} \cdot 0.223$$

$$= 61.96 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

Визначаємо коефіцієнт ефективності ребер[36]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha23}{\delta p \cdot \lambda_{\text{ребер}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 61.96}{0,0004 \cdot 220}} = 37.526$$

де $\lambda_{\text{ребер}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребер (алюмінію), Вт/м · град.

$$\eta_{p3} = \frac{\tanh(m \cdot hp)}{m \cdot hp} = \frac{\tanh(37.526 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3})}{37.526 \cdot 5.5 \cdot 10^{-3}} = 0.986$$

Знаходимо наведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря [36]:

$$\begin{aligned} \alpha_{2\text{усл}3} &= \frac{\alpha_{23} \cdot (\eta_{p3} \cdot F_p + F_n)}{F_{pc}} = \frac{61.96 \cdot (0.986 \cdot 0.302 + 0.03)}{0.332} \\ &= 61.174 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})} \end{aligned}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок.

Для цього:

Визначаємо число Рейнольдса[36]:

$$Re_{13} = \frac{W_{13} \cdot d_1}{\nu_{13}} = \frac{0.731 \cdot 0.01}{1.27 \cdot 10^{-2}} = 5.774 \cdot 10^4$$

де ν_{13} – кінематична в'язкість при середній температурі фреону [36].

$$Nu_{13} = 0.021 \cdot Re_{13}^{0.8} \cdot Pr_{13}^{0.43} = 0.021 \cdot 5.774 \cdot 10^4^{0.8} \cdot 3.68^{0.43} = 236.97$$

Визначаємо конвективний коефіцієнт тепловіддачі [36]:

$$\alpha_{13} = \frac{Nu_{13} \cdot \lambda_{13}}{d_1} = \frac{236.97 \cdot 5.99 \cdot 10^{-2}}{0.01} = 1.422 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

де λ_{13} – коефіцієнт теплопровідності при середній температурі фреону, Вт/м·град.

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі для зони переохолодження фреону [36]:

$$k_{pc3} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{13}} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{M1}}\right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_3} + \frac{1}{\alpha_{2усл3}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.422 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{61.174}} = 41.981 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Знайдемо середньологарифмічний температурний напір [36]:

$$\Delta t_3 = \frac{(t_{13} - t''_2) - (t''_1 - t_{23})}{\ln\left(\frac{t_{13} - t''_2}{t''_1 - t_{23}}\right)} = \frac{(45 - 32.7) - (39 - 32)}{\ln\left(\frac{45 - 32.7}{39 - 32}\right)} = 9.402 \text{ }^\circ\text{C}$$

Знайдемо потрібну площу теплообмінної поверхні на даній ділянці[36]:

$$F_3 = \frac{Q_3}{k_{pc3} \cdot \Delta t_3} = \frac{1.127 \cdot 10^3}{41.981 \cdot 9.402} = 2.855 \text{ м}^2$$

3.1.4 Компонування теплообмінного апарату

Виходячи з суми потрібних площ ТОА визначаємо габаритні розміри даного конденсатора [34].

$$F_{\Sigma} = F_1 + F_2 + F_3 = 5,266 + 27.597 + 2.855 = 35.718 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість рядів труб в теплообмінному апараті[34]:

$$n_{\text{ряд}} = \frac{F\Sigma}{Z1 \cdot F_{\text{рс}} \cdot L_{\text{тр}'}} = \frac{35.718}{28 \cdot 0.332 \cdot 1} = 3.836 \text{ шт}$$

Приймаємо кількість рядів $n'_{\text{ряд}} = 4$ шт.

Уточнимо площу теплообмінної поверхні[34]:

$$F\Sigma' = \frac{F\Sigma \cdot n'_{\text{ряд}}}{n_{\text{ряд}}} = \frac{35.718 \cdot 4}{3.836} = 37.244 \text{ м}^2$$

Визначимо запас площі:

$$\delta F\Sigma' = \frac{(F\Sigma' - F\Sigma)}{F\Sigma} \cdot 100\% = \frac{(37.244 - 35.718)}{35.718} \cdot 100\% = 4.272 \%$$

Для шахового трубного пучка визначаємо висоту і ширину ТОА [34]:

$$\begin{aligned} H_{\text{та}} &= (Z1 + 1) \cdot S1 + \frac{S1}{2} + 2 \cdot \left(\frac{d2}{2} + hp \right) = \\ &= (28 + 1) \cdot 0.025 + \frac{0.025}{2} + 2 \cdot \left(\frac{0.012}{2} + 5.5 \cdot 10^{-3} \right) = 0.761 \text{ м} \\ B_{\text{та}} &= (n'_{\text{ряд}} - 1) \cdot 0.021 + 2 \cdot \left(\frac{d2}{2} + hp \right) = \\ &= (4 - 1) \cdot 0.021 + 2 \cdot \left(\frac{0.012}{2} + 5.5 \cdot 10^{-3} \right) = 0.086 \text{ м} \end{aligned}$$

Визначаємо дійсну довжину труб в ТОА[34]:

$$L_{\text{общ}} = Z1 \cdot n'_{\text{ряд}} \cdot \frac{L_{\text{тр}'}}{n_{\text{зах}'}} = 28 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2} = 56 \text{ м}$$

І визначимо довжину на кожній ділянці[34]:

$$L_1 = \frac{L_{\text{заг}} \cdot F1}{F\Sigma} = \frac{56 \cdot 5,266}{35,718} = 8,256 \text{ м}$$

$$L_2 = \frac{L_{\text{заг}} \cdot F2}{F\Sigma} = \frac{56 \cdot 27,597}{35,718} = 43,267 \text{ м}$$

$$L_3 = \frac{L_{\text{общ}} \cdot F3}{F\Sigma} = \frac{56 \cdot 2,855}{35,718} = 4,476 \text{ м}$$

3.1.5 Гідравлічний розрахунок теплообмінного апарата

Гідравлічний розрахунок теплообмінника, проводимо для трьох ділянок (перегрів пару, конденсації і переохолодження). Опір при русі теплоносія через теплообмінник на першій ділянці виражається формулою[36]:

$$P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{у}}, \text{ Па}$$

де $\Delta P_{\text{тр}}$ – гідравлічний опір тертя, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ – сума втрат тиску в місцевих опорах, Па;

$\Delta P_{\text{у}}$ – втрати тиску, обумовлені прискоренням (гальмуванням) потоку, Па.

Гідравлічний опір тертя на ділянці перегріву

Втрати тиску на тертя в трубах можуть бути визначені за формулою, [36]

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{L_1}{d1} \cdot \frac{\rho1 \cdot W1'^2}{2}, \text{ Па}$$

де $\xi_{\text{тр}}$ – коефіцієнт опору тертя;

L_1 – довжина каналу на ділянці;

$d1$ – внутрішній діаметр;

$\rho1, W1'$ – густина і швидкість теплоносія на ділянці.

Коефіцієнт опору тертя $\xi_{\text{тр}}$ визначається наступним чином:

При турбулентному ізотермічному режимі течії[36]:

$$\xi_{\text{тр}} = (1.82 \cdot \log(Re_1) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi_{\text{тр}} = (1.82 \cdot \log(Re_1) - 1.64)^{-2} = (1.82 \cdot \log(4.588 \cdot 10^5) - 1.64)^{-2} = 0.013$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \cdot \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1'^2}{2} = 0.013 \cdot \frac{8.256}{0.01} \cdot \frac{104.852 \cdot 6.072^2}{2} = 2.126 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Визначимо місцеві гідравлічні втрати[36]:

$$\Delta P_{\text{м}} = 0.5 \cdot \xi_{\text{м}} \cdot \rho_1 \cdot W_1', \text{ Па}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору, визначаємо наступним чином:

$$\xi_{\text{м}} = \sin^2(0.5 \cdot \alpha) + 2 \cdot \sin^4(0.5 \cdot \alpha);$$

$$\xi_{\text{м}} = \sin^2(0.5 \cdot 180) + 2 \cdot \sin^4(0.5 \cdot 180) = 2.077$$

де α – кут повороту потоку.

$$\Delta P_{\text{м}} = 0.5 \cdot (2.077 \cdot 8) \cdot 104.852 \cdot 6.072 = 5.288 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір при раптовому звуженні потоку

Визначаємо гідравлічний опір при раптовому звуженні потоку[36]:

$$\Delta P_{\text{у}} = 0.5 \cdot \xi_{\text{у}} \cdot \rho_1 \cdot W_1', \text{ Па}$$

$$\xi_{\text{у}} = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2$$

де F_1, F_2 – площа перетину каналу до і після раптового звуження потоку.

$$\xi_{\text{у}} = \left(1 - \frac{78.54}{380.133}\right)^2 = 0.629$$

$$\Delta P_y = 0.5 \cdot 0.629 \cdot 104.852 \cdot 6.072 = 200.365 \text{ Па}$$

Визначимо повний опір при русі теплоносія через теплообмінник:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_y = 2.126 \cdot 10^4 + 5.288 \cdot 10^3 + 200.365 = \\ &= 2.674 \cdot 10^4 \text{ Па} \end{aligned}$$

Гідравлічний опір при конденсації пари

При конденсації пари в горизонтальних трубах величина гідравлічного опору визначається за формулою [37]:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр}2} + \Delta P_{\text{уск}2}, \text{ Па}$$

де $\Delta P_{\text{тр}2}$ – гідравлічний опір тертя, Па;

$\Delta P_{\text{уск}2}$ – втрати тиску, обумовлені прискоренням потоку, Па.

Гідравлічний опір тертя при конденсації пари

Втрати тиску на тертя в трубах можуть бути визначені за формулою [37]:

$$\Delta P_{\text{тр}2} = \xi_{\text{тр}2} \cdot \frac{L_2}{d1} \cdot \frac{\rho_{12} \cdot W_{12}^2}{19,6} \cdot \left(1 + X_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{\rho_{12}}{\rho_{12'}} - 1 \right) \right), \text{ Па}$$

$$\text{де } X_{\text{ср}} = \frac{X_{\text{поч}} - X_{\text{кін}}}{2} = 0.5$$

$\xi_{\text{тр}2}$ – коефіцієнт опору тертя;

L_2 – довжина каналу на ділянці;

$d1$ – внутрішній діаметр;

ρ_{12}, W_{12}' – густина і швидкість теплоносія на ділянці.

Коефіцієнт гідравлічного опору за такою формулою [37]:

$$\xi_0 = (1.82 \cdot \log(Re_{12}) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi_0 = (1.82 \cdot \log(5.97 \cdot 10^4) - 1.64)^{-2} = 0.0201$$

Коефіцієнт опору тертя $\xi_{\text{тр}2}$ при конденсації пари в трубі визначається наступним чином [37]:

$$\xi_{\text{тр}2} = C_2 \cdot \xi_0 \cdot \left(\frac{\rho_{12}}{\rho_{12}'}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{L_2}{d_1}\right)^{0.15} + \frac{2 \cdot (X_{\text{нач}} - X_{\text{кон}})}{\frac{L_2}{d_1}};$$

При вході в трубу чистого пара ($X_{\text{нач}} = 1$), значення коефіцієнта C_2 у формулі дорівнює 0.45.

$$\xi_{\text{тр}2} = 0.45 \cdot 0.0201 \cdot \left(\frac{847.06}{116.56}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{43.267}{0.01}\right)^{0.15} + \frac{2 \cdot (1 - 0)}{\frac{43.267}{0.01}} = 0.039$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{тр}2} &= 0.039 \cdot \frac{43.267}{0.01} \cdot \frac{847.06 \cdot 0.752^2}{19.6} \cdot \left(1 + 0.5 \cdot \left(\frac{847.06}{116.56} - 1\right)\right) = \\ &= 1.711 \cdot 10^4 \text{ Па} \end{aligned}$$

Величина втрат тиску на прискорення потоку $\Delta P_{\text{уск}}$, при повній конденсації [37]:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{уск}2} &= \frac{\rho_{12}'}{9.8} \cdot (W_{12})^2 \cdot \left(1 - \frac{\rho_{12}'}{\rho_{12}}\right) = \frac{116.56}{9.8} \cdot (0.752)^2 \cdot \left(1 - \frac{116.56}{847.06}\right) \\ &= 5.794 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр}2} + \Delta P_{\text{уск}2} = 1.711 \cdot 10^4 + 5.794 = 1.712 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Гідравлічний розрахунок теплообмінного апарату на ділянці переохолодження

Опір при русі теплоносія через теплообмінник на ділянці виражається формулою [37]:

$$P_3 = \Delta P_{\text{тр3}} + \Delta P_{\text{м3}} + \Delta P_{\text{у3}}, \text{ Па}$$

де $\Delta P_{\text{тр3}}$ – гідравлічний опір тертя, Па;

$\Delta P_{\text{м3}}$ – сума втрат тиску в місцевих опорах, Па;

$\Delta P_{\text{у3}}$ – втрати тиску, обумовлені прискоренням (гальмуванням) потоку, Па.

Гідравлічний опір тертя

Втрати тиску на тертя в трубах можуть бути визначені за формулою [37]:

$$\Delta P_{\text{тр3}} = \xi_{\text{тр3}} \cdot \frac{L_3}{d1} \cdot \frac{\rho_{13} \cdot W_{13}^2}{2}, \text{ Па}$$

де $\xi_{\text{тр3}}$ – коефіцієнт опору тертя;

L_3 – довжина каналу на ділянці;

$d1$ – внутрішній діаметр;

ρ_{11}, W_{13} – густина і швидкість теплоносія на ділянці.

Коефіцієнт опору тертя $\xi_{\text{тр3}}$ визначається наступним чином [36]:

При турбулентному ізотермічному режимі течії:

$$\xi_{\text{тр3}} = (1.82 \cdot \log(Re_{13}) - 1.64)^{-2}$$

$$\xi_{\text{тр}} = (1.82 \cdot \log(5.774 \cdot 10^4) - 1.64)^{-2} = 0.0203$$

$$\Delta P_{\text{тр3}} = \xi_{\text{тр3}} \cdot \frac{L_3}{d1} \cdot \frac{\rho_{13} \cdot W_{13}^2}{2} = 0.0203 \cdot \frac{4.48}{0.01} \cdot \frac{870.96 \cdot 0.731^2}{2} = 2.11 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Визначимо місцеві гідравлічні опори:

$$\Delta P_{\text{м3}} = 0.5 \cdot \xi_{\text{м}} \cdot \rho_1 \cdot W_1', \text{ Па}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору, визначаємо наступним чином:

$$\xi_M = \sin^2(0.5 \cdot \alpha) + 2 \cdot \sin^4(0.5 \cdot \alpha);$$

$$\xi_M = \sin^2(0.5 \cdot 180) + 2 \cdot \sin^4(0.5 \cdot 180) = 2.077$$

де α – кут повороту потоку.

$$\Delta P_{M3} = 0.5 \cdot (2.077 \cdot 4) \cdot 870.96 \cdot 0.731 = 2.644 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір при раптовому звуженні потоку

Визначаємо гідравлічний опір при раптовому звуженні потоку [36]:

$$\Delta P_y = 0.5 \cdot \xi_{y3} \cdot \rho_{13} \cdot W_{13}, \text{ Па}$$

$$\xi_{y3} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2;$$

де F_1, F_2 – площа перетину каналу до і після раптового звуження потоку [36].

$$\xi_{y3} = \left(1 - \frac{78.54}{380.133}\right)^2 = 0.629$$

$$\Delta P_{y3} = 0.5 \cdot 0.629 \cdot 870.96 \cdot 0.731 = 200.365 \text{ Па}$$

Визначимо повний опір при русі теплоносія на ділянці [36]:

$$\Delta P_3 = \Delta P_{тр} + \Delta P_M + \Delta P_y = 2.11 \cdot 10^3 + 2.644 \cdot 10^3 + 200.365 =$$

$$= 4.955 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Визначимо повний опір при русі теплоносія через теплообмінник [36]:

$$\begin{aligned}\Delta P_{\Sigma} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 2.674 \cdot 10^4 + 1.712 \cdot 10^4 + 4.955 \cdot 10^3 \\ &= 4.882 \cdot 10^4 \text{ Па}\end{aligned}$$

Потрібна потужність насосу для прокачування гріючого теплоносія

$$N = \frac{GR404a \cdot \Delta P_{\Sigma}}{\rho_1 \cdot \eta_n} = \frac{0.1 \cdot 4.882 \cdot 10^4}{104.85 \cdot 0.85} = 54.8 \text{ Вт}$$

де ΔP_{Σ} – повний опір при русі теплоносія;

η_n – ККД насосу;

ρ_1 – густина фреону при середній температурі, кг/м³,

Визначаємо аеродинамічний опір

Аеродинамічний опір поперечно обтічних пучків оребрених труб визначається за формулою [35];

$$\begin{aligned}Re_a &= \frac{W_{B'} \cdot d_2}{\nu_2} = \frac{4.875 \cdot 0.012}{16.96 \cdot 10^{-6}} = 3.45 \cdot 10^3 \\ \Delta p_a &= 1.35 \cdot n'_{\text{ряд}} \cdot \left(\frac{hp}{d_2}\right)^{0.45} \cdot \left(\frac{Sp}{d_2}\right)^{-0.72} \cdot Re_a^{-0.24} \cdot \frac{\rho_2 \cdot W_{B'}^2}{2}, \text{ Па} \\ \Delta p_a &= 1.35 \cdot 4 \cdot \left(\frac{5.5 \cdot 10^{-3}}{0.012}\right)^{0.45} \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{0.012}\right)^{-0.72} \cdot (3.45 \cdot 10^3)^{-0.24} \\ &\quad \cdot \frac{1.127 \cdot 4.875^2}{2} = 26.184 \text{ Па}\end{aligned}$$

В якості відповідного вентилятора був обраний осьовий вентилятор моделі Weiguang YWF-4D-350-S-102/34-G, з наступними характеристиками:

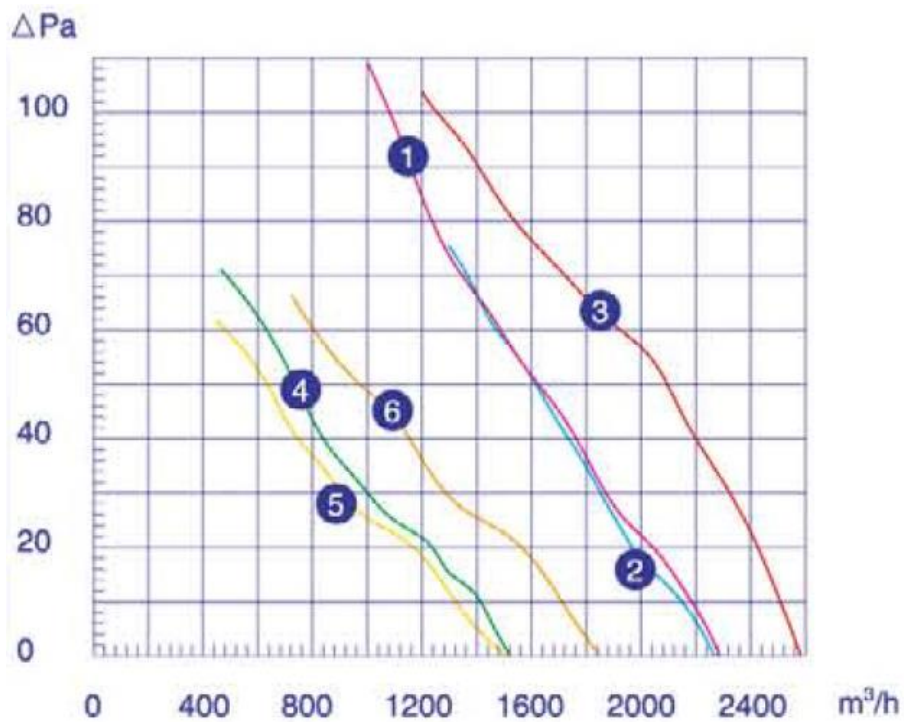


Рисунок 3.5 – Характеристики вентилятора

Для охолодження конденсатора використовується 2 таких вентилятора, які сумарно дають витрату $G = 1900 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ при аеродинамічному опорі $\Delta P = 26 \text{ Па}$, що ідеально підходить для нашого розрахунку.

$$G_v = \frac{G}{3600} \cdot \rho_v = \frac{1900}{3600} \cdot 1.127 = 0.595 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна витрата для двох вентиляторів відповідно буде дорівнювати:

$$G_{v_sum} = G_v \cdot 2 = 1.19 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахуємо сумарну площу витрати для 2 вентиляторів:

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 2;$$

де, D – діаметр вентиляторів, дорівнює 0.4 м, отже

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{0.4^2}{4} \cdot 2 = 0.251 \text{ м}^2$$

Звідси випливає що швидкість потоку повітря, що проходить через вентилятор буде дорівнювати:

$$W_v = \frac{G_{vsum}}{\rho_v \cdot F_{sum}} = \frac{1.19}{1.127 \cdot 0.251} = 4.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.1.6 Розрахунок на міцність

Розрахунок на міцність проводимо для труб під внутрішнім тиском і паяного з'єднання.

Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском

Визначення допустимої товщини стінки і порівняння з прийнятою в розрахунках:

$[\sigma]_B$ – межа міцності для міді, $[\sigma]_B = 240 \text{ МПа}$

$[\sigma]_T$ – межа плинності для міді, $[\sigma]_T = 55 \text{ МПа}$

Допустиму товщину стінки визначаємо за формулою:

$$[\delta] = \frac{P_{BH} \cdot d_1}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_B - P_{BH}} + C, \text{ м}$$

де P_{BH} – внутрішній тиск в трубі, Па;

C – прибавка на корозію;

φ – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва.

$$[\delta] = \frac{20.5 \cdot 10^5 \cdot 0,01}{2 \cdot 1 \cdot [240 \cdot 10^6] - 20.5 \cdot 10^5} + 0.2 \cdot 10^{-3} = 2.429 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$\delta > [\delta]$, що задовольняє міцності вимогам.

Визначення максимально можливого робочого тиску:

$$P_{max}^{роб} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_T \cdot (\delta - C)}{d_1 + (\delta - C)}, \text{ Па}$$

$$P_{max}^{роб} = \frac{2 \cdot 1 \cdot [55 \cdot 10^6] \cdot (0.001 - 0.0002)}{0.01 + (0.001 - 0.0002)} = 8.148 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначення максимально допустимого короткочасного гідравлічного тиску [37]:

$$P_{max}^{гідр} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_B \cdot (\delta - C)}{d_1 + (\delta - C)}, \text{ Па [5]}$$

$$P_{max}^{гідр} = \frac{2 \cdot 1 \cdot [240 \cdot 10^6] \cdot (0.001 - 0.0002)}{0.01 + (0.001 - 0.0002)} = 3.57 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = \frac{P_{max}^{роб}}{P_{BH}} = \frac{8.148 \cdot 10^6}{20.5 \cdot 10^5} = 3.975$$

Розрахунок на міцність паяного з'єднання

Розрахунок на міцність нахлесткового паяного з'єднання полягає у визначенні мінімальної довжини нахльосту [l].

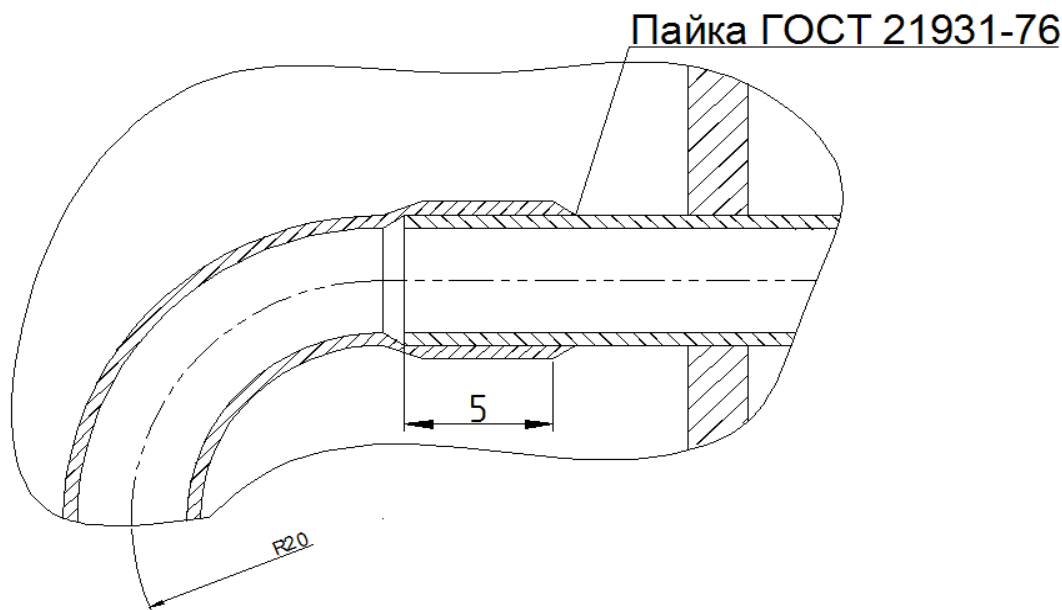


Рисунок 3.6 – Паяне з'єднання

При з'єднанні трубчастих елементів внахлестку перекриття визначається зі співвідношення:

$$[l] = \frac{F \cdot [\sigma]_p}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \tau}, \text{ м}$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження для основного металу виробу при розтягуванні, для міді М1 $[\sigma]_p = 70$ МПа;

R – зовнішній радіус труби;

F – площа перетину листа основного металу;

τ – напруга, що допускається при зрізі паяних з'єднань. Для припою марки ПСр45, $\tau = 250$ МПа.

$$F = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot l, \text{ м}^2$$

де l – прийнята довжина перепуску, м.

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.006 \cdot 0.005 = 1.885 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$[l] = \frac{1.885 \cdot 10^{-4} \cdot 70 \cdot 10^6}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.006 \cdot 250 \cdot 10^6} = 1.4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Умова $[l] < l$ виконується.

3.1.7 Визначення характеристик конденсатора

Визначення ваги трубок

$$m_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{тр}}, \text{ кг [4]}$$

де $\rho_{\text{тр}}$ – густина матеріалу трубок (міді);

$V_{\text{тр}}$ – обсяг трубок.

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot l_{\text{трд}}}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2); [35]$$

$$V_{\text{тр}} = \frac{3.14 \cdot 56}{4} \cdot (0.012^2 - 0.01^2) = 1.935 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$m_{\text{тр}} = 1.935 \cdot 10^{-3} \cdot 8.96 \cdot 10^3 = 17.34 \text{ кг}$$

Визначення ваги ребер

$$m_p = V_p \cdot \rho_p, \text{ кг [35]}$$

де ρ_p – густина матеріалу ребер (алюміній);

V_p – обсяг ребер.

$$V_p = \left(H_{\text{та}} \cdot B_{\text{та}} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot Z1 \cdot n_{\text{зах}'} \right) \cdot \delta_p \cdot n, \text{ м}^3 [35]$$

$$V_p = \left(0.761 \cdot 0.086 - \frac{3.14 \cdot 0.012^2}{4} \cdot 28 \cdot 2 \right) \cdot 0.0004 \cdot 500 = 0.012 \text{ м}^3$$

$$m_p = 0.012 \cdot 2.7 \cdot 10^3 = 31.898 \text{ кг}$$

Визначення маси корпусу

$$m_k = V_k \cdot \rho_k, \text{ кг [35]}$$

де ρ_k – густина матеріалу корпусу (Сталь3);

V_k – обсяг корпусу.

$$V_k = V_{k1} - V_{k2} - V_{k3}; \text{ [35]}$$

де a, b, c – довжина, ширина і товщина листа сталі відповідно, м.

$$V_{k1} = \Sigma(a \cdot b \cdot c) = 0.8 \cdot 1.1 \cdot 0.11 = 0.096, \text{ м}^3$$

$$V_{k2} = \Sigma((a - \delta_{ст}) \cdot (b - \delta_{ст}) \cdot (c - \delta_{ст})) = 0.798 \cdot 1.098 \cdot 0.108 = 0.0946, \text{ м}^3$$

де δ_a – товщина матеріалу корпусу (Сталь3).

$$V_{k3} = \pi \cdot \left(\frac{d2}{2}\right)^2 \cdot \delta_{ст} = \pi \cdot \left(\frac{0.012}{2}\right)^2 \cdot 0.002 = 2.261 \cdot 10^{-7}, \text{ м}^3$$

$$V_k = 0.096 - 0.0946 - 2.261 \cdot 10^{-7} = 0.002199, \text{ м}^3$$

$$m_k = 0.002199 \cdot 7.85 \cdot 10^3 = 17.26 \text{ кг}$$

Визначення маси ТОА

Спростуємо розрахунок, додамо до ваги ТОА 5% запасу від загальної маси апарату [34].

$$m_k = (m_{\text{труб}} \cdot m_{\text{ребер}} \cdot m_{\text{корпуса}}) \cdot 1.05 = 17.34 \cdot 31.898 \cdot 17.26 = 66.6 \text{ кг}$$

Визначення ККД ТОВА

Визначаємо дійсний ККД ТОВА, скористаємося формулою:

$$\eta = \frac{Q_{\Sigma}}{Q_{\text{ТОВА}}}, \%$$

де Q_{Σ} – фактично передана кількість теплоти.

$$Q_{\text{ТОВА}} = G_{\text{возд}} \cdot c_{p2} \cdot (t'1 - t23),$$

де $Q_{\text{ТОВА}}$ – максимальне значення теплоти, яке можливо передати в ідеальному протivotочному теплообміннику.

$$Q_{\text{ТОВА}} = 1.6 \cdot 1005 \cdot (65 - 32) = 5.306 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

$$\eta = \frac{1.496 \cdot 10^4}{5.306 \cdot 10^4} = 0.282 \cdot 100\% = 28.2\%$$

ВИСНОВКИ

В рамках даної роботи був проведений конструкторський розрахунок конденсатора потужністю 15 кВт, для безпосереднього охолодження повітря у холодильній камері фреоном R404a. Теплообмінний апарат являє собою трубчасто-ребристий конденсатор з колективними ребрами труб (кількість труб 28, число ходів 2).

Витрата фреону 0,1 кг/с; витрата повітря 1,6 кг/с.

В ході теплового розрахунку було отримано:

- коефіцієнти тепловіддачі повітря $\alpha_{\text{возд}} = 185.4 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$;
- коефіцієнти тепловіддачі фреону $\alpha_{\text{R404}} = 4032 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$;
- коефіцієнт теплопередачі $K = 131 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$;
- температура повітря на виході з ТОА $t'2 = 41.3 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура переохолодженої пари фреону R404 на виході з ТОА $t''1 = 39 \text{ }^\circ\text{C}$

В результаті розрахунку був сконструйований конденсатор з довжиною теплообмінної поверхні $L = 1 \text{ м}$, висотою $H = 0.761 \text{ м}$ і шириною $B = 0.086 \text{ м}$. Поверхня теплообміну з боку повітря склала $F_{\text{ТА}} = 35.72 \text{ м}^2$. Загальна маса апарату (без хладагента) становить 66.6 кг.

Гідравлічний опір з боку R404a $\Delta P_{\Sigma} = 4.882 \cdot 10^4 \text{ Па}$ з боку повітря $\Delta P_a = 26.184 \text{ Па}$. Проведено розрахунок на міцність найбільш небезпечних ділянок (труба під внутрішнім тиском, паяне з'єднання). Коефіцієнт запасу міцності дорівнює 3.975. Даний конденсатор виконує поставлене перед ним завдання і задовольняє поставленим вимогам.

3.2 Підбір основних агрегатів і компоновка холодильної установки

Холодильний комплекс включає в себе холодильну камеру (ХК), холодильну машину (ХМ) та допоміжні системи для обслуговування. Холодильна камера призначена для підтримки всередині неї певної вологості та температури нижче, ніж температура навколишнього середовища. [1]

Розрахунковий (робочий) режим холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, всмоктування хладагента на вході в компресор та етапу переохолодження рідкого холодоагенту терморегулюючим вентилем (ТРВ).

Найбільш підходяще обладнання для забезпечення холодопродуктивності буде включати в себе :

1. Компресор
2. Охолоджувач повітря
3. Конденсатор
4. Ресивер холодоагенту
5. Віддільник рідини
6. Масловідділювач
7. Масляний ресивер
8. Масляний фільтр
9. Диференціальний зворотний клапан
10. Вібrogасники
11. Фільтри очищувачі та осушувачі
12. Запобіжний клапан
13. Терморегулюючий вентиль
14. Соленоїдний вентиль
15. Електронний регулятор рівня олії
16. Автоматика

В якості відповідного основного обладнання була обрана реально існуюче, компресорно-конденсаторний блок, що ближче до наших початкових даних.

В даному випадку модель нашої установки Frascold LB-Q521-0Y-2T з холодопродуктивністю 12.896 кВт, з продуктивністю випарника 12.896 кВт, із споживаною потужністю 5.559 кВт, електричний струм 8.91 А, напруга

живлення 400/3/50Гц/DOL-STAR. Масова витрата 412 кг/год., температура конденсації 43.34 °С, режим експлуатації 100% продуктивність [4].



Рисунок 3.7 – Компресорно-конденсаторний агрегат Frascold LB-Q521-0Y-2T на базі напівгерметичних компресорів з повітряним охолодженням конденсатора

Стандартна комплектація агрегатів LaBlu Frascold з повітряним охолодженням складається з [4]:

- конденсатор з повітряним охолодженням;
- вентилятори китайського виробництва;
- напівгерметичний поршневий компресор виробництва Frascold , грілка картера;
- ресивер фреону із запобіжним клапаном;
- віброгасники на лінії нагнітання;
- пресостат (високого / низького тиску НР/LP);
- рама.

Охолоджувач повітря підбираємо виходячи з отриманих даних компресорного блоку, для охолодження холодильної камери. Безпосередньо із заданими параметрами обираємо повітроохолоджувач фірми Guentner GACC-

RX-031.1/31N/HNE7E.UNNN. Потужність складає 12.8 кВт, запас дорівнюватиме +4.41% від максимальної розрахункової холодопродуктивності за річний цикл. Рівень звукової потужності 45 дБ, струмінь повітря, що виробляється завдяки вентиляторам (витрата повітря $G = 4528 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$) складає 8 метрів[6]. Ці повітроохолоджувачі кубічного типу являють собою ребристі теплообмінники з епоксидним покриттям, в яких речовина флюїд нагрівається за рахунок поглинання тепла з навколишнього середовища, що підлягає охолодженню, не змінюючи при цьому агрегатний стан.

Також потрібно передбачити наступні позиції автоматики:

Соленоїдний клапан. Соленоїдний клапан є клапаном, який перекриває подачу холодоагенту при зупинці компресора. Це необхідно для припинення кипіння холодоагенту у випарнику, тому що у випарнику починається відтайка ламелів та випарник не повинен виробляти холодильну потужність. Соленоїд складається з клапана та електричної котушки. Коли по котушці проходить струм, соленоїд відкритий, як тільки система знеструмлюється - клапан закривається [1]. Під наші розрахункові параметри підпадає соленоїдний клапан на рідинний трубопровід з діаметром підключення Ø16 мм, марки ALCO 200RB 6 T5.

Терморегулюючий клапан. Терморегулюючий клапан виконує дві функції: по-перше, він є органом управління подачі холодоагенту у випарник, регулює перегрів, по-друге, він є дроселем. При виборі терморегулюючого клапана необхідно дбати про те, щоб він повністю відповідав продуктивності випарника, оскільки тільки в цьому випадку можливо забезпечити абсолютно стійку роботу регульованої установки. Терморегулюючий клапан виміряє різницю тисків між тиском холодоагенту перед випарником та тиском холодоагенту на виході з випарника. Терморегулюючий клапан відкривається, коли перегрів вище заданого, і закривається, коли перегрів зменшується. Для того, щоб терморегулюючий клапан працював нормально необхідно подавати йому на вхід рідкий холодоагент, що не містить парів [1]. Під наші

розрахункові параметри підпадає терморегулюючий вентиль марки ALCO TCLE250 SW з клапанним вузлом X22440-B4B, ступінь відкриття складає 89%, максимальна продуктивність клапана складає 13.9 кВт у вибраному режимі [7].

Як було вказано вище, теплообмінник установки багатосекційний. Для таких теплообмінників передбачають розподільник рідини. Однак наявність розподільника завжди викликає додаткові втрати тиску, у зв'язку з чим у даній установці використаний терморегулюючий вентиль із зовнішнім вирівнюванням. У терморегулювальному вентилі із зовнішнім вирівнюванням порожнина в сильфоні пов'язана не з тиском у корпусі терморегулюючого вентиля, а з тиском на виході з випарника за допомогою зрівняльного трубопроводу. Для захисту компресора від перевантаження, яке виникає при запуску компресора, тому що при старті температура всмоктування в компресор набагато вище допустимої, можуть згоріти обмотки двигуна. Щоб захистити компресор, в даній установці застосований терморегулюючий вентиль типу MOR (TRV з обмеженим значенням тиску максимального відкриття). Такий терморегулюючий вентиль може відкритися тільки тоді, коли температура випаровування (тобто тиск у випарнику) впаде нижче заданого значення точки MOR. Тобто до тих пір, поки тиск у випарнику не стане нижче значення MOR, у випарник буде надходити мінімальна кількість фреону.

Пульт управління та контролю. Пульт управління та контролю є цифровим двопозиційним (УВИМКНЕНО-ВИМКНЕНО) терморегулятором, що пройшов випробування у системах управління компресорами холодильників, вентиляторами випарників та процесами розморожування.

Перший датчик знаходиться у камері на вході у випарник. Другий датчик укріплений на ламелі теплообмінника. Пульт управління та контролю програмується: температура в камері в діапазоні $0^{\circ}\text{C} \div +5^{\circ}\text{C}$; час між відтайками випарника - 3 години; час відтайки - 30 хвилин, мінімальне між запусками компресора – 10 хвилин.

Коли установка вмикається, температура в камері знижується до температури $+5^{\circ}\text{C}$, після чого пульт управління автоматично вимикає компресор, але вентилятори повітроохолоджувача продовжують працювати. Коли температура в камері підвищиться до $+7^{\circ}\text{C}$, але не раніше ніж через 10 хвилин, автоматично включається компресор. Через три години від першого запуску холодильної машини система вмикається, вимикаються вентилятори - починається відтайка.

Регулювання продуктивності. Так як температура продукту і теплопритоки від продукту, складають основне теплове навантаження установки, може змінюватися, необхідно регулювати продуктивність установки. У цій установці передбачено регулювання 50%/75%/100%. Блок регулювання складається з датчика низького тиску, що міряє тиск всмоктування; одного соленоїдного вентиля; електронного блоку, що віддає команду на відкриття та закриття соленоїду. При підвищенні тиску вище заданого електронний блок віддає команду на відкриття соленоїда, гарячий газ тисне на поршень, поршень йде убік і газ, через отвори в циліндрах проходить на лінію всмоктування.

4. РОБОЧИЙ ПРОЦЕС І ЕФЕКТИВНІСТЬ ПКХМ ПРИ ЗМІННИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

4.1 Визначення кліматичних характеристик елементів та ПКХМ

Основний процес виробництва холоду на практиці розраховується з використанням lgP,h-діаграми, що дозволяє кількісно підведеної та відведеної теплоти визначити відрізками на осі ентальпії (h). На діаграмі lgP,h (див. рис. 1.1.) розглянуті цикли, де наведено значення питомої холодопродуктивності $q = h'_1 - h_{4'}$, та роботи цикла, яка у відповідає потужності компресора $N = h_2 - h_1$. [1 стр.300]

Визначимо робочий процес парокомпресійної холодильної машини з конденсатором повітряного типу. Для розрахунку використовуємо цикл в lgP,h-діаграмі. Питома холодопродуктивність складатиме:

$$q = h'_1 - h_{4'} = 365.85 - 261.48 = 104.37 \text{ кДж/кг}$$

де, h'_1 – ентальпія на діаграмі lgP,h у кінці лінії випаровування;

$h_{4'}$ – ентальпія на діаграмі lgP,h на початку лінії випаровування;

Робота цикла:

$$N = h_2 - h_1 = 411 - 375.85 = 35.15 \text{ кДж/кг}$$

де, h_2 – ентальпія на діаграмі lgP,h у кінці лінії стиснення компресора;

h_1 – ентальпія на діаграмі lgP,h на початку стиснення компресора;

Визначимо також холодильний коефіцієнт цикла Карно:

$$\epsilon_{ca} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \frac{268.15}{318.15 - 268.15} = 5.36$$

де, T_0 – температура кипіння, К;

T_c – температура конденсації, К;

Та реальний холодильний коефіцієнт у нашому випадку дорівнюватиме:

$$\varepsilon = \frac{q}{N} = \frac{104.37}{35.15} = 2.97$$

Однак одним із найважливіших факторів, що впливають на ефективність роботи холодильного обладнання, є температура навколишнього середовища, в якій відбувається його робота. Зміна цієї температури веде за собою зміну основних характеристик ПКХМ та саме зміну робочого процесу. Це виражається у зміні усіх складових, тобто у зв'язку зі зміною температури навколишнього середовища зміна параметру який характеризує температуру конденсації також змінюється, що веде нас до збільшення ефективності холодильної машини. Розрахуємо робочий процес парокомпресійної холодильної машини з конденсатором повітряного типу зі зменшеною температурою навколишнього середовища.

Питома холодопродуктивність складатиме:

$$q = h'_1 - h_{4'} = 365.85 - 244.35 = 121.5 \text{ кДж/кг}$$

де, h'_1 – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ у кінці лінії випаровування;

$h_{4'}$ – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ на початку лінії випаровування;

Робота цикла:

$$N = h_2 - h_1 = 404.55 - 375.85 = 28.7 \text{ кДж/кг}$$

де, h_2 – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ у кінці лінії стиснення компресора;

h_1 – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ на початку стиснення компресора;

Визначимо також холодильний коефіцієнт цикла Карно:

$$\varepsilon_{ca} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \frac{268.15}{308.15 - 268.15} = 6.7$$

де, T_0 – температура кипіння, К;

T_c – температура конденсації, К;

Та реальний холодильний коефіцієнт у нашому випадку дорівнюватиме:

$$\varepsilon = \frac{q}{N} = \frac{121.5}{28.7} = 4.23$$

Енергетична ефективність дорівнює відношенню холодопродуктивності до механічної потужності, витраченої на роботу холодильної машини, в основному на стиснення газу в компресорі. Чим нижче температура охолоджуваного приміщення (температура кипіння) і вище температура конденсації, тим менше холодопродуктивність, холодильний коефіцієнт і навпаки.

Однак у зв'язку з вже підібраним основним агрегатом, який включає в себе вже основне обладнання, компресорно-конденсаторний агрегат має свої характеристики, які відрізняються від розрахункових та продемонстровані та наступних рис. 4.1-4.4. Холодильна машина працює в умовах постійної зміни параметрів навколишнього середовища, тому змінюються: Енергетичні показники конденсатору та компресора;

З підвищенням температури навколишнього середовища підвищується температура конденсації, що в свою чергу веде до зменшення питомої холодопродуктивності і холодопродуктивності машини. Одночасно збільшуються питома робота і ефективна потужність компресора.

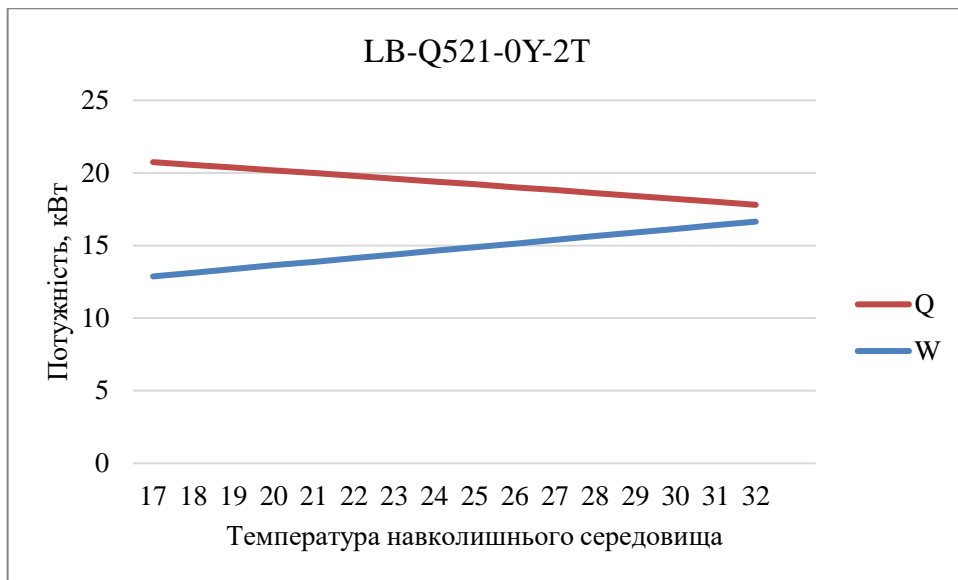


Рисунок 4.1 – Параметри конденсаторно-компресорного блоку (Q – продуктивність конденсатора, кВт. W - потужність компресора) в залежності від температури навколишнього середовища

- Холодопродуктивність;

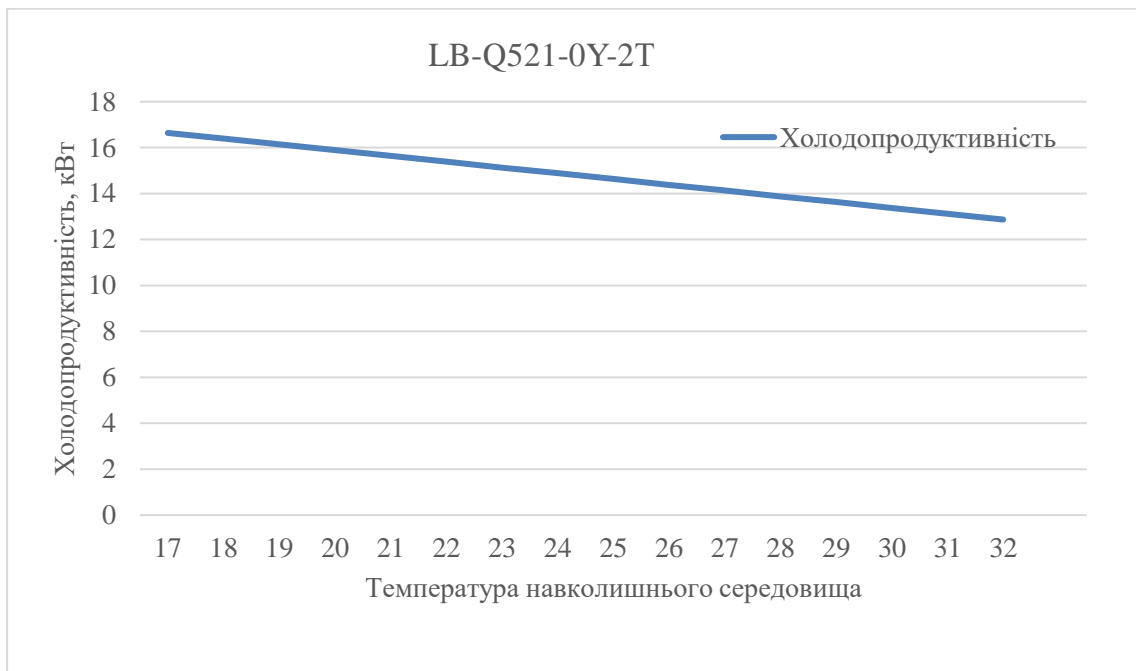


Рисунок 4.2 – Охолодження компресорно-конденсаторного блоку в залежності від температури навколишнього середовища

- Холодильний коефіцієнт;

В результаті змінення температури реальний холодильний коефіцієнт циклу змінюється, зі зміною температури навколишнього повітря змінюється температура конденсації і у разі збільшення температури повітря зовні конденсатору, знижується холодильний коефіцієнт циклу.

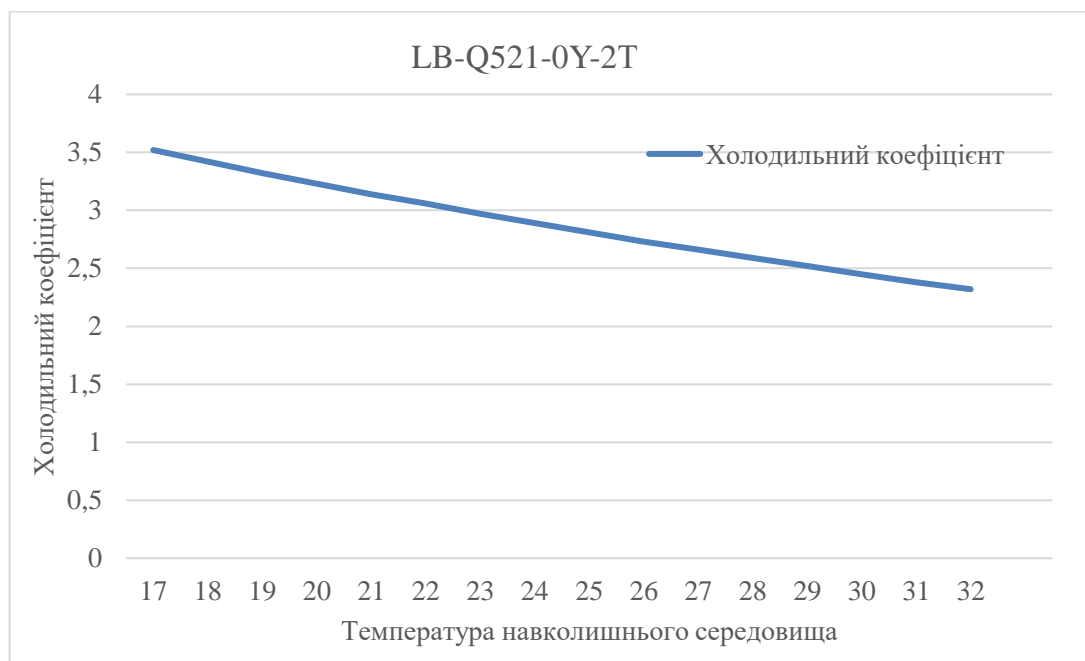


Рисунок 4.3 – Змінення холодильного коефіцієнта компресорно-конденсаторного блоку в залежності від температури навколишнього середовища

- Енерговитрати;
Енерговитрати включають в себе витрати на роботу компресору та конденсатору. У разі обраного агрегату та змінні температури повітря на вході у конденсатор залежність представлена на рис. 4.4, і сповіщає про збільшення енерговитрати зі збільшенням температури навколо теплообмінної поверхні.



Рисунок 4.4 – Змінення споживаної потужності компресорно-конденсаторного блоку в залежності від температури навколишнього середовища

Повітроохолоджувачами називають випарники для охолодження повітря, що примусово рухається. Холодоагент, рухаючись від входу до виходу, повністю випаровується і відбувається процес в якому теплота з охолоджуваного об'єму передається киплячому холодоагенту і виходить у вигляді перегрітої пари низького тиску. [29] В залежності від вибору характеристик випарника змінюється холодопродуктивність, в залежності від температурного напору – різниці температур в холодильній камері і холодоагента у випарнику. Основна характеристика випарника – холодопродуктивність зменшується завдяки зменшенню температури кипіння, чим менша температура кипіння, тим менше ми можемо отримати холоду від одного й того ж самого випарника, ця залежність продемонстрована на рис. 4.5.

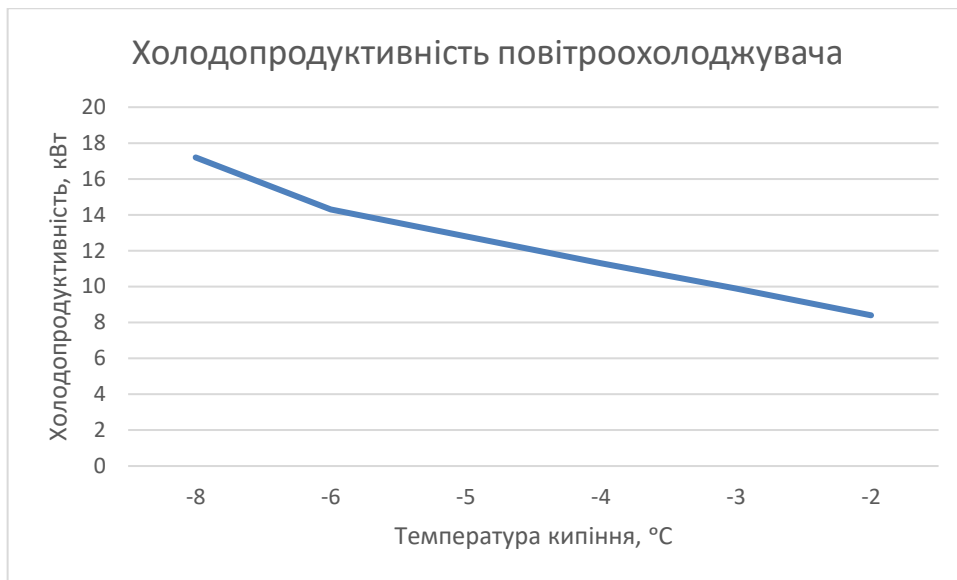


Рисунок 4.5 – Залежність холодопродуктивності повітроохолоджувача(випарника) зі зміною температури кипіння

Витрата холодоагенту в холодильній системі залежить від самого складу холодоагенту і різниці тисків між випарником і конденсатором. Змінення виникає у разі зміни холодопродуктивності компресору та питомої холодопродуктивності системи, на лінії насичення, що залежить від різниці ентальпій при заданій температурі кипіння і ентальпії холодоагента при заданій температурі на вході у дросельний клапан [Польман стр.283]. Змінення витрати холодоагенту зображено на рис. 4.6., це виникає завдяки зміненню питомої холодопродуктивності при зафіксованій температурі кипіння.

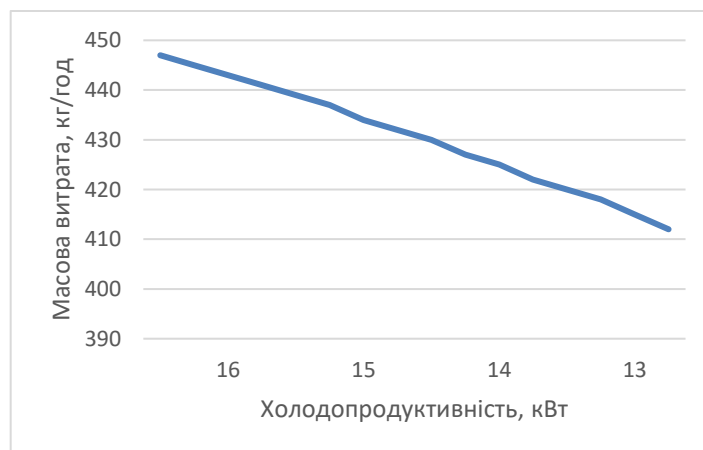


Рисунок 4.6 – Залежність масової витрати холодоагента від холодопродуктивності повітроохолоджувача

Раніше вже було представлено методику розрахунків ефективності циклів холодильних машин, не торкаючись розрахунків холодопродуктивності компресора на відміну від того, що представлений нижче[1 стр.283]. Першочергово розрахуємо основні показники холодильної установки. Визначимо питому холодопродуктивність нетто на кілограм циркулюючого холодоагента розрахованої парокомпресійної холодильної машини:

$$q_{0,n} = h'_1 - h_{4'} = 365.85 - 261.48 = 104.37 \text{ кДж/кг}$$

де, h'_1 – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ у кінці лінії випаровування;

$h_{4'}$ – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ на початку лінії випаровування;

Наступним кроком визначимо питому холодопродуктивність бруто на кілограм циркулюючого холодоагента:

$$q_{0,b} = h_1 - h_{4'} = 375.85 - 261.48 = 114.37 \text{ кДж/кг}$$

де, h_1 – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ на початку стиснення компресора;

$h_{4'}$ – ентальпія на діаграмі $\lg P, h$ на початку лінії випаровування;

В якості розрахункової системи виберемо наш агрегат з холодопродуктивністю 12 кВт і проведемо подальший розрахунок.

Визначимо масову витрату холодоагента:

$$q_m = \frac{Q_{0,n}}{q_{0,n}} = \frac{12}{104.37} = 0.1149 \text{ кг/с}$$

де $Q_{0,n}$ – передбачувана холодопродуктивність нетто;

$q_{0,n}$ – питому холодопродуктивність нетто;

Також визначаємо об'ємну витрату холодоагенту на вході в компресор:

$$q_{v_1} = q_m \cdot v_1 = 0.1149 \cdot 0.0413 = 0.00475 \text{ м}^3/\text{с}$$

де q_m – масова витрата холодоагента;

v_1 – питомий об'єм пари, що всмоктується компресором;

Визначимо також холодопродуктивність брутто компресора:

$$Q_{0,b} = q_{0,b} \cdot q_m = 114.37 \cdot 0.1149 = 13.1 \text{ кВт}$$

де $q_{0,b}$ – питома холодопродуктивність брутто;

q_m – масова витрата холодоагента;

Визначимо об'ємну холодопродуктивність нетто:

$$q_{0v_1n} = \frac{q_{0,n}}{v_1} = \frac{104.37}{0.0413} = 2527 \text{ кДж/м}^3$$

Об'ємна холодопродуктивність брутто може бути визначена наступним:

$$q_{0v_1b} = \frac{q_{0,b}}{v_1} = \frac{114.37}{0.0413} = 2769 \text{ кДж/м}^3$$

Холодопродуктивність брутто компресора також дорівнює добутку об'ємної холодопродуктивності на масову витрату при всмоктуванні:

$$Q_{0,b} = q_{0v_1b} \cdot q_{v_1} = 2769 \cdot 0.00475 = 13.1 \text{ кВт}$$

Холодопродуктивність нетто компресора задана, однак її можна обчислити виходячи з масової витрати та питомої холодопродуктивності нетто. Тоді отримаємо:

$$Q_{0,n} = q_m \cdot q_{0,n} = 0.1149 \cdot 104.37 = 12 \text{ кВт}$$

Холодопродуктивність нетто компресора також дорівнює добутку об'ємної витрати на об'ємну холодопродуктивність нетто. Отримуємо:

$$Q_{0,n} = q_{0v_1n} \cdot q_{v_1} = 2527 \cdot 0.00475 = 12 \text{ кВт}$$

Цей розрахунок холодопродуктивності компресора сформований задля ефективного аналізу холодопродуктивності в залежності від ентальпії, а ентальпія в свою чергу залежить від температури, це можуть бути і температури кипіння холодоагенту і температури конденсації, які залежить від температури навколо конденсатору.

4.2. Теоретичні засади та методика розрахунку випарного охолодження повітря

При контакті повітря з водою змінюється його вологовміст. Контакт насправді відбувається між повітрям даного стану та насиченим повітрям, що знаходиться над поверхнею води і має однакову з нею температуру (тобто відбувається своєрідний процес змішування двох об'ємів повітря з різними параметрами).

Процеси зміни параметрів стану повітря зображуються в I-d діаграмі прямими, що з'єднують точки початкового стану повітря та води. Розглянемо чотири сектори ймовірних процесів змінення стану вологого повітря (рис. 4.7).

I сектор. Повітря охолоджується і осушується при температурі води, яка менше температури точки роси $t_w < t_p$, температура і вміст вологи знижуються.

При температурі води, що дорівнює температурі точки роси ($t_w=t_p$), відбувається «сухе» охолодження повітря (без зміни його вологовмістності).

II сектор. Повітря охолоджується та зволожується при $t_w>t_p$. При цьому ентальпія повітря знижується, вміст води збільшується. При температурі води, що дорівнює температурі мокрого термометра ($t_w=t_m$), ентальпія повітря практично не змінюється, хоча повітря охолоджується і одночасно зволожується.

III сектор. Повітря охолоджується та зволожується при температурі води $t_m < t_w < t_c$. При цьому ентальпія та вологовміст повітря збільшуються. У разі $t_w = t_c$ (в ізотермічному процесі) повітря зволожується.

IV сектор. Повітря нагрівається та зволожується при $t_w > t_c$. Такий процес знаходить дедалі ширше застосування у зимовому режимі обробки повітря.

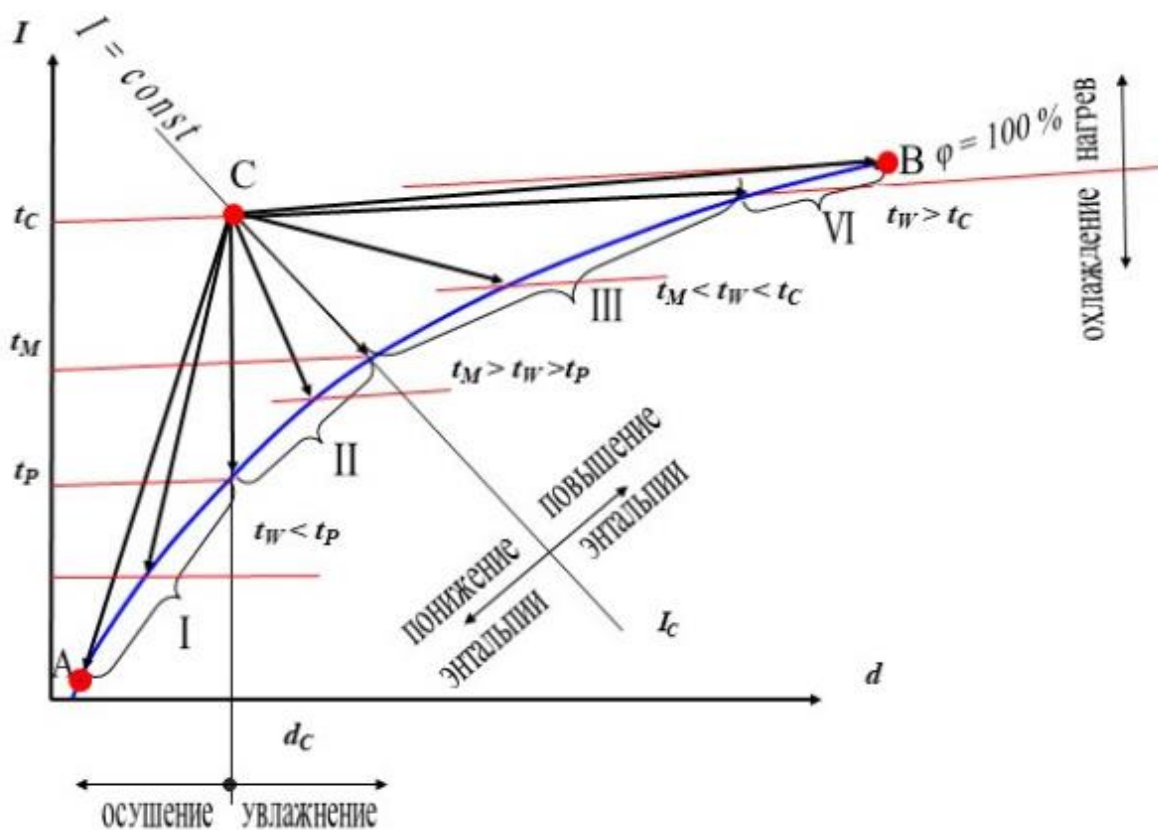


Рисунок 4.7 – Зображення в I-d діаграмі процесів змінення стану повітря при контакті з водою різної температури

Зазначені процеси актуальні для близьких по витратам потоків води та повітря. У випадку випарного охолодження повітря для конденсатора масова доля води складає менше 1%. Тому початкова температура води великого значення не має. Теплота, що відводиться від повітря, іде на пароутворення. Тому для розрахунку процесу може використовуватись класична i,d -діаграма вологого повітря [1 стр.426], в якій початок відліку ентальпії води відповідає її рідинному стану при температурі 0°C . Температура T_{sat} адиабатного зволоження у точці Z_1 (див. рис. 1.7) відповідає повному насиченню повітря паром води.

Для подальших розрахунків були обрані зволожуюча панель та випарна сітка (рис. 4.8). Перший матеріал має стільникову структуру на основі



а



б

Рисунок 4.8 – Випарні охолоджувачі (а – випарна полімерна сітка [10], б – зволожуюча панель)

целюлози. Товщина шару даного зволожувача була обрана 100мм. Характеристики панелі наведені на рис. 4.9 та 4.10.

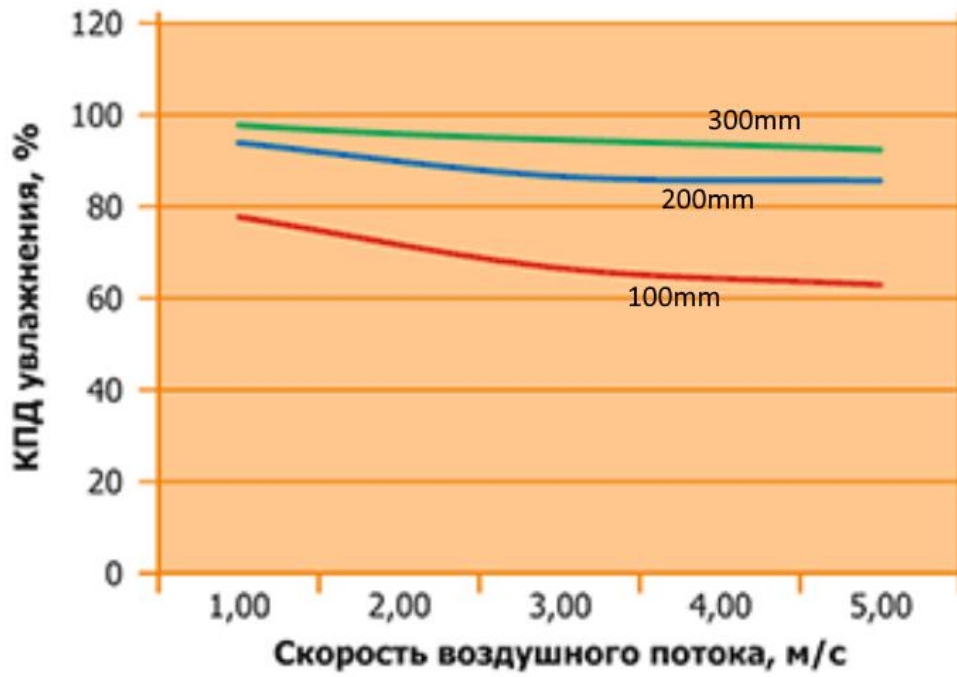


Рисунок 4.9 – ККД зволожувальні панелі в залежності від швидкості повітряного потоку[29]

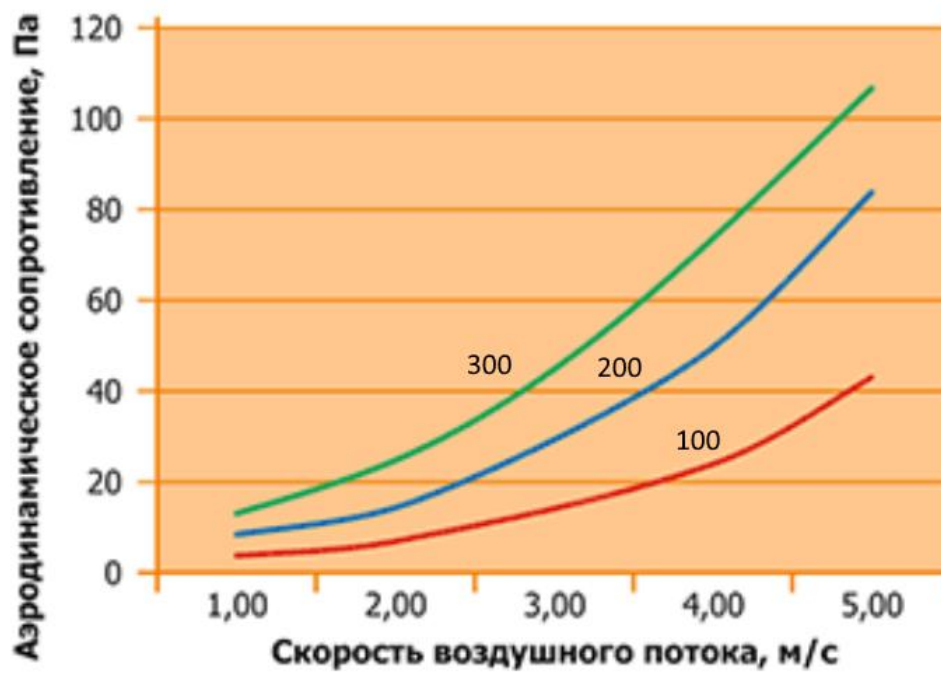


Рисунок 4.10 – Аеродинамічний опір зволожувальні панелі в залежності від повітряного потоку[29]

Відмінності реального процесу від рівноважного характеризує ККД зволожуючої панелі (рис. 4.9)

$$\eta_p = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{\text{sat}}} \quad (4.1)$$

де T_1 – температура вхідного повітря;

T_2 – температура охолодженого повітря;

T_{sat} – температура точки роси вологого повітря при адіабатному зволоженні.

Його величина зростає пропорційно часу руху повітря через зволожуючу панель. Тому збільшення товщини панелі та зменшення швидкості потоку ведуть до росту цього ККД. Наведені на рис. 4.9 результати для панелі товщиною 100 мм апроксимуються поліномом:

$$\eta_p = 1,2857W_v^2 - 11,214W_v + 85,286 \quad (4.2)$$

де W_v – швидкість потоку повітря, м;

y – ККД панелі, %.

Аеродинамічний опір зволожуючої панелі (рис. 4.10) можна узагальнити на основі формули для течії у каналах у вигляді співвідношення для втрати напору. Використовуючи формулу Дарсі:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \frac{w^2}{2}, \quad (4.3)$$

де λ – коефіцієнт втрат, у загальному випадку залежить від числа Рейнольдса і від шорсткості поверхні, що омивається.

При ламінарному потоці коефіцієнт втрат від шорсткості не залежить і може бути обчислений за формулою Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

При турбулентному потоці коефіцієнт втрат також не залежить від шорсткості поверхні, що омивається, і обчислюється за формулою Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Для турбулентного потоку:

$$\Delta P = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \frac{w^2}{2}$$

де L – товщина панелі

d – еквівалентний діаметр;

ρ, w – густина і швидкість потоку.

Для ламінарного потоку:

$$\Delta P = \frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \frac{w^2}{2}$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

L – товщина панелі

d – еквівалентний діаметр;

ρ, w – густина і швидкість потоку.

Для турбулентного потоку:

$$\Delta P = 0,4377x^2 - 3,3311x + 9,443$$

Для ламінарного потоку:

$$\Delta P = 0,192x^2 - 1,8015x + 8,2002$$

Розглянемо матеріали за методикою розрахунку зниження температури та гідравлічного опору під час використання панелей. Ця методика може використовуватися і для інших подібних систем, наприклад, адіабатних сіток.

Першочергово обираємо вентилятори, що і для конструкторського розрахунку конденсатора, проте, за умови додаткового аеродинамічного опору з боку виробу адіабатного охолодження, витрати вентиляторів зміняться.

Визначаємо витрату вентилятора:

$$G_v = \frac{G}{3600} \cdot \rho_v, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де G – витрата одного вентилятора, $\frac{\text{м}^3}{\text{г}}$

ρ_v – густина повітря при початковій температурі, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Сумарна витрата для декількох вентиляторів відповідно буде дорівнювати:

$$G_{v_sum} = G_v \cdot n_{vent}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де n_{vent} – кількість вентиляторів.

Також розрахуємо сумарну площу витрати для декількох вентиляторів:

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot n_{vent}, \text{м}^2$$

де, D - діаметр вентиляторів, м

Далі знаходимо аеродинамічний опір панелі за формулою (4.3), для заданої швидкості повітря.

$$\Delta P_{a_sum} = \Delta P_a + \Delta P_{a.з.волож}, \text{Па}$$

де ΔP_a – аеродинамічний опір теплообмінної поверхні (конденсатора), Па;
 $\Delta P_{a.звoлoж}$ – аеродинамічний опір виробу з функцією адіабатичного охолодження, Па.

Наступним кроком обираємо початкові умови повітря і за рахунок використання Id діаграми зображаємо процес адіабатного зволоження повітря форсунками.

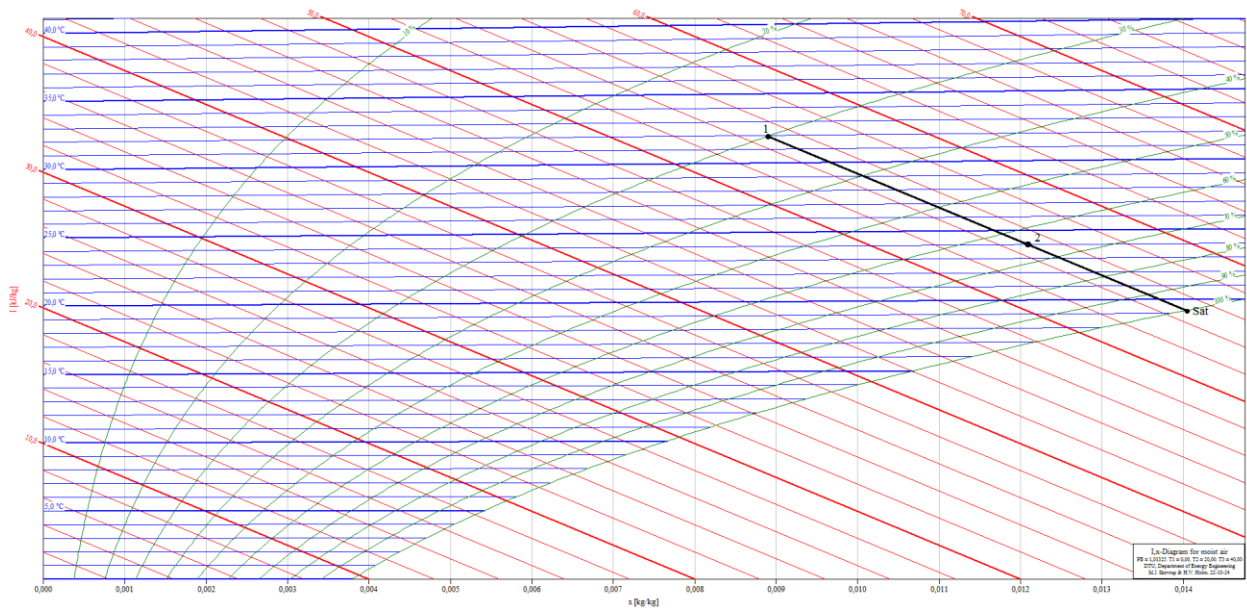


Рисунок 4.11 – I-d діаграма процесу насичення

На діаграмі знаходимо характеристики: температура насичення T_{sat} , відносну вологість повітря φ , вологовміст вхідного повітря x_1 та вологовміст насиченого повітря x_{sat} .

Далі для обраних форсунок візьмемо початковий діаметр крапель D_1 та встановимо відстані форсунок S від конденсатора.

Знаючи швидкість потоку (швидкість крапель приймаємо рівною швидкості потоку), а так само знаючи відстань до конденсатора, можна визначити час польоту краплі.

$$\tau = \frac{S}{W_v}, \text{ с}$$

Скориставшись графіком, наведеним на рисунку 4.13, ми можемо визначити діаметр краплі перед входом в конденсатор D_k . [8, с.38-43]

Наступним кроком визначимо параметри повітря на вході в конденсатор:

Температура навколишнього середовища складає $T_1, ^\circ\text{C}$ та відносну вологість $\varphi_1, \%$.

Температура насиченого повітря $T_{\text{sat}}, ^\circ\text{C}$ та відносту вологість $\varphi_{\text{sat}}, \%$.

За ід діаграмою ми можемо визначити вміст води повітря перед зволоженням і в момент насичення.

Вологовміст вхідного повітря $x_1, \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$ та вологовміст насиченого повітря $x_{\text{sat}}, \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$

Знаючи вологовміст, ми можемо визначити витрату води для форсунок, необхідну для досягнення параметрів насичення.

$$G_{\text{vd}} = G_{\text{vsum}} * (x_{\text{sat}} - x_1), \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Необхідну витрату можна забезпечити поставивши певну кількість форсунок, яка дорівнюватиме:

$$n_f = \frac{G_{\text{vd}}}{\frac{G_f}{60}}, \text{ шт}$$

де G_f – витрата води форсункою, л/хв.

Однак, як вже було сказано, вся вода не встигне випаруватися до потрапляння в конденсатор, а отже нам необхідно розрахувати яка частина води потрапить в теплообмінник.

Знаючи, що обсяг краплі пропорційний кубу її діаметра, ми можемо отримати витрату води, яка потрапила на конденсатор:

$$G_{vd_k} = G_{vd} \cdot \left(\frac{D_k}{D_n}\right)^3, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Так само подібним способом ми можемо розрахувати вологовміст повітря при відносній вологості та температурі повітря в момент потрапляння в конденсатор:

$$x_k = x_{sat} - (x_{sat} - x_1) \cdot \left(\frac{D_k}{D_n}\right)^3, \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Знаючи вологовміст повітря на вході в теплообмінник, можна визначити всі інші параметри потоку на вході в конденсатор за рахунок I-d діаграми процесу насичення.

Розрахунок випарного охолодження повітря зі зволожувальною панеллю

Параметри вентиляторів

Вентилятори були обрані тій же моделі що і для конструкторського розрахунку конденсатора, проте, за умови додаткового аеродинамічного опору з боку зволожувальні панелі, витрати вентиляторів зміняться.

Була обрана витрата одного вентилятора $G = 1500 \frac{\text{м}^3}{\text{г}}$, або, при параметрах повітря $\rho_v = 1.127 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$G_v = \frac{G}{3600} \cdot \rho_v = \frac{1500}{3600} \cdot 1.127 = 0.47 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна витрата для двох вентиляторів відповідно буде дорівнювати:

$$G_{v_sum} = G_v \cdot n_{vent} = G_v \cdot 2 = 0.939 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахуємо сумарну площу витрати для 2 вентиляторів:

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 2$$

де, D - діаметр вентиляторів, дорівнює 0.4 м, отже

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{0.4^2}{4} \cdot 2 = 0.251 \text{ м}^2$$

Звідси впливає що швидкість потоку повітря, що проходить через вентилятор буде дорівнювати:

$$W_v = \frac{G_{v_sum}}{\rho_v \cdot F_{sum}} = \frac{0.939}{1.127 \cdot 0.251} = 3.316 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аеродинамічний опір панелі

Аеродинамічний опір панелі знаходиться за формулою (4.3), для заданої швидкості повітря. У нашому випадку $\Delta P_p = 37$ Па, отже, сумарний аеродинамічний опір через конденсатор підвищиться, і стане рівним:

$$\Delta P_{a_sum} = \Delta P_a + \Delta P_p = 26.184 + 37 = 63.184 \text{ Па}$$

Що відповідає обраному витраті вентилятора, відповідно до характеристики наведеної на рисунку 3.5.

Id діаграма процесу адіабатного охолодження (ККД панелі)

Ід діаграма процесу зволоження панелі приведена нижче. Початкові умови повітря, як і для розрахунку конденсатора, рівень температури в 305.15 К, і відносній вологості 30%, що відповідає умовам за теплий період року 2021-2022, згідно з Харківської метеостанції (аеропорт).

Використовуючи діаграму рис. 4.11, температура насичення T_{sat} в даному випадку дорівнює 19.24 градусів Цельсія, або ж 292.39 К.

Згідно з графіком на рисунку 4.9, ККД пластини при швидкості повітря $W_v = 3.316 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ дорівнює $\eta_p = 65\%$.

Слідуючи формулою розрахунку ККД пластини, ми можемо визначити температуру повітря на вході в конденсатор. [8]

$$\eta_p = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{\text{sat}}}$$

Звідси, температура повітря на виході з панелі дорівнює:

$$T_2 = T_1 - \eta_p \cdot (T_1 - T_{\text{sat}}) = 305.15 - 0.65 \cdot (305.15 - 292.39) = 296.856 \text{ К}$$

За ід діаграмою ми можемо визначити відносну вологість повітря для даної температури. ($\varphi_2 = 66.33\%$)

Ефективність сітки буде нижче ніж ефективність зволожувальної панелі, у разі панелі призначені форсунки так скажемо капають на панель, а у разі сітки це рівномірне розпилення на усю поверхню. Гідровтрати у сітки менші, завдяки меншій товщині близько 5мм ніж у зволожуючої панелі 100мм. В обох випадках частина води відірветься з поверхні і перенесеться на поверхню конденсатора. Для цих варіантів адіабатного охолодження і розглядаються далі описані моделі випаровування з поверхні.

Форсунки

В нашому випадку обираємо систему туманоутворення високого тиску, задля забезпечення адіабатного зволоження повітря. Такі високонапорні системи туману дозволяють формувати водяний аерозоль із частинками води, що не перевищують 1-20 мікрон. Звичайно добре використовувати форсунки для крапель 10-20 мікрон, однак це веде за собою недоліки, наприклад високу закупівельну вартість, що обумовлюється необхідністю придбання якісного насоса, необхідністю якісного очищення води та порівняно висока вартість форсунок. В нашому випадку нас задовольняють форсунки дрібнодисперсного розпилення води під високим тиском 50-70 бар, та краплями 30 мікрон завдяки яким і реалізується адіабатична система охолодження повітря.

За розрахунковий прототип форсунки була взята модель LECHLER серії 2MN, які забезпечують максимально дрібне розпорощення води у вигляді порожнистого конуса. Дана модель форсунок може забезпечити необхідний розмір крапель з витратою води в $G_f = 0.142$ л / хв.

Id діаграма процесу випаровування вологи

Процес адіабатного зволоження форсунками повітря, відбувається по лінії константи ентальпії. На практиці у кращому випадку форсунки зможуть звожити повітря до, приблизно 90% відносної вологості, що відзначено на рисунку 4.12 точкою Sat.

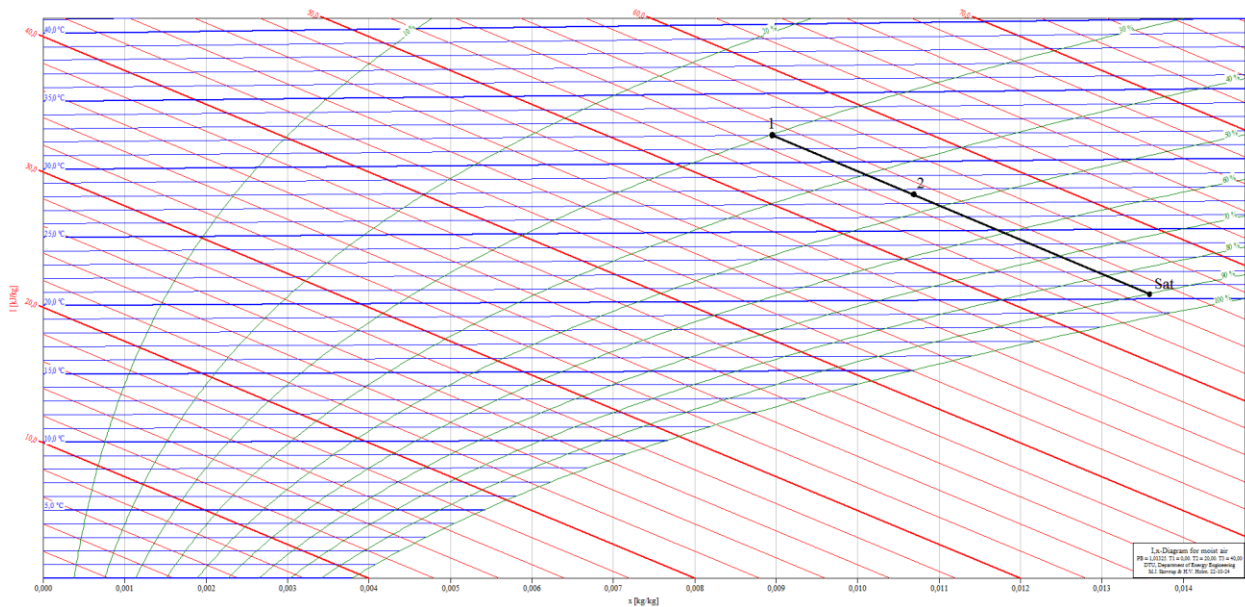


Рисунок 4.12 – Процес адіабатного зволоження повітря форсунками

Однак повітря не зволожується миттєво. До моменту повного випаровування крапель повітря вже може досягти конденсатора, а відтак не випарована вода осяде тонкої плівкою на поверхні теплообмінника.

Розрахунок діаметра крапель на вході у зволожуючу панель

Для заданих форсунок візьмемо початковий діаметр крапель рівним $D_1 = 30$ мкм. Форсунки розташовані на відстані $S = 1.5$ м від конденсатора.

Вентилятори залишилися колишніми, а отже, так як у нас не додалося жодного аеродинамічного опору, то і витрата можна взяти рівним розрахунковому, а саме $G_{v_sum} = 0.939 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Поперечна площа вентиляторів все так само дорівнює:

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{0.4^2}{4} \cdot 2 = 0.251 \text{ м}^2$$

Отже швидкість повітря для тих самих параметрів буде рівною:

$$W_v = \frac{G_{v_{sum}}}{\rho_v \cdot F_{sum}} = 3.316 \frac{m}{c}$$

Знаючи швидкість потоку (швидкість крапель приймаємо рівною швидкості потоку), а так само знаючи відстань до конденсатора, можна визначити час польоту краплі.

$$\tau = \frac{s}{W_v} = \frac{1.5}{3.316} = 0.452 \text{ c}$$

Скориставшись графіком, наведеним на рисунку 4.13, ми можемо визначити діаметр краплі перед входом в конденсатор. [7, с.38-43]

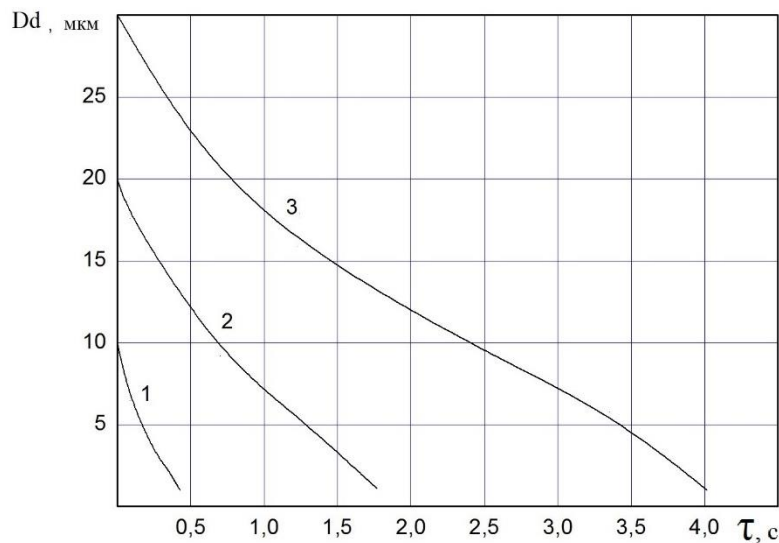


Рисунок 4.13 – Динаміка випаровування краплі в повітряно-крапельному потоці

$$T_0=303,15K; \varphi_0=30\%;$$

Згідно з графіком на рисунку 4.13, з початковим розміром краплі $D_n = 30 \text{ мкм}$, через $\tau = 0.452 \text{ c}$ діаметр краплі досягне позначки $D_k = 23 \text{ мкм}$.

Параметри повітря на вході в конденсатор

Температура навколишнього середовища складає $T_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 30 \%$

Температура насиченого повітря $T_{sat} = 20.42 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{sat} = 90 \%$

За ід діаграмою ми можемо визначити вміст вологи повітря перед зволоженням і в момент насичення.

$$\text{Вологовміст вхідного повітря } x_1 = 0.00892 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вологовміст насиченого повітря } x_{\text{sat}} = 0.0136 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Знаючи вологовміст, ми можемо визначити витрату води для форсунок, необхідну для досягнення параметрів насичення.

$$G_{\text{vd}} = G_{\text{vsum}} * (x_{\text{sat}} - x_1) = 0.939 * (0.0136 - 0.00892) = 4.395 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Подібну витрату можна забезпечити поставивши кількість форсунок, яка дорівнюватиме:

$$n_f = \frac{G_{\text{vd}}}{\frac{G_f}{60}} = \frac{4.395 \cdot 10^{-3}}{\frac{0.142}{60}} = 1.857 \sim 2$$

Однак, як вже було сказано, вся вода не встигне випаруватися до потрапляння в конденсатор, а отже нам необхідно розрахувати яка частина води потрапить в теплообмінник.

Знаючи, що обсяг краплі пропорційний кубу її діаметра, ми можемо отримати витрату води, яка потрапила на конденсатор:

$$G_{\text{vd}_k} = G_{\text{vd}} \cdot \left(\frac{D_k}{D_n}\right)^3 = 4.395 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{23}{30}\right)^3 = 0.0019807 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Так само подібним способом ми можемо розрахувати вологовміст повітря при відносній вологості та температурі повітря в момент потрапляння в конденсатор:

$$x_k = x_{\text{sat}} - (x_{\text{sat}} - x_1) \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 0.0136 - (0.0136 - 0.00892) \cdot \left(\frac{23}{30}\right)^3$$

$$= 0.01149 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Знаючи вологовміст повітря на вході в теплообмінник, можна визначити всі інші параметри потоку на вході в конденсатор.

Температура потоку $T_k = 25.54^\circ\text{C} = 298.69 \text{ K}$

Відносна вологість $\varphi_2 = 56.13\%$

Ітераційний розрахунок температури близько водяної плівки

Ми вже припустили що розбризкується форсунками вода не випаруватися до кінця, а отже частина цієї води потрапить на теплообмінник, що спричинить за собою кілька факторів. З одного боку вода, випаровуючись з поверхні теплообмінника, буде додатково його охолоджувати за рахунок масопереносу в потік. З іншого боку водяна плівка, при досить великій товщині може створювати додаткове аеродинамічний опір. Для оцінки даного явища проводиться розрахунок температури біля поверхні плівки.

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до повітря

Як і в розрахунку конденсатора, скористаємося співвідношенням для оребрених труб, розташованих у шаховому порядку для знаходження коефіцієнта тепловіддачі.

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_{\text{нар}}} \cdot \text{Re}_v^n \cdot C \cdot \text{Pr}_v^{0.33} \cdot \left(\frac{S_2}{d_{\text{нар}}}\right)^{-0.15}$$

де λ_v – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м · К;

C, n – постійні коефіцієнти, для шахових пучків труб з плоскими ребрами;

$d_{\text{нар}}$ – зовнішній діаметр трубки, м;

S_2 – повздовжній крок в пучку, м;

Pr_v – число Прандля для повітря;

Однак в даному випадку змінилися витрати, а отже і швидкості повітря, Рейнольдс буде дорівнювати:

$$Re_v = \frac{W_v \cdot d_{\text{нар}}}{\nu_v} = \frac{3.316 \cdot 0.012}{1.567 \cdot 10^{-5}} = 2.539 \cdot 10^3$$

де ν_v – кінематична в'язкість повітря, $\text{м}^2/\text{с}$;

W_v – швидкість повітря, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

$$\alpha_v = \frac{0.0261}{0.012} \cdot (2539)^{0.6} \cdot 0.41 \cdot 0.712^{0.33} \cdot \left(\frac{0.021}{0.012}\right)^{-0.15} = 80.895 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

Так само розрахуємо наведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \alpha_{vpr1} &= \frac{\alpha_v \cdot (\eta_r \cdot F_p + F_{\Pi})}{F_{pc}} = \frac{80.895 \cdot (0.986 \cdot 0.302 + 0.03)}{0.332} \\ &= 79.865, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

де η_r – коефіцієнт ефективності ребер;

F_p – поверхня ребра, м^2 ;

F_{Π} – поверхня одного метра довжини труби вільної від ребер, м^2 ;

F_{pc} – повна площа зовнішньої ребристої поверхні, м^2 ;

Як вже стало зрозуміло, всі конструктивні величини залишаються з проектувального розрахунку.

Теплові потоки

На кордоні потоку з водяною плівкою можна виділити 3 теплових потоки:

- Тепловий потік від фреону, через стінку до плівки.
- Тепловий потік відводиться за рахунок масопередачі від плівки до потоку, що створюється різницею парціальних тисків пара в потоці, і насиченої пари у поверхні.
- Тепловий потік за рахунок конвекції, створюваний різницею температур.

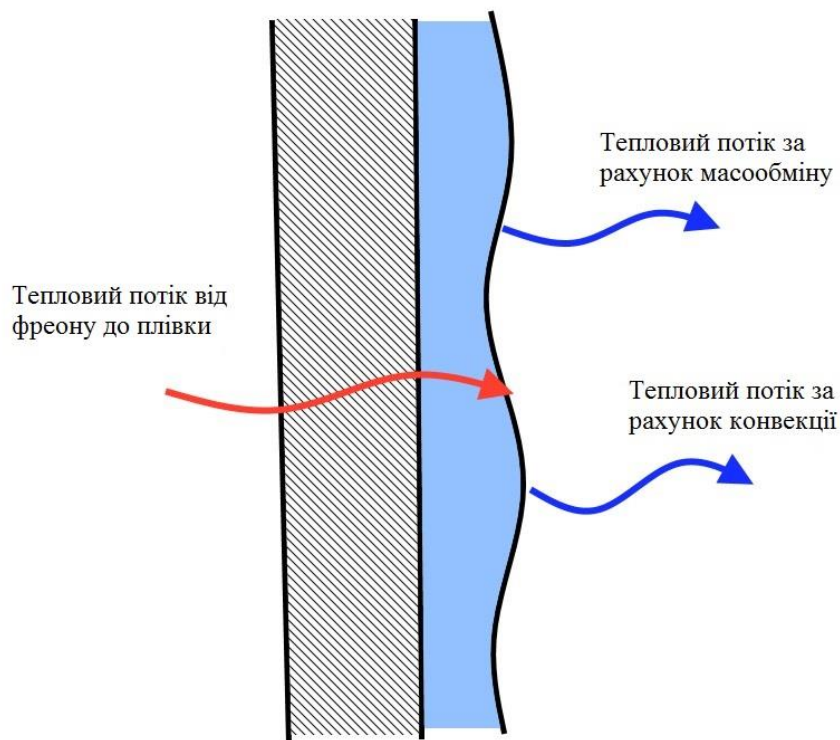


Рисунок 4.14 – Теплові потоки у поверхні водяної плівки

Для початку ітераційного розрахунку необхідно задатися температурою у поверхні плівки.

$$T_{pl} = 29.165 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Перевіркою правильності ітераційного розрахунку, буде служити рівність цих трьох теплових потоків:

$$q_{\text{kon}} + q_{\text{dif}} - q_r = 0$$

Тепловий потік за рахунок конвекції

Перший тепловий потік який необхідно порахувати, це тепловий потік за рахунок конвекції, створюваний різницею температур, близько і далеко від пліночки.

Отже, тепловий потік за рахунок конвекції на одиницю площі дорівнює:

$$q_{\text{kon}} = \alpha_v r_1 \cdot (T_{\text{pl}} - T_{\text{sat}}) = 79.865 \cdot (29.165 - 20.42) = 698.419 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Прихована теплота пароутворення

Тепловий потік за рахунок масопереносу буде розраховуватися за допомогою питомої теплоти пароутворення, а значить нам потрібно її визначити для заданих параметрів повітря на вході в теплообмінник.

$$r = \left[\text{PSI}_0 + K_{\text{PSI1}} \cdot \frac{T_{\text{pl}}}{\text{К}} + K_{\text{PSI2}} \cdot \left(\frac{T_{\text{pl}}}{\text{К}} \right)^2 \right] \cdot 10^3 = 2.432 \cdot 10^6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де, T_{pl} – температура біля водяної плівки, К;

а коефіцієнти будуть дорівнювати

$$\text{PSI}_0 = 2976.6716$$

$$K_{\text{PSI1}} = -1.26062$$

$$K_{\text{PSI2}} = -0.00179$$

Тепловий потік за рахунок масообміну

Для розрахунку дифузійного потоку маси необхідно порахувати коефіцієнт масопередачі.

Коефіцієнт масопередачі розраховується за, аналогічним коефіцієнтом тепловіддачі, критеріальним рівнянням, а отже:

Коефіцієнт масопередачі:

$$\beta_v = \frac{D_v}{d_{\text{нар}}} C \text{Re}_v^n \text{Pr}_v^{0.33} \left(\frac{S_2}{d_{\text{нар}}} \right)^{-0.15}$$

де, D_v – коефіцієнт дифузії, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

Re_v – число Рейнольдса для повітря;

Pr_v – дифузійне число Прандтля;

S_2 – повздовжній крок в пучку, м;

Знаходимо значення числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_v = \frac{\omega_v \cdot D_{t,v}}{\nu_v} = \frac{3.316 \cdot 0.012}{15.67 \cdot 10^{-6}} = 2539$$

D_v в даних формулах це коефіцієнт дифузії який розраховується за формулою:

$$D_v = D_0 \cdot \left(\frac{T_{\text{пл}}}{T_0} \right)^{1.8} \cdot \frac{P_0}{P_2} = 0.216 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{302.315}{273,15} \right)^{1.8} \frac{0.101}{0.101} = 2,593 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

де, $D_0 = 0.216 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $T_0 = 273,15 \text{ К}$,

$P_0 = 0.101 \text{ МПа}$, $P_2 = 0.101 \text{ МПа}$

Отже дифузійне число Прандтля складатиме:

$$\text{Pr}_v = \frac{\nu_v}{D_v} = \frac{15.67 \cdot 10^{-6}}{2.593 \cdot 10^{-5}} = 0.604$$

Наступним кроком знайдемо коефіцієнт масопередачі:

$$\beta_v = \frac{D_v}{d_{\text{нар}}} C \text{Re}_v^n \text{Pr}_v^{0.33} \left(\frac{S_2}{d_{\text{нар}}} \right)^{-0.15} =$$

$$= \frac{2,59 \cdot 10^{-5}}{0.012} \cdot 0.41 \cdot 2539^{0.6} \cdot 0.604^{0.33} \cdot \left(\frac{0.021}{0.012} \right)^{-0.15} = 0.076 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приведений коефіцієнт масопередачі буде складати:

$$\beta_{v,\text{пр}} = \beta_v \frac{(\eta_p \cdot F_p + F_{\text{п}})}{F_{\text{рс}}} = 0.076 \frac{0.302 \cdot 0.986 + 0.03}{0.333} = 0.0751 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де η_p – коефіцієнт ефективності ребер;

F_p – поверхня ребра, м²;

$F_{\text{п}}$ – поверхня одного метра довжини труби вільної від ребер, м²;

$F_{\text{рс}}$ – повна площа зовнішньої ребристої поверхні, м²;

Після розрахунку коефіцієнта масопередачі необхідно розрахувати густину насиченого пара біля і далеко від плівки.

$$\text{Газова постійна вологого пару } R_{\text{sat}} = \frac{8314.41}{18} = 461.91 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$$

$$\text{Газова постійна сухого пару } R_{\text{par}} = \frac{8314.41}{28} = 296.94 \frac{\text{Дж}}{\text{кг*К}}$$

Для розрахунку густини була взята методика з програми по розрахунку коефіцієнтів дифузії:

Теплофізичні властивості води у стані насичення складатимуть :

$$\text{КН1} = 25.6356$$

$$\text{КН2} = 5239.196$$

Розраховуємо парціальні тиски біля плівки та у потоці:

$$P_{\text{sat}} = e^{\frac{KH1 - KH2}{T_{\text{pl}}}} = e^{25.6356 - \frac{5239.196}{302.315}} = 4045 \text{ Па}$$

$$P_{\text{par}} = \varphi_2 \cdot e^{\frac{KH1 - KH2}{T_{\text{k}}}} = 0.5467 \cdot e^{25.6356 - \frac{5239.196}{298.69}} = 1840 \text{ Па}$$

Наступним кроком знаходимо густини біля плівки та у потоці:

$$\rho_{\text{sat}} = \frac{P_{\text{sat}}}{T_{\text{pl}} \cdot R_{\text{sat}}} = \frac{4045}{302.315 \cdot 461.9} = 0.0289 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{par}} = \frac{P_{\text{par}}}{T_{\text{sat}} \cdot R_{\text{par}}} = \frac{1840}{293.57 \cdot 296.94} = 0.0211 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Отже дифузійний потік буде дорівнює:

$$j = \beta_{\text{v.pr}} \cdot (\rho_{\text{sat}} - \rho_{\text{par}}) = 0.0751 \cdot (0.02897 - 0.0211) = 5.591 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

А тепловий потік за рахунок дифузії складатиме:

$$q_{\text{dif}} = j \cdot r = 5.591 \cdot 10^{-4} \cdot 2.432 \cdot 10^6 = 1437.19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Коефіцієнти теплопередачі на ділянках охолодження фреону

Конвективні коефіцієнти тепловіддачі від фреону до внутрішньої стінки труби також залишилися незмінними:

$$\alpha_{\text{r.1a}} = 1.167 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{\text{r.2a}} = 1.433 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{r.3a} = 1.422 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Перерахунку піддаються коефіцієнти теплопередачі від фреону в потік повітря, через зміненого коефіцієнта тепловіддачі від стінки до повітря, а отже:

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{r.1a,2a,3a}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{M1}} \right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{vpr1}}}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де λ_{M1} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб (міді), Вт/м · К;

$\delta_{ст}$ – товщина стінки труби, м.

Ділянка зняття перегріву пари фреону:

$$k_{pc1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.167 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387} \right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{79.865}} = 46.249, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Ділянка конденсації:

$$k_{pc2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.433 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387} \right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{79.865}} = 50.308, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Ділянка переохолодження рідкого фреону:

$$k_{pc3} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.422 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387} \right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{79.865}} = 50.014, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі від фреону до водяної плівки

Так як найбільшу кількість теплоти відводиться на ділянці конденсації, то і коефіцієнт теплопередачі будемо вважати для ділянки конденсації фреону.

$$kpc_{2v} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{r.2a}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{M1}}\right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{\delta_{vd}}{\lambda_{vd}}}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$kpc_{2v} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.433 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1.068 \cdot 10^{-7}}{0.61}} = 134.88, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де, $\alpha_{r.2a}$ – конвективні коефіцієнти тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

λ_{vd} – коефіцієнт теплопровідності води, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$;

Рівність теплових потоків

Тепловий потік який відводиться від фреону розраховується за формулою:

$$q_r = kpc_{2v}(T_{kond} - T_{pl}) = 134.88 \cdot (318.15 - 302.315) = 2135.6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Порівнявши теплові потоки, ми отримаємо:

$$q_{kon} + q_{dif} - q_r = 698.419 + 1437.19 - 2135.6 = 0$$

З чого ми робимо висновок що температура була підібрана правильно.

4.3. Робочий процес конденсатора з використанням випарних панелей та сіток для охолодження повітря

У зв'язку з використанням випарних панелей теплоти, відведені від фреону у процесі конденсації змінюються та теплове навантаження теплообмінного апарату – конденсатору дорівнюватиме:

$$Q_1 = 2.077 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 12.85 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q_3 = 1.084 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Наступним знаходимо температури повітря на ділянках теплообмінного апарату лінії конденсації:

$$T_{v.a1} = T_2 + \frac{Q_3}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 25.54 + \frac{1.084 \cdot 10^3}{0.939 \cdot 1005} = 26.689^\circ \text{ C}$$

$$T_{v.a2} = T_{v.a1} + \frac{Q_2}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 24.856 + \frac{12.85 \cdot 10^3}{0.939 \cdot 1005} = 40.31^\circ \text{ C}$$

$$T_{v.a3} = T_{v.a2} + \frac{Q_1}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 36.459 + \frac{2.077 \cdot 10^3}{0.939 \cdot 1005} = 42.51^\circ \text{ C}$$

Середньолагорифмічні температурні напори:

Ділянка охолодження пари фреону:

$$\Delta t_1 = \frac{(t'1 - T_{v.a3}) - (t12 - T_{v.a2})}{\ln\left(\frac{t'1 - T_{v.a3}}{t12 - T_{v.a2}}\right)} = \frac{(65 - 42.51) - (45 - 40.31)}{\ln\left(\frac{65 - 42.51}{45 - 40.31}\right)} = 11.36^\circ \text{ C}$$

Ділянка конденсації:

$$\Delta t_2 = \frac{(t_{12} - T_{v.a1}) - (t_{13} - T_{v.a2})}{\ln \left(\frac{t_{12} - T_{v.a1}}{t_{13} - T_{v.a2}} \right)} = \frac{(45 - 26.689) - (45 - 40.31)}{\ln \left(\frac{45 - 26.689}{45 - 40.31} \right)} = 10^\circ\text{C}$$

Ділянка переохолодження рідкого фреону:

$$\Delta t_3 = \frac{(t_{13} - T_{v.a1}) - (t''_1 - T_k)}{\ln \left(\frac{t_{13} - T_{v.a1}}{t''_1 - T_k} \right)} = \frac{(45 - 26.689) - (39 - 25.54)}{\ln \left(\frac{45 - 26.689}{39 - 25.54} \right)} = 15.76^\circ\text{C}$$

Скориставшись, вже підрахованими площами теплообміну:

$$F_{1a} = 5.266 \text{ м}^2$$

$$F_{ab} = 27.597 \text{ м}^2$$

$$F_{b2} = 2.855 \text{ м}^2$$

Ми зможемо визначити теплоти які відводяться на ділянках охолодження фреону, чим замкнемо ітераційний розрахунок.

$$Q_1 = F_{1a} \cdot k_{pc1} \cdot \Delta t_1 = 5.266 \cdot 46.249 \cdot 11.355 = 2.765 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = F_{ab} \cdot k_{pc2} \cdot \Delta t_2 = 27.597 \cdot 50.308 \cdot 10 = 13.88 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = F_{b2} \cdot k_{pc3} \cdot \Delta t_3 = 2.855 \cdot 50.014 \cdot 15.761 = 2.251 \text{ кВт}$$

Сумарні відведення теплоти в конденсаторі буде дорівнює:

$$Q_{\text{sum}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 2.765 + 13.88 + 2.251 = 18.9 \text{ кВт}$$

Само собою в реальних умовах данні відведення теплот вирівнюються зі стандартною потужністю конденсатора, проте можна впевнено сказати, що

подібне збільшення відводимої теплоти позначиться на зменшенні температури і тиску конденсації, що спричинить за собою зменшення потужності компресора. Подібний ефект безумовно позитивно позначиться на холодильному коефіцієнті теплообмінної установки.

Оцінити позитивний ефект можна якщо накласти вхідні параметри повітря на існуючий теплообмінник, характеристика якого наведена на рисунку 3.3.

При стандартній температурі навколишнього середовища, холодильний коефіцієнт дорівнює 2.32. Однак при зменшенні температури навколишнього середовища до 25.54 градусів, холодильний коефіцієнт зростає 2.81. що є приростом на 21%.

Теоретичний цикл теплової цієї холодильної машини наведено на рисунку 4.15.

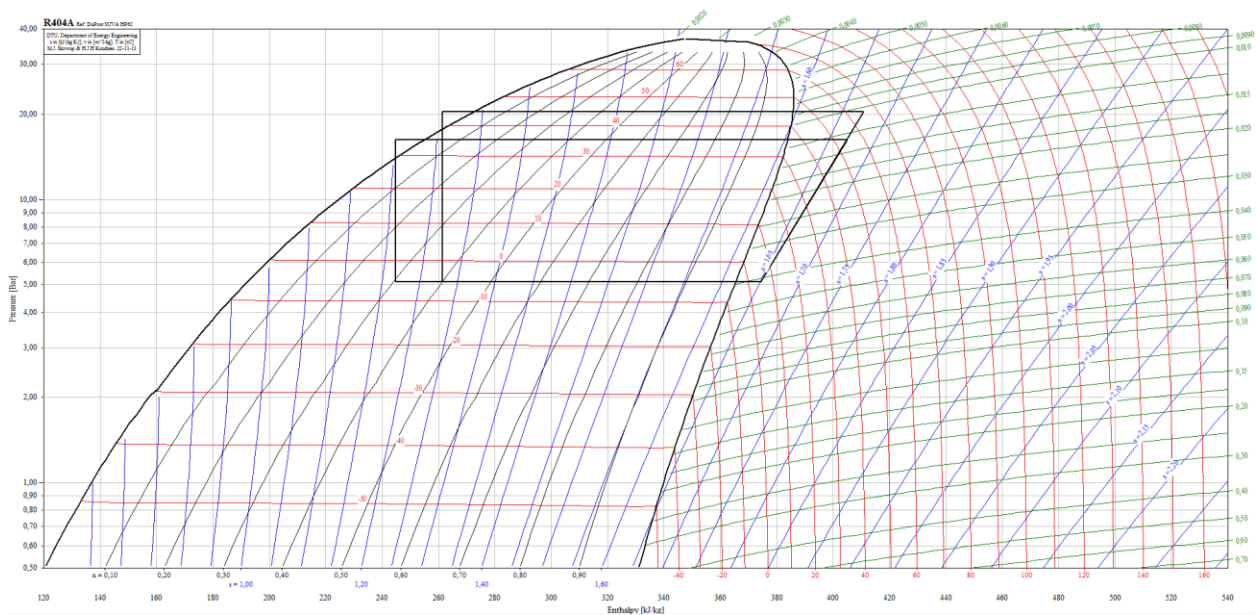


Рисунок 4.15 – Теоретичні цикли теплової машини без адіабатного охолодження конденсатора і з адіабатним охолодженням у вигляді випарної панелі відповідно

Для розрахунку випарного охолодження повітря з випарною сіткою використовуємо методику розрахунку випарного охолодження повітря.

Параметри вентиляторів

Першочергово оберемо вентилятори тій же моделі що і для конструкторського розрахунку конденсатора, проте, за умови додаткового аеродинамічного опору з боку зволожувальної сітки, витрати вентиляторів зміняться.

Була обрана витрата одного вентилятора $G = 1800 \frac{\text{м}^3}{\text{г}}$, або, при параметрах повітря $\rho_v = 1.127 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$G_v = \frac{G}{3600} \cdot \rho_v = \frac{1800}{3600} \cdot 1.127 = 0.563 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна витрата для двох вентиляторів відповідно буде дорівнювати:

$$G_{v_sum} = G_v \cdot n_{vent} = G_v \cdot 2 = 1.127 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахуємо сумарну площу витрати для 2 вентиляторів:

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 2$$

де, D - діаметр вентиляторів, дорівнює 0.4 м, отже

$$F_{sum} = \pi \cdot \frac{0.4^2}{4} \cdot 2 = 0.251 \text{ м}^2$$

Звідси випливає що швидкість потоку повітря, що проходить через вентилятор буде дорівнювати:

$$W_v = \frac{G_{v_sum}}{\rho_v \cdot F_{sum}} = \frac{1.127}{1.127 \cdot 0.251} = 3.979 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Аеродинамічний опір сітки

Аеродинамічний опір сітки з технічної інформації складає $\Delta P_p = 5$ Па, отже, сумарний аеродинамічний опір через конденсатор підвищиться, і стане рівним:

$$\Delta P_{a\Sigma} = \Delta P_a + \Delta P_p = 26.184 + 5 = 31.184 \text{ Па}$$

Що відповідає обраному витраті вентилятора, відповідно до характеристики наведеної на рисунку 3.5.

Форсунки

Використовуємо ту саму систему туманоутворення, задля забезпечення адіабатного зволоження повітря.

За розрахунковий прототип форсунки обираємо модель LECHLER серії 2MN, які забезпечують максимально дрібне розпорошення води у вигляді порожнистого конуса. Дана модель форсунок може забезпечити необхідний розмір крапель з витратою води в $G_f = 0.142$ л / хв.

Id діаграма процесу випаровування вологи

Початкові умови повітря, як і для розрахунку конденсатора, рівень температури в 305.15 К, і відносній вологості 30%, що відповідає умовам за теплий період року 2021-2022, згідно з Харківської метеостанції (аеропорт).

Процес адіабатного зволоження форсунками повітря, відбувається по лінії константи ентальпії. На практиці у кращому випадку форсунки зможуть звожити повітря до, приблизно 90% відносної вологості, але у зв'язку з характеристиками та виконанням випарних сіток вологість трохи менша та складатиме 80%, що відзначено на рисунку 4.16 точкою Sat.

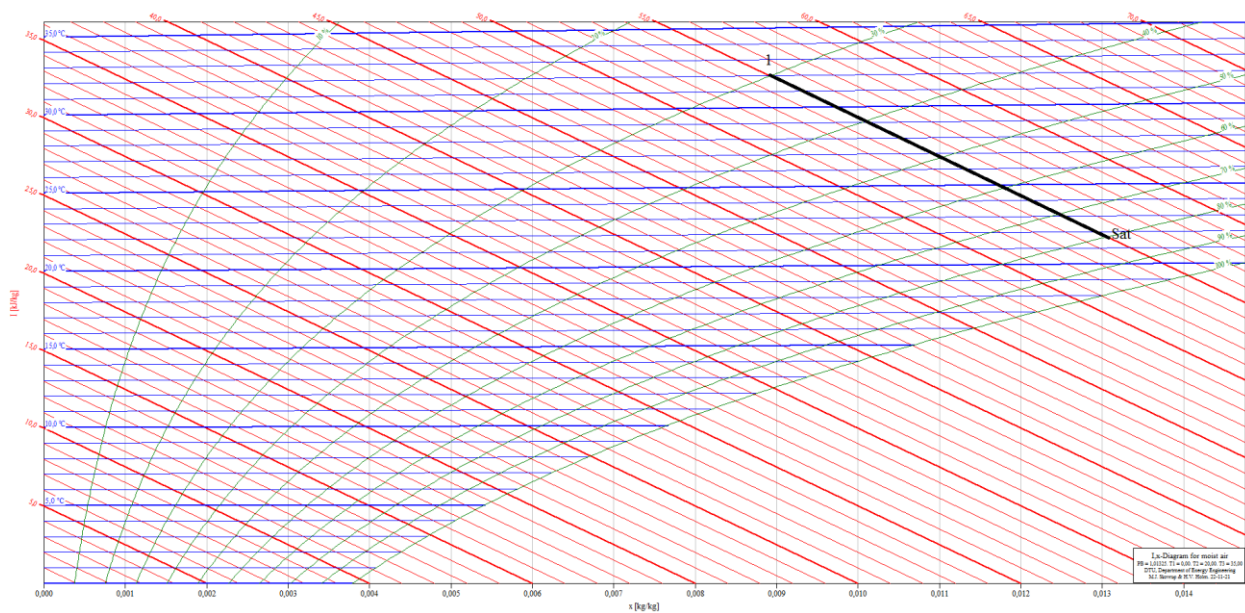


Рисунок 4.16 – Процес адіабатного зволоження повітря форсунками

Однак повітря не зволожується миттєво. До моменту повного випаровування крапель повітря вже може досягти конденсатора, а відтак не випарована вода осяде тонкої плівкою на поверхні теплообмінника.

Розрахунок діаметра крапель на вході у випарник

Для заданих форсунок візьмемо початковий діаметр крапель рівним $D_1 = 30$ мкм. Форсунки розташовані на відстані $S = 0.4$ м від конденсатора.

Вентилятори залишилися колишніми, а отже, так як у нас не додалося жодного аеродинамічного опору, то і витрата можна взяти рівним розрахунковому, а саме $G_{V_sum} = 1.127 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Знаючи швидкість потоку (швидкість крапель приймаємо рівною швидкості потоку), а так само знаючи відстань до конденсатора, можна визначити час польоту краплі.

$$\tau = \frac{s}{W_v} = \frac{0.4}{3.979} = 0.101 \text{ с}$$

Скориставшись графіком, наведеним на рисунку 4.13, ми можемо визначити діаметр краплі перед входом в конденсатор. [8, с.38-43]

Згідно з графіком на рисунку 4.13, з початковим розміром краплі $D_n = 30$ мкм, через $\tau = 0.101$ с діаметр краплі досягне позначки $D_k = 27$ мкм.

Параметри повітря на вході в конденсатор

Температура навколишнього середовища складає $T_1 = 32$ °C , $\varphi_1 = 30$ %

Температура насиченого повітря $T_{sat} = 21.7$ °C , $\varphi_{sat} = 80$ %

За ід діаграмою ми можемо визначити вміст вологи повітря перед зволоженням і в момент насичення.

Вологовміст вхідного повітря $x_1 = 0.00892 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$

Вологовміст насиченого повітря $x_{sat} = 0.01304 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$

Знаючи вологовміст, ми можемо визначити витрату води для форсунок, необхідну для досягнення параметрів насичення.

$$G_{vd} = G_{v_{sum}} * (x_{sat} - x_1) = 1.127 * (0.01304 - 0.00892) = 4.643 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Подібну витрату можна забезпечити поставивши кількість форсунок, яка дорівнюватиме:

$$n_f = \frac{G_{vd}}{\frac{G_f}{60}} = \frac{4.643 \cdot 10^{-3}}{\frac{0.142}{60}} = 1.962 \sim 2$$

Однак, як вже було сказано, вся вода не встигне випаруватися до потрапляння в конденсатор, а отже нам необхідно розрахувати яка частина води потрапить в теплообмінник.

Знаючи, що обсяг краплі пропорційний кубу її діаметра, ми можемо отримати витрату води, яка потрапила на конденсатор:

$$G_{vd_k} = G_{vd} \cdot \left(\frac{D_k}{D_n}\right)^3 = 4.643 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{27}{30}\right)^3 = 0.0033849 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Так само подібним способом ми можемо розрахувати вологовміст повітря при відносній вологості та температурі повітря в момент потрапляння в конденсатор:

$$\begin{aligned} x_k &= x_{\text{sat}} - (x_{\text{sat}} - x_1) \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 0.0136 - (0.01304 - 0.00892) \cdot \left(\frac{27}{30}\right)^3 \\ &= 0.01004 \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Знаючи вологовміст повітря на вході в теплообмінник, можна визначити всі інші параметри потоку на вході в конденсатор.

Температура потоку $T_k = 29.24^\circ\text{C} = 302.39 \text{ K}$

Відносна вологість $\varphi_2 = 39.61\%$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до повітря

Як і в розрахунку конденсатора, скористаємося співвідношенням для оребрених труб, розташованих у шаховому порядку для знаходження коефіцієнта тепловіддачі.

$$\alpha_v = \frac{\lambda_v}{d_{\text{нар}}} \cdot \text{Re}_v^n \cdot C \cdot \text{Pr}_v^{0.33} \cdot \left(\frac{S_2}{d_{\text{нар}}}\right)^{-0.15}$$

де λ_v - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м · К;

C, n - постійні коефіцієнти, для шахових пучків труб з плоскими ребрами;

$d_{\text{нар}}$ – зовнішній діаметр трубки, м;

S_2 – повздовжній крок в пучку, м;

Pr_v – число Прандля для повітря;

Однак в даному випадку змінилися витрати, а отже і швидкості повітря, Рейнольдс буде дорівнювати:

$$Re_v = \frac{W_v \cdot d_{\text{нар}}}{\nu_v} = \frac{3.979 \cdot 0.012}{1.567 \cdot 10^{-5}} = 3.047 \cdot 10^3$$

де ν_v – кінематична в'язкість повітря, $\text{м}^2/\text{с}$;

W_v – швидкість повітря, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

$$\alpha_v = \frac{0.0261}{0.012} \cdot (3047)^{0.6} \cdot 0.41 \cdot 0.712^{0.33} \cdot \left(\frac{0.021}{0.012}\right)^{-0.15} = 90.246 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$$

Так само розрахуємо наведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \alpha_{vpr2} &= \frac{\alpha_v \cdot (\eta_r \cdot F_p + F_{\Pi})}{F_{pc}} = \frac{90.246 \cdot (0.986 \cdot 0.302 + 0.03)}{0.332} = \\ &= 89.097, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

де η_r – коефіцієнт ефективності ребер;

F_p – поверхня ребра, м^2 ;

F_{Π} – поверхня одного метра довжини труби вільної від ребер, м^2 ;

F_{pc} – повна площа зовнішньої ребристої поверхні, м^2 ;

Як вже стало зрозуміло, всі конструктивні величини залишаються з проектувального розрахунку.

Теплові потоки

На кордоні потоку з водяною плівкою можна виділити 3 теплових потоки:

- Тепловий потік від фреону, через стінку до плівки.
- Тепловий потік відводиться за рахунок масопередачі від плівки до потоку, що створюється різницею парціальних тисків пара в потоці, і насиченої пари у поверхні.
- Тепловий потік за рахунок конвекції, створюваний різницею температур.

Для початку ітераційного розрахунку необхідно задатися температурою у поверхні плівки.

$$T_{pl} = 27.887 \text{ }^\circ\text{C}$$

Перевіркою правильності ітераційного розрахунку, буде служити рівність цих трьох теплових потоків:

$$q_{kon} + q_{dif} - q_r = 0$$

Тепловий потік за рахунок конвекції

Перший тепловий потік який необхідно порахувати, це тепловий потік за рахунок конвекції, створюваний різницею температур, близько і далеко від плівки.

Отже, тепловий потік за рахунок конвекції на одиницю площі дорівнює:

$$q_{kon} = \alpha_{vp} \cdot (T_{pl} - T_{sat}) = 89.097 \cdot (27.887 - 21.7) = 551.281 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Прихована теплота пароутворення

Тепловий потік за рахунок масопереносу буде розраховуватися за допомогою питомої теплоти пароутворення, а значить нам потрібно її визначити для заданих параметрів повітря на вході в теплообмінник.

$$r = \left[\text{PSI}_0 + K_{\text{PSI1}} \cdot \frac{T_{\text{pl}}}{\text{K}} + K_{\text{PSI2}} \cdot \left(\frac{T_{\text{pl}}}{\text{K}} \right)^2 \right] \cdot 10^3 = 2.434 \cdot 10^6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де, T_{pl} – температура біля водяної плівки, К;

а коефіцієнти будуть дорівнювати

$$\text{PSI}_0 = 2976.6716$$

$$K_{\text{PSI1}} = -1.26062$$

$$K_{\text{PSI2}} = -0.00179$$

Тепловий потік за рахунок масообміну

Для розрахунку дифузійного потоку маси необхідно порахувати коефіцієнт масопередачі.

Коефіцієнт масопередачі розраховується за, аналогічним коефіцієнтом тепловіддачі, критеріальним рівнянням, а отже:

Коефіцієнт масопередачі:

$$\beta_v = \frac{D_v}{d_{\text{нар}}} \text{CRe}_v^n \text{Pr}_v^{0.33} \left(\frac{S_2}{d_{\text{нар}}} \right)^{-0.15}$$

де, D_v – коефіцієнт дифузії, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

Re_v – число Рейнольдса для повітря;

Pr_v – дифузійне число Прандтля;

S_2 – повздовжній крок в пучку, м;

D_v в даних формулах це коефіцієнт дифузії який розраховується за формулою:

$$D_v = D_0 \cdot \left(\frac{T_{pl}}{T_0}\right)^{1.8} \cdot \frac{P_0}{P_2} = 0.216 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{301.037}{273,15}\right)^{1.8} \frac{0.101}{0.101} = 2,573 \cdot 10^{-5} \frac{M^2}{c}$$

де, $D_0 = 0.216 \cdot 10^{-4} \frac{M^2}{c}$, $T_0 = 273,15 K$,

$P_0 = 0.101 MPa$, $P_2 = 0.101 MPa$

Отже дифузійне число Прандтля складатиме:

$$Pr_v = \frac{\nu_v}{D_v} = \frac{15.67 \cdot 10^{-6}}{2.573 \cdot 10^{-5}} = 0.609$$

Наступним кроком знайдемо коефіцієнт масопередачі:

$$\begin{aligned} \beta_v &= \frac{D_v}{d_{нар}} C Re_v^n Pr_v^{0.33} \left(\frac{S_2}{d_{нар}}\right)^{-0.15} = \\ &= \frac{2,573 \cdot 10^{-5}}{0.012} \cdot 0.41 \cdot 3047^{0.6} \cdot 0.609^{0.33} \cdot \left(\frac{0.021}{0.012}\right)^{-0.15} = 0.085 \frac{M}{c} \end{aligned}$$

Приведений коефіцієнт масопередачі буде складати:

$$\beta_{v.pr} = \beta_v \frac{(\eta_r \cdot F_p + F_n)}{F_{pc}} = 0.085 \frac{0.302 \cdot 0.986 + 0.03}{0.333} = 0.083 \frac{M}{c}$$

де η_r – коефіцієнт ефективності ребер;

F_p – поверхня ребра, m^2 ;

F_n – поверхня одного метра довжини труби вільної від ребер, m^2 ;

F_{pc} – повна площа зовнішньої ребристої поверхні, m^2 ;

Після розрахунку коефіцієнта масопередачі необхідно розрахувати густину насиченого пара біля і далеко від плівки.

$$\text{Газова постійна вологого пару } R_{\text{sat}} = \frac{8314.41}{18} = 461.91 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\text{Газова постійна сухого пару } R_{\text{par}} = \frac{8314.41}{28} = 296.94 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Для розрахунку густини була взята методика з програми по розрахунку коефіцієнтів дифузії:

Теплофізичні властивості води у стані насичення складатимуть :

$$\text{КН1} = 25.6356$$

$$\text{КН2} = 5239.196$$

Розраховуємо парціальні тиски біля плівки та у потоці:

$$P_{\text{sat}} = e^{\frac{\text{КН1} - \text{КН2}}{T_{\text{pl}}}} = e^{25.6356 - \frac{5239.196}{301.037}} = 3759 \text{ Па}$$

$$P_{\text{par}} = \varphi_2 \cdot e^{\frac{\text{КН1} - \text{КН2}}{T_{\text{k}}}} = 0.5467 \cdot e^{25.6356 - \frac{5239.196}{302.39}} = 1609 \text{ Па}$$

Наступним кроком знаходимо густини біля плівки та у потоці:

$$\rho_{\text{sat}} = \frac{P_{\text{sat}}}{T_{\text{pl}} \cdot R_{\text{sat}}} = \frac{3759}{301.037 \cdot 461.9} = 0.0270 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{par}} = \frac{P_{\text{par}}}{T_{\text{sat}} \cdot R_{\text{par}}} = \frac{1609}{293.57 \cdot 294.85} = 0.0184 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Отже дифузійний потік буде дорівнює:

$$j = \beta_{\text{v.pr}} \cdot (\rho_{\text{sat}} - \rho_{\text{par}}) = 0.083 \cdot (0.0270 - 0.0184) = 7.215 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

А тепловий потік за рахунок дифузії складатиме:

$$q_{\text{dif}} = j \cdot r = 7.215 \cdot 10^{-4} \cdot 2.434 \cdot 10^6 = 1756.89 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Коефіцієнти теплопередачі на ділянках охолодження фреону

Конвективні коефіцієнти тепловіддачі від фреону до внутрішньої стінки труби також залишилися незмінними:

$$\alpha_{r.1a1} = 1.167 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{r.2a1} = 1.433 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{r.3a1} = 1.422 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Перерахунку піддаються коефіцієнти теплопередачі від фреону в потік повітря, через зміненого коефіцієнта тепловіддачі від стінки до повітря, а отже:

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{r.1a1,2a1,3a1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{M1}} \right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{vpr2}}}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де λ_{M1} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб (міді), Вт/м · К;

$\delta_{ст}$ – товщина стінки труби, м;

Ділянка зняття перегріву пари фреону:

$$k_{pc12} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.167 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387} \right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{89.097}} = 49.201, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Ділянка конденсації:

$$k_{pc22} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.433 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387} \right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{89.097}} = 53.821, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Ділянка переохолодження рідкого фреону:

$$k_{rc32} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.422 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{1}{89.097}} = 53.485, \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі від фреону до водяної плівки

Так як найбільшу кількість теплоти відводиться на ділянці конденсації, то і коефіцієнт теплопередачі будемо вважати для ділянки конденсації фреону

$$k_{rc_{2v2}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{r.ab}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{M1}}\right) \cdot \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{\delta_{vd}}{\lambda_{vd}}}, \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$k_{rc_{2v2}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.433 \cdot 10^3} + \frac{0.001}{387}\right) \cdot \frac{0.332}{0.031} + \frac{9.477 \cdot 10^{-8}}{0.61}} = 134.88, \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}$$

де, $\alpha_{r.2a1}$ – конвективні коефіцієнти тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

λ_{vd} – коефіцієнт теплопровідності води, $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$;

Рівність теплових потоків

Тепловий потік який відводиться від фреону розраховується за формулою:

$$q_r = k_{rc_{2v2}}(T_{\text{kond}} - T_{\text{pl}}) = 134.88 \cdot (318.15 - 301.037) = 2308.11 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Порівнявши теплові потоки, ми отримаємо:

$$q_{\text{kon}} + q_{\text{dif}} - q_r = 551.281 + 1756.89 - 2308.11 = 0$$

З чого ми робимо висновок що температура була підібрана правильно.

У зв'язку з використанням випарних панелей теплоти, відведені від фреону у процесі конденсації змінюються та теплове навантаження теплообмінного апарату – конденсатору дорівнюватиме:

$$Q_1 = 2.216 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 12.37 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

$$Q_3 = 1.038 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Знаходимо температури повітря на ділянках теплообмінного апарату лінії конденсації:

$$T_{v.a1} = T_2 + \frac{Q_3}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 29.24 + \frac{1.038 \cdot 10^3}{1.127 \cdot 1005} = 30.156^\circ \text{ C}$$

$$T_{v.a2} = T_{v.a1} + \frac{Q_2}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 30.156 + \frac{12.37 \cdot 10^3}{1.127 \cdot 1005} = 41.08^\circ \text{ C}$$

$$T_{v.a3} = T_{v.a2} + \frac{Q_1}{G_{vsum} \cdot Cp2} = 41.08 + \frac{2.216 \cdot 10^3}{1.127 \cdot 1005} = 43.03^\circ \text{ C}$$

Середньологарифмічні температурні напори:

Ділянка охолодження пари фреону:

$$\Delta t_1 = \frac{(t'1 - T_{v.a3}) - (t12 - T_{v.a2})}{\ln\left(\frac{t'1 - T_{v.a3}}{t12 - T_{v.a2}}\right)} = \frac{(65 - 43.03) - (45 - 41.08)}{\ln\left(\frac{65 - 43.03}{45 - 41.08}\right)} = 10.47^\circ \text{ C}$$

Ділянка конденсації:

$$\Delta t_2 = \frac{(t12 - T_{v.a1}) - (t13 - T_{v.a2})}{\ln\left(\frac{t12 - T_{v.a1}}{t13 - T_{v.a2}}\right)} = \frac{(45 - 30.156) - (45 - 41.08)}{\ln\left(\frac{45 - 30.156}{45 - 41.09}\right)} = 8.2^\circ \text{ C}$$

Ділянка переохолодження рідкого фреону:

$$\Delta t_3 = \frac{(t_{13} - T_{v.a1}) - (t''_1 - T_k)}{\ln \left(\frac{t_{13} - T_{v.a1}}{t''_1 - T_k} \right)} = \frac{(45 - 30.156) - (39 - 29.24)}{\ln \left(\frac{45 - 30.156}{39 - 29.24} \right)} = 12.13^\circ\text{C}$$

Скориставшись, вже підрахованими площами теплообміну:

$$F_{1a} = 5.266 \text{ м}^2$$

$$F_{ab} = 27.597 \text{ м}^2$$

$$F_{b2} = 2.855 \text{ м}^2$$

Ми зможемо визначити теплоти які відводяться на ділянках охолодження фреону, чим замкнемо ітераційний розрахунок.

$$Q_1 = F_{1a} \cdot k_{pc12} \cdot \Delta t_1 = 5.266 \cdot 49.201 \cdot 10.47 = 2.714 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = F_{ab} \cdot k_{pc22} \cdot \Delta t_2 = 27.597 \cdot 53.821 \cdot 8.2 = 12.19 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = F_{b2} \cdot k_{pc32} \cdot \Delta t_3 = 2.855 \cdot 53.485 \cdot 12.125 = 1.851 \text{ кВт}$$

Сумарні відведення теплоти в конденсаторі буде дорівнює:

$$Q_{\text{sum}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 2.714 + 12.19 + 1.851 = 16.75 \text{ кВт}$$

При стандартній температурі навколишнього середовища, холодильний коефіцієнт дорівнює 2.32. Однак при зменшенні температури навколишнього середовища до 29.24 градусів, холодильний коефіцієнт зростає до 2.52. що є приростом на 8,5%.

Теоретичний цикл теплової цієї холодильної машини наведено на рисунку 4.17.

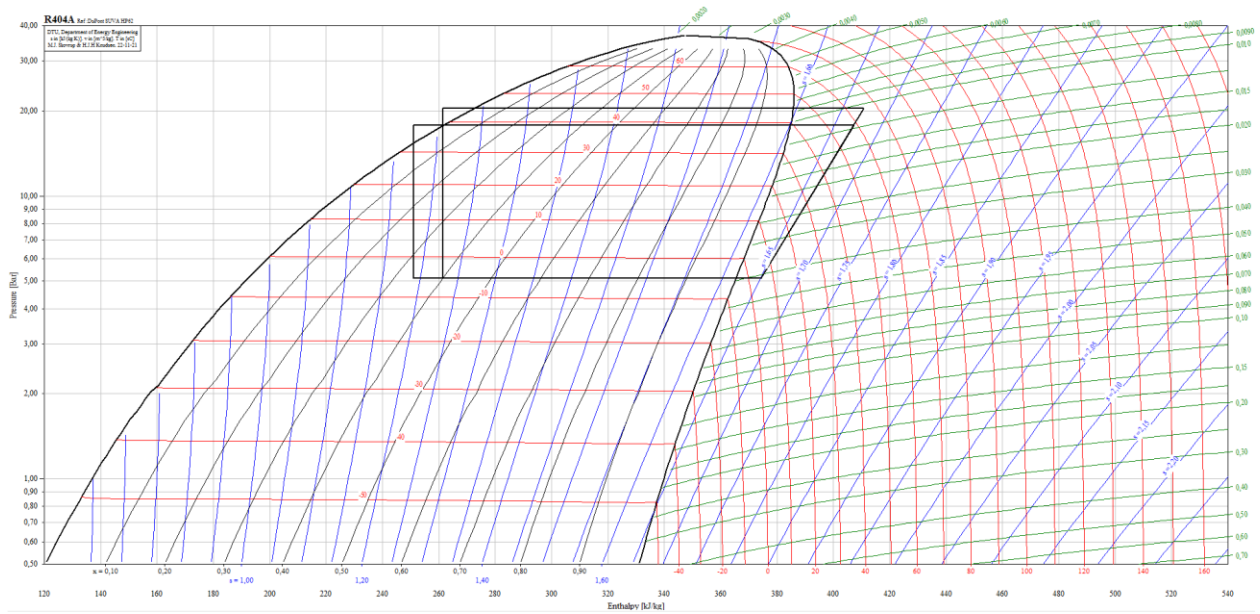


Рисунок 4.17 – Теоретичні цикли теплової машини без адіабатного охолодження конденсатора і з адіабатних охолодженням у вигляді сітки відповідно

5. ТЕРМОЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З АДІАБАТНИМ ЗВОЛОЖЕННЯМ ОХОЛОДЖУЮЧОГО ПОВІТРЯ КОНДЕНСАТОРА

5.1 Методика визначення економічної ефективності холодильної установки

Прийняті умовні позначення

ОЗП - пряма заробітна плата основних робітників

ДЗП - додаткова зарплата основних робочих

ОСС - відрахування до фондів

РСЭО - витрати на утримання та експлуатацію обладнання

ЦР - цехові витрати

ВИИ - відшкодування зносу інструменту і пристосування цільового призначення

РОП - витрати на освоєння виробництва нових видів виробу

ОР - загальнозаводські витрати

ОФЗ - відрахування в фонд зайнятості

ОМС - відрахування на медичне страхування

ВР - позавиробничі витрати

ЦИ - ціна виробу

Планування собівартості і ціни продукції

В даному розділі зробимо розрахунок собівартості, ціни і оцінимо експлуатаційні витрати на виробництво адіабатних випаровувачів, а саме панелі та сітки, які були розглянуті в дипломному проекті. Та також визначимо економічну ефективність використання холодильної установки з додаванням адіабатних охолоджувачів.

При розробці плану по собівартості продукції здійснюються розрахунки річного кошторису витрат на виробництво цеху по калькуляційних статтях витрат виробу. Кошторис витрат на виробництво цеху відображає всі витрати цеху на річну програму.

При складанні кошторису витрат на виробництво цеху по калькуляційних статтях витрат витрати групуються в такий спосіб:

1. Основні матеріали;
2. Комплектуючі вироби;
3. Зворотні витрати;
4. Основна заробітна плата робітників;
5. Додаткова заробітна плата виробничих робітників;
6. Відрахування на соціальне страхування;
7. Витрати на утримання і експлуатацію обладнання;
8. Витрати цеху;
9. Відшкодування зносу інструментів і пристосувань цехового призначення;
10. Витрати на освоєння виробництва нових видів виробів;
11. Загальнозаводські витрати;
12. Відрахування в фонд зайнятості;
13. Відрахування на медичне страхування;
14. Позавиробничі витрати;

Витрати на виробництво продукції класифікуються як непрямі і прямі.

Прямі - пов'язані з виготовленням конкретних видів виробів, відносяться на собівартість одиниці обліку і які можна розрахувати на одиницю виробу (матеріали, заробітна плата та ін.).

Непрямі також пов'язані з декількома технологічними процесами або роботою цеху підприємства в цілому (цехові - витрати, загальнозаводські витрати).

Кошторис витрат на виробництво цеху відображає усі витрати цеху (заводу) на річну програму і складається в двох розділах: по експлуатаційним

елементам і за калькуляційними статтями витрат. Кошторис витрат по експлуатаційним елементам застосовується для взаємозв'язку бюджету цеху з бюджетом заводу, бюджету заводу з бюджетом вищих інстанцій. Перелік основних статей витрат, за якими розраховується кошторис витрат на виробництво продукції, наведено вище.

Калькуляція собівартості одиниці виробу адіабатної панелі

Калькуляція проводиться по вище перерахованим статтям калькуляції.

1. Основні матеріали - 1750 грн.

Всього – 1750 грн.

2. Зворотні відходи – відсутні.

3. Пряма заробітна плата основних робітників

$$ОЗП = Т \cdot e \left(1 + \frac{К}{100} \right),$$

де T – трудомісткість відрядних або почасових робіт на виготовлення виробу, нормо-год;

e – середня годинна ставка на відрядні або почасові роботи з виготовлення виробу, грн / нормо-год. $к$ – коефіцієнт, що включає доплати за умови та інтенсивність праці.

$$ОЗП = 120 \cdot 40 \cdot (1 + 20/100) = 576 \text{ (грн)}$$

4. Додаткова зарплата основних робочих

$$ДЗП = ОЗП \left(\frac{к}{100} \right),$$

де $к$ – коефіцієнт, що враховує часові, денні, місячні доплати.

Приймаємо $k = 25$.

$$\text{ДЗП} = 576 \cdot (25/100) = 144 \text{ (грн / міс)}$$

5. Відрахування до соціальних фондів (пенсійний, на соціальне страхування, фонд зайнятості, медичне страхування)

$$\text{ОСС} = (\text{ОЗП} + \text{ДЗП}) \cdot \frac{H}{100}$$

де H – норматив обов'язкових відрахувань на соціальні заходи.

Пенсійний фонд - 32%, соціальне страхування - 4%, фонд зайнятості - 1,5%, медичне страхування - 2,5% від суми основної та додаткової зарплати робітників. В сумі - 40%.

$$\text{ОСС} = (576 + 144)40/100 = 288 \text{ (грн)}$$

6. Витрати на утримання і експлуатацію устаткування

При роботі установки раз на місяць необхідно проводити регламентні роботи. Вони включають в себе очищення панелі від бруду. Приймаємо ці витрати в процентному відношенні від ОЗП - 120%

$$\text{РСЭО} = 576 \cdot \frac{120}{100} = 691 \text{ (грн)}$$

7. Цехові витрати

Цехові витрати складаються з витрат на керувально-адміністративний персонал і, власне, цехові витрати. Приймаємо в процентному відношенні від ОЗП - 180%

$$\text{ЦР} = 576 \cdot 180/100 = 1036.8 \text{ (грн)}$$

8. Відшкодування зносу інструменту і пристосування цільового призначення

При роботі виходять з ладу елементи водопідготовки і самі панелі вже не в змозі виконувати своє призначення. Для діагностування та ремонту необхідні різні інструменти. Відшкодування зносу інструменту і пристосування цільового призначення визначається в процентному відношенні (5%) від суми статей 1, 2, 4, 5 і мінус 3 стаття.

$$\text{ВИИ} = (1750 + 576 + 144) \cdot \frac{5}{100} = 123.5 \text{ (грн)}$$

9. Витрати на освоєння виробництва нових видів виробу

Визначається в процентному відношенні від суми статей 1, 2, 4, 5 і мінус 3 стаття - 10%

$$\text{РОП} = (1750 + 576 + 130) \cdot 10/100 = 245.6 \text{ (грн)}$$

10. Загальнозаводські витрати

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 80%

$$\text{ОР} = 576 \cdot 80/100 = 460.8 \text{ (грн)}$$

11. Заводська собівартість

$$\begin{aligned} \text{ЗС} &= 1750 + 576 + \\ &144 + 288 + 691.2 + 1036.8 + 123.5 + 245.6 + 460.8 \\ &= 5315.9 \text{ (грн)} \end{aligned}$$

12. Позавиробничі витрати

Позавиробничі витрати складають 3% від заводської собівартості

$$BP = 5315.9 \cdot 3/100 = 159.48 \text{ (грн)}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу:

Найменування статей витрат	Величина витрат , грн
1. Сировина і основні матеріали	1750
2. Зворотні відходи	–
3. Основна заробітна плата виробничих робітників	576
4. Додаткова заробітна плата виробничих робітників	144
5. Відрахування до фондів	288
6. Витрати на утримання і експлуатацію обладнання	691.2
7. Цехові витрати	1036.8
8. Відшкодування зносу інструментів і пристосувань цехового призначення	123.5
9. Витрати на освоєння виробництва нових видів виробу	245.6
10. Загальнозаводські витрати	460.8
11. Заводська собівартість	5315.9
12. Позавиробничі витрати	159.48
Повна собівартість виробу	5475.38

Таблиця 5.1 – Повна собівартість виробу(адіабатної панелі)

Для визначення ціни виробу необхідно до повної собівартості додати прибуток і ПДВ. Прибуток становить 20% і ПДВ - 20%.

$$ЦИ = 5475.38 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 7884.54 \text{ (грн)}$$

Калькуляція собівартості одиниці виробу адіабатної сітки

Калькуляція проводиться по вище перерахованих статей калькуляції. Для теплообмінного апарату повітряного типу:

1. Основні матеріали - 1500 грн.

Всього - 1500 грн.

2. Зворотні відходи - відсутні.

3. Пряма заробітна плата основних робітників

$$ОЗП = Т \cdot e \left(1 + \frac{К}{100} \right),$$

де T – трудомісткість відрядних або почасових робіт на виготовлення виробу, нормо-год;

e – середня годинна ставка на відрядні або почасові роботи з виготовлення виробу, грн / нормо-год;

k – коефіцієнт, що включає доплати за умови та інтенсивність праці.

$$ОЗП = 10 \cdot 40 \cdot (1 + 20/100) = 480 \text{ (грн)}$$

4. Додаткова зарплата основних робочих

$$ДЗП = ОЗП \left(\frac{к}{100} \right),$$

де k – коефіцієнт, що враховує часові, денні, місячні доплати.

Приймаємо $k = 25$.

$$ДЗП = 480 \cdot (25/100) = 120 \text{ (грн / міс)}$$

5. Відрахування до соціальних фондів (пенсійний, на соціальне страхування, фонд зайнятості, медичне страхування)

$$ОСС = (ОЗП + ДЗП) \cdot \frac{Н}{100},$$

де Н – норматив обов'язкових відрахувань на соціальні заходи.

Пенсійний фонд - 32%, соціальне страхування - 4%, фонд зайнятості - 1,5%, медичне страхування - 2,5% від суми основної та додаткової зарплати робітників. В сумі - 40%.

$$ОСС = (480 + 120)40/100 = 240 \text{ (грн)}$$

6. Витрати на утримання і експлуатацію устаткування

При роботі установки раз на місяць необхідно проводити регламентні роботи. Вони включають в себе очищення сітки від бруду. Приймаємо ці витрати в процентному відношенні від ОЗП - 120%

$$РСЭО = 480 \cdot \frac{120}{100} = 576 \text{ (грн)}$$

7. Цехові витрати

Цехові витрати складаються з витрат на на керувально-адміністративний персонал і, власне, цехові витрати. Приймаємо в процентному відношенні від ОЗП - 180%

$$ЦР = 480 \cdot 180/100 = 864 \text{ (грн)}$$

8. Відшкодування зносу інструменту і пристосування цільового призначення

При роботі виходять з ладу елементи водопідготовки і самі полімерні сітки вже не в змозі виконувати своє призначення. Для діагностування та ремонту необхідні різні інструменти. Відшкодування зносу інструменту і пристосування цільового призначення визначається в процентному відношенні (5%) від суми статей 1, 2, 4, 5 і мінус 3 стаття.

$$\text{ВИИ} = (1500 + 480 + 120) \cdot \frac{5}{100} = 105 \text{ (грн)}$$

9. Витрати на освоєння виробництва нових видів виробу

Визначається в процентному відношенні від суми статей 1, 2, 4, 5 і мінус 3 стаття - 10%

$$\text{РОП} = (1500 + 480 + 130) \cdot 10/100 = 211 \text{ (грн)}$$

10. Загальнозаводські витрати

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 80%

$$\text{ОР} = 480 \cdot 80/100 = 384 \text{ (грн)}$$

11.Заводська собівартість

$$\text{ЗС} = 1500 + 480 + 120 + 240 + 576 + 864 + 105 + 211 + 384 = 4480 \text{ (грн)}$$

12. Позавиробничі витрати

Позавиробничі витрати складають 3% від заводської собівартості

$$\text{ВР} = 4480 \cdot 3/100 = 134.4 \text{ (грн)}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу:

Найменування статей витрат	Величина витрат , грн
1. Сировина і основні матеріали	1500
2. Зворотні відходи	—
3. Основна заробітна плата виробничих робітників	480
4. Додаткова заробітна плата виробничих робітників	120
5. Відрахування до фондів	240

6. Витрати на утримання і експлуатацію обладнання	576
7. Цехові витрати	864
8. Відшкодування зносу інструментів і пристосувань цехового призначення	105
9. Витрати на освоєння виробництва нових видів виробу	211
10. Загальнозаводські витрати	384
11. Заводська собівартість	4480
12. Позавиробничі витрати	134.4
Повна собівартість виробу	4614.4

Таблиця 5.2 – Повна собівартість виробу(адабатної сітки)

Для визначення ціни виробу необхідно до повної собівартості додати прибуток і ПДВ. Прибуток становить 20% і ПДВ - 20%.

$$\text{ЦИ} = 4614.4 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 6644.74 \text{ (грн)}$$

Економічна ефективність холодильних машин

В даному розділі зробимо розрахунок економічної ефективності та порівняємо ефективність використання холодильних машин з адабатним охолодженням та без нього.

Першочергово розрахуємо економічну складову холодильної машини з повітряним охолодженням конденсатора без використання адабатного охолоджувача. За основу візьмемо вже підібраний агрегат, який підійшов під наші параметри, повна вартість буде складатися з:

1. Агрегату парокомпресійної холодильної машини;
2. Повітроохолоджувач для охолодження камери;
3. Розхідники (труби, фітінг);

Вартість складових представлена у таблиці 5.3:

Агрегат	Повітроохолоджувач	Розхідники
LB-Q521-0Y-2T	GACC-RX-031.1/31N	
147 031.84 UAH	123 876.00 UAH	5 000.00 UAH

Таблиця 5.3 – Вартість складових холодильної машини

Повна вартість даної холодильної машини складатиме 275 907.84 грн.

Наступними кроками розрахуємо вартість холодильних машин з використанням адіабатного охолодження:

Вартість складових для холодильної машини з використанням адіабатної панелі представлена у таблиці 5.4:

Агрегат	Повітроохолоджувач	Розхідники	Адіабатна панель
LB-Q521-0Y-2T	GACC-RX-031.1/31N		
147 031.84 UAH	123 876.00 UAH	5 000.00 UAH	7 884.54 UAH

Таблиця 5.4 – Вартість складових холодильної машини з адіабатною панеллю

Повна вартість даної холодильної машини складатиме 283 792,38 грн.

Вартість складових для холодильної машини з використанням адіабатної сітки представлена у таблиці 5.5:

Агрегат	Повітроохолоджувач	Розхідники	Адіабатна сітка
LB-Q521-0Y-2T	GACC-RX-031.1/31N		
147 031.84 UAH	123 876.00 UAH	5 000.00 UAH	6 644.74 UAH

Таблиця 5.5 – Вартість складових холодильної машини з адіабатною сіткою

Повна вартість даної холодильної машини складатиме 282 552.58 грн.

У зв'язку зі зменшенням температури повітря навколо конденсатора розглянемо вартість системи з іншим конденсатором. Система з адіабатним охолодженням дає можливість зменшення температури повітря з 32°C до 25°C, у зв'язку з чим розглянемо менший конденсатор, який підійде до нашої системи при незмінних елементах і вимогах.

Вартість складових для більш економічно вигідної холодильної машини з використанням адіабатної панелі представлена у таблиці 5.6:

Агрегат та конденсатор	Повітроохолоджувач	Розхідники	Адіабатна панель
LB-Q521-0Y-2T/LB-420	GACC-RX-031.1/31N		
131831.80 UAH	123 876.00 UAH	5 000.00 UAH	7 884.54 UAH

Таблиця 5.6 – Вартість складових холодильної машини з адіабатною панеллю

Повна вартість нової холодильної машини складатиме 268 592.38 грн.

Також розглянемо витрати електроенергії для компресорно-конденсаторного агрегату із додатковим використанням адіабатного зволоження але з економічно вигідно зменшеним конденсатором LB-420.

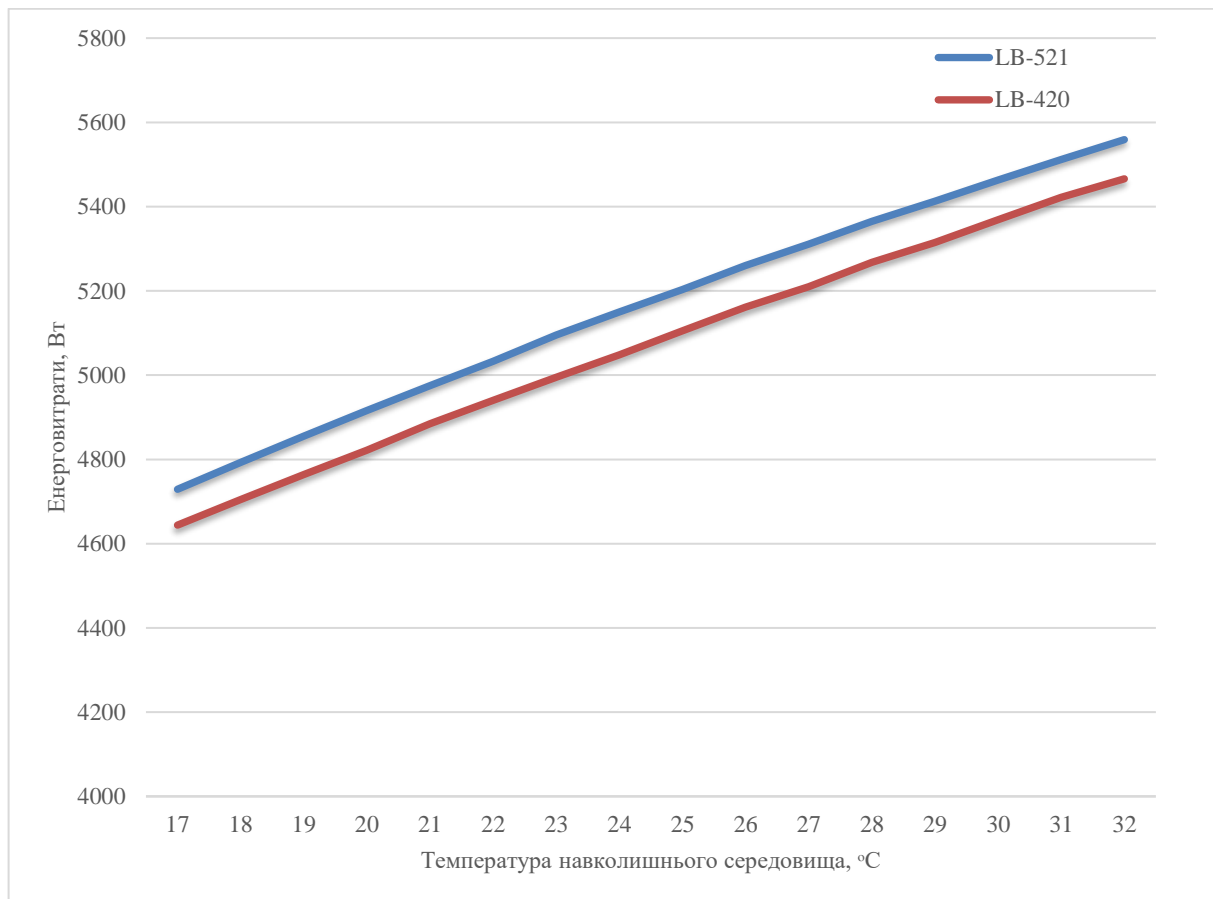


Рисунок 5.1 – Залежність енерговитрати від температури навколишнього середовища для конденсаторів

Роблячи висновки з розрахунку вартості холодильних машин зазначимо, що холодильна машина з повітряним охолодженням конденсатора без використання адіабатного охолоджувача дійсно має меншу вартість, яка складає 275 907.84 грн., і повністю виконує поставлену перед нею мету, але використання саме холодильних машин з адіабатним охолодження дає нам можливість збільшення теплового навантаження на конденсатор і агрегату у

цілому, у випадку з адіабатичною панеллю це приріст у 26% від першочергової теплового навантаження, а у випадку з адіабатичною сіткою лише 12%. Також використання адіабатного охолодження збільшує період експлуатації, завдяки чому компресор, як основний компонент, працює менше, але з більшою ефективністю. Та також зазначимо, що зменшення температури повітря дає нам можливість економії у зв'язку зі зміною обладнання, у нашому разі був змінений конденсатор та отримана повна вартість холодильної машини, яка склала 268 592.38 грн., що на 3% менше ніж у першочергового розрахованого агрегату і тим самим дає можливість економічно вигідно зменшити вартість обладнання для холодильної камери.

5.2 Аналіз складових енергозбереження та підвищення ефективності ПКХМ з адіабатним зволоженням охолоджуючого повітря конденсатора

У багатьох галузях промисловості на холодильні установки витрачається велика кількість енергії та коштів, але серед користувачів немає глибокого розуміння особливостей роботи таких енергоустановок. Тому холодильні установки на сьогоднішній день є винятковою можливістю для енергозбереження в промисловості.

Чим нижче потрібно отримати температуру всередині холодильної камери, тим більше енергії витрачається. Крім того, чим вище температура охолоджуючого середовища (повітря) для конденсатора, тим більше споживається енергії. За рахунок встановлення максимально можливої температури випаровування і мінімально можливої температури конденсації можна досягти значної економії енергії. В цьому і може допомогти стільниковий випарний охолоджувач та полімерна випарна сітка.

Можливості економії за рахунок оптимізації

Проаналізований нами процес конденсації з використанням адіабатного охолодження визнає величину охолодження, яку можна одержати на різних рівнях температури у обраний період року. Це допомогло визначити

раціональні агрегати та умови експлуатації холодильної установки. В якості елемента відповідного основного обладнання було обрано наявний компресорно-конденсаторний блок Frascold LB-Q521-0Y-2T, що ближче до наших початкових даних.

Таблиця 5.6 – Основні характеристики ККБ при температурі зовнішнього повітря +32°C

Холодопродуктивність Q, кВт	Потужність конденсатора Q, кВт	Холодильний коефіцієнт	Споживана потужність, Q _e Вт	Електричний струм, А
12.869	17.798	2.32	5559	8.91

Розглянемо електроспоживання ККБ з повітряним охолодженням конденсатора. Основне обладнання працює не постійно. Якщо приміщення для охолодження не потребує відтайки повітроохолоджувача, коефіцієнт краще приймати 0.83, що відповідає 20 годинам роботи з 24 годин. Якщо повітроохолоджувач потребує відтайки, коефіцієнт приймають 0.75 (18 годин роботи з 24 годин). У нашому випадку температура кипіння -5°C, тому відтайка для ефективної роботи повітроохолоджувача необхідна. Введемо середньогодинний коефіцієнт споживання агрегату $K = 0.75$. Годинне споживання електроенергії згідно з введеним коефіцієнтом дорівнюватиме:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot K = 5.559 \cdot 0.75 = 4.169 \text{ кВт}$$

Добове споживання електроенергії буде дорівнювати:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot 24 = 4.169 \cdot 24 = 100.62 \text{ кВт}$$

Розрахуємо споживання електроенергії за обраний період у рік:

$$Q_{ep} = Q_{ед} \cdot 365 = 100.62 \cdot 365 = 36522.63 \text{ кВт}$$

Наступним кроком ми розглянемо витрати електроенергії вже для компресорно-конденсаторного агрегату із додатковим використанням адіабатного зволоження. Оберемо той самий агрегат Frascold LB-Q521-0Y-2T та додамо випарну панель. Отримані данні зображені у таблиці 5.7. Так само розрахуємо витрати електроспоживання ККБ із додатковим адіабатним зволоження у вигляді випарної панелі.

Таблиця 5.7 – Основні характеристики ККБ при температурі зовнішнього повітря +25°C

Холодопродуктивність Q, кВт	Потужність конденсатора Q, кВт	Холодильний коефіцієнт	Споживана потужність	Електричний струм
14.498	19.102	2.77	5234	8.45

Годинне споживання електроенергії згідно з введеним коефіцієнтом дорівнюватиме:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot K = 5.234 \cdot 0.75 = 3.926 \text{ кВт}$$

Добове споживання електроенергії буде дорівнювати:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot 24 = 3.926 \cdot 24 = 94.212 \text{ кВт}$$

Розрахуємо споживання електроенергії за обраний період у рік:

$$Q_{ep} = Q_{ед} \cdot 365 = 94.212 \cdot 365 = 34387.38 \text{ кВт}$$

Використання адіабатної панелі веде до очевидного енергозбереження.

Також розглянемо витрати електроенергії у разі використання адіабатної сітки для того самого агрегату Frascold LB-Q521-0Y-2T (таблиця 5.8).

Таблиця 5.8 – Основні характеристики ККБ при температурі зовнішнього повітря +29°C

Холодопродуктивність Q, кВт	Потужність конденсатора Q, кВт	Холодильний коефіцієнт	Споживана потужність	Електричний струм
13.562	18.359	2.5	5427	8.72

Годинне споживання електроенергії згідно з введеним коефіцієнтом дорівнюватиме:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot K = 5.427 \cdot 0.75 = 4.07 \text{ кВт}$$

Добове споживання електроенергії буде дорівнювати:

$$Q_{ед} = Q_e \cdot 24 = 4.07 \cdot 24 = 94.686 \text{ кВт}$$

Розрахуємо споживання електроенергії за обраний період у рік:

$$Q_{ер} = Q_{ед} \cdot 365 = 94.686 \cdot 365 = 35655.39 \text{ кВт}$$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання для кліматичних умов Харківського регіону виконано розрахунки теплових потоків до камери зберігання молочної продукції, визначено холодопродуктивність парокомпресійної холодильної машини, спроектовано конденсатор та виконано підбір інших її основних елементів.

Проаналізовано вплив температури довкілля на енергетичну ефективність парокомпресійної холодильної машини. При підвищенні зазначеної температури з 23°C до 33°C за рахунок зростання теплових потоків до холодильної камери при одночасному погіршенню умов охолодження конденсатора енергоспоживання зростає на 510 Вт, а холодильний коефіцієнт зменшується на 32%. Максимальна температура довкілля при сталій роботі холодильної камери становить 35,5°C.

Покращити ці показники дозволяє зниження температури повітря, що охолоджує конденсатор. Доведено, що єдино раціональним для цього є випарне охолодження. При випаровуванні 0,4% води температура повітря знижується на 10К.

Обґрунтовано переваги використання зволожуючих панелей та сіток для реалізації випарного охолодження. Розроблено методику розрахунку температури та вологовмісту охолодженого повітря, гідравлічного опору та площі зволожуючого елемента в залежності від його товщини, а також температури, вологості та витрати оточуючого повітря.

При максимальній регіональній температурі 33°C використання зволожуючих панелей товщиною 100 мм дає зниження температури повітря на 6К, що складає 31% від рівноважного. За рахунок цього енергоспоживання ПКХМ зменшується на 320 Вт, а холодильний коефіцієнт підвищується на 15%. При зволоженні охолоджуючого повітря конденсатора максимальна температура довкілля при сталій роботі холодильної камери становить 43,5°C.

Визначені додаткові енергетичні та фінансові витрати для реалізації випарного охолодження. Для Харківського регіону (з урахуванням вологості повітря) при температурі довкілля вище 32°C енергетична ефективність розробленої холодильної системи із зволоженням повітря вища за вихідну.

Для подібної економічної оцінки необхідні розрахунки з урахуванням капітальних та плинних фінансових витрат, а також змінних параметрів довкілля за весь період експлуатації. Ці розрахунки не входять до задач даної роботи. У той же час за рахунок збільшення максимальної температури використання (при сталій роботі холодильної камери) при випарному охолодженні повітря може використовуватись ККАгрегат меншої потужності та вартості. Для розробленої холодильної системи різниця складає 1788 Вт та 15 200 гривень, відповідно.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мааке В. Польманн: учеб. по холодильной технике. пер. с франц. / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-П. Кошпен – МГУ, 1998. – 1140 с.
2. Чумак И.Г. Холодильные установки / И.Г. Чумак, Чепурненко В.П.; под ред. И.Г. Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
3. Холодильные машины: учеб. / под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
4. Электронный каталог серії LaBlu Frascold [3]
5. Холодильные машины: учеб. для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекареви и др.; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
6. Электронный каталог Guentner
7. Электронный каталог марки ALCO
8. А.В. Минячихин, И.И. Петухов, Ф.Г. Сорогин, Р.Ю. Турна / Применение испарительных панелей для системы охлаждения входного воздуха газотурбинного привода. - Авиационно-космическая техника и технология, 2006, №7(33), С.21-24.
9. Адиабатические испарительные панели GoldAIR/Инструкция по эксплуатации
10. EcoMESH. Adiabatic air inlet cooling systems [Электрон. ресурс]. URL: <http://www.ecomesh.eu/downloads/EcoMESH-6pg-150dpi.pdf> (дата обращения 15.11.2022)
11. Распылительные системы охлаждения циклового воздуха газотурбинного привода и их эффективность / Басов Ю.Ф., Жеманюк П.Д., Минячихин А.В., Петухов И.И., Сорогин Ф.Г., Шахов Ю.В. Авиационно-космическая техника и технология. 2009. №7(64). С. 38-43.
12. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача. К.: Выща шк., 1990 – 255 с.
13. [Электрон. ресурс]. URL: (<https://ecostream.uz/охладительная-панель/>)(дата обращения 15.11.2022)
14. [Электрон. ресурс]. URL: (<https://ciplenok.com/ru/oborudovanie-ptitsevoda/drugoe-oborudovanie/innovatsionnaya-sistema-ispavitelnogo-ohlazhdeniya-svinovodcheskogo-kompleksa.html/>)(дата обращения 15.11.2022)