

Міністерство освіти і науки України
Одеській національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Проект холодильної станції попереднього охолодження фруктів
продуктивністю 60 тон за добу»

Здобувача: Цветкова В.В.

4-го курсу групи ХМ-741

Керівник: доц. Желіба Ю.О.

Консультанти: доц. Жихарева Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 28.05.2026 р. _____ протокол № _____ 10

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло Хмельнюк

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики
Кафедра: Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти: Бакалавр
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма: «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

16 березня 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Цветков Вячеслав Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проєкт холодильної станції попереднього охолодження фруктів продуктивністю 60 тон за добу
Затверджена наказом ОНТУ від № 499-03 від 26.09.25 р.
2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 22.06.26 р.
3. Вихідні дані роботи: Холодильна станція попереднього охолодження фруктів продуктивністю 60 тон за добу
4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ; Вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер; Визначення теплового навантаження камер; Розрахунок повітроохолоджувача; Розрахунок конденсатора; Тепловий розрахунок холодильної системи; Розрахунок магістральних трубопроводів; Підбір компресорів та допоміжного устаткування; Охорона праці.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
План станції попереднього охолодження; Розрізи по камерам; Схема холодильної установки; Ескіз мультисистеми.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 25.01.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Вступ; Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер	01.02.- 15.02.2026 р.	виконано
2	Визначення теплового навантаження камер;	16.02.- 28.02.2026 р.	виконано
3	Розрахунок повітроохолоджувача; Розрахунок конденсатора	1.03.- 31.03.2026 р.	виконано
4	Тепловий розрахунок холодильної системи; Підбір компресорів та допоміжного устаткування	01.04.- 15.04.2026 р.	виконано
5	Охорона праці	16.04.- 30.04.2026 р.	виконано
6	Розробка креслень проєкту		

Здобувач-дипломник _____ Цветков В.В.

Керівник роботи _____ доц. Желіба Ю.О.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Цветков Вячеслав Вікторович

Анотація

к кваліфікаційної роботі бакалавра на тему

«Проект холодильної станції попереднього охолодження фруктів
продуктивністю 60 тон за добу»

Кваліфікаційна робота включає розрахунково-пояснювальну записку, графічну частину та презентаційні матеріали.

Метою роботи є розробка проекту холодильної станції попереднього охолодження фруктів продуктивністю 60 тон за добу.

У роботі проаналізовано особливості сучасних технологій холодильної обробки та зберігання фруктів та овочів. Розглянуто структуру холодильного ланцюга, яку можна застосувати для якісного зберігання фруктів, починаючи з моменту збору врожаю та роль попереднього охолодження у цьому процесі. Підібрано теплоізоляційну конструкцію, згідно продуктивності розраховані необхідні розміри камер попереднього охолодження. Зроблено розрахунок теплопритоків, підібрано прилади інтенсивного охолодження. Проведено тепловий розрахунок обраної холодильної машини, підібрано основне та допоміжне устаткування.

Отримані результати можуть бути використані при проектуванні подібних систем попереднього охолодження фруктів та овочів.

Ключові слова: Холодильна станція, повітроохолоджувач, конденсатор, теплопритоки.

Abstract

for the Bachelor's Qualification Thesis on the topic:

“Design of a Refrigeration Station for Preliminary Cooling of Fruits with a Capacity of 60 Tons per Day”

The qualification thesis includes a calculation and explanatory report, graphical materials, and presentation materials.

The purpose of the work is to develop a project for a refrigeration station intended for the preliminary cooling of fruits with a capacity of 60 tons per day.

The thesis analyzes the features of modern technologies for refrigeration processing and storage of fruits and vegetables. The structure of the cold chain applicable for ensuring high-quality fruit storage from the moment of harvesting is considered, as well as the role of preliminary cooling in this process.

A thermal insulation structure was selected, and the required dimensions of the preliminary cooling chambers were determined according to the plant capacity. Heat load calculations were performed, and intensive cooling devices were selected. A thermal calculation of the chosen refrigeration system was carried out, and the main as well as auxiliary equipment was selected.

The obtained results can be used in the design of similar systems for the preliminary cooling of fruits and vegetables.

Key words: refrigerating station, air cooler, condenser, heat flow.

ЗМІСТ

стор.

1 Вступ.....	7
2 Вибір та розрахунок будівельної конструкції холодильника	20
3 Розрахунок теплоізоляційної конструкції огорож камер.....	22
4 Визначення теплового навантаження камер.....	25
5 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	35
6 Розрахунок повітроохолоджувача.....	39
7 Розрахунок повітряного конденсатора	49
8 Підбір компресорів, системи конденсації агента і допоміжного устаткування. Розрахунок магістральних трубопроводів.....	56
9 Охорона праці.....	60
Список використаної літератури	

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Цветков В.В.			Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Желіба Ю.О.					6	72
Реценз.						ОНТУ ХМ-741		
Н. Контр.		Желіба Ю.О.						

1 Вступ

Метою даної роботи є проектування станції попереднього охолодження яблук та груш з умовною продуктивністю 60 тонн на добу, яка буде розташована в м. Ужгород.

Плодоовочева продукція є однією з найчутливіших до умов зберігання категорій харчових продуктів. Після збору врожаю у плодах і овочах продовжуються фізіологічні процеси — дихання, випаровування вологи, дозрівання та мікробіологічні зміни. Це призводить до швидкого погіршення якості та втрат продукції.

Одним із ключових методів збереження якості є застосування холодильних технологій, які формують так званий «холодильний ланцюг» — систему безперервного контролю температури від моменту збору врожаю до споживача.

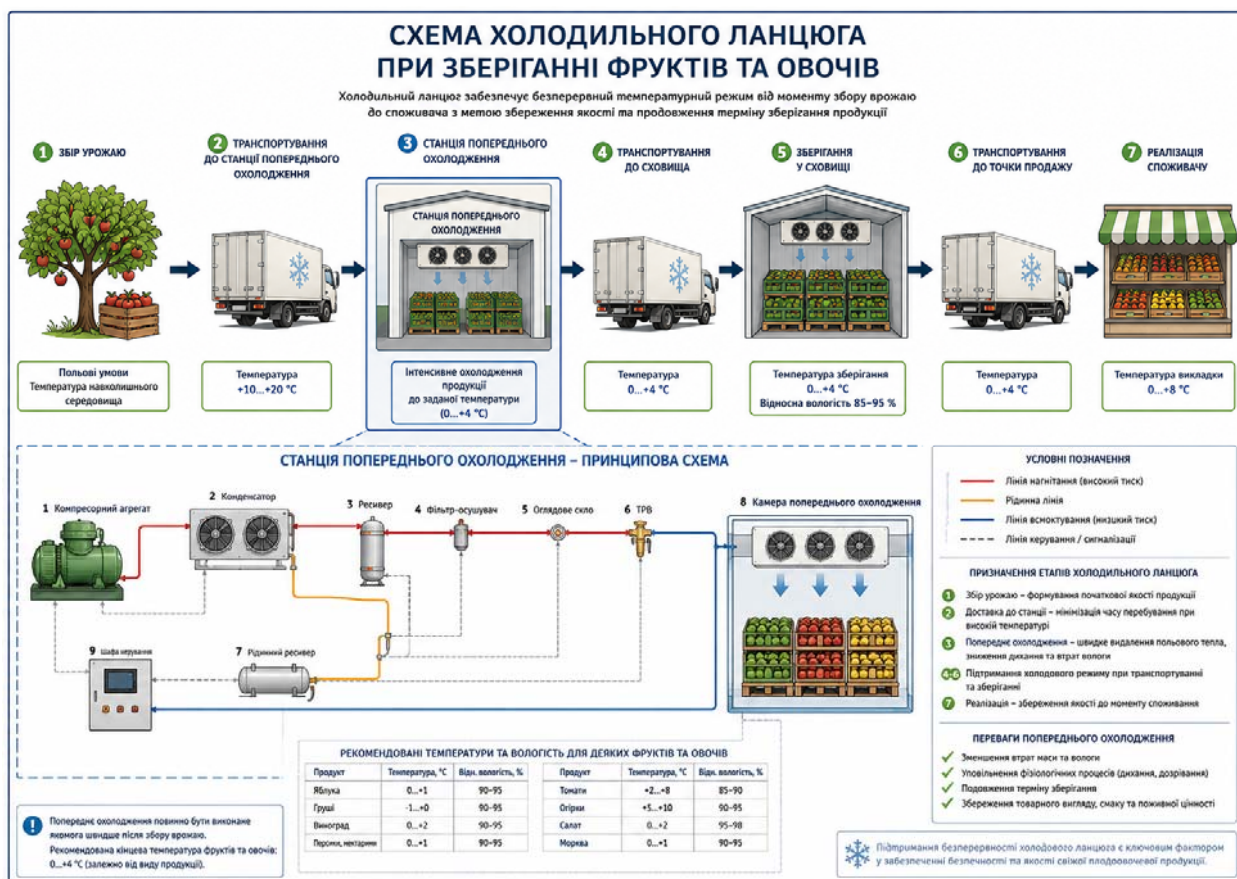
Особливе місце в цьому ланцюзі займає попереднє охолодження (pre-cooling), яке дозволяє швидко відвести зайву теплоту від продукту і підготувати продукцію до транспортування та зберігання.

Значення холодильного ланцюга для плодоовочевої продукції

Холодильний ланцюг включає такі основні етапи:

- попереднє охолодження після збору урожаю;
- підтримання низької температури при транспортуванні між ланками ланцюга;
- зберігання при температурах, які відповідають технологічним умовам;
- реалізація в вітринах або банетах, які охолоджуються;
- зберігання у побутовому холодильнику до моменту споживання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Головна функція холодильного ланцюга — забезпечення стабільної температури продукції на всіх етапах логістики.

Відсутність або порушення послідовності або технологічних режимів холодильного ланцюга призводить до:

- значних втрат продукції, як від усушки так і від гниття;
- зниження якості;
- підвищення викидів метану через гниття.

Таким чином, холодильний ланцюг має не лише економічне, а й екологічне значення.

Сутність і призначення попереднього охолодження

Попереднє охолодження — це процес швидкого зниження температури продукції одразу після збору врожаю до рівня, необхідного для подальшого зберігання або транспортування.

Основна мета:

- видалення зайвої теплоти в продукті;
- уповільнення фізіологічних процесів;
- продовження терміну зберігання.

Дослідження показують, що затримка охолодження навіть на 1 годину може скоротити термін зберігання на 1 добу [8]

Фізіологічні основи необхідності охолодження

Після збору врожаю плоди продовжують «жити»:

- дихають (споживають кисень);
- виділяють тепло;
- випаровують вологу;
- дозрівають.

Попереднє охолодження:

- знижує інтенсивність дихання;
- уповільнює біохімічні процеси;
- пригнічує розвиток мікроорганізмів;
- зменшує втрати маси.

Це дозволяє значно збільшити термін зберігання продукції.

Основні методи попереднього охолодження

- Повітряне охолодження (forced-air cooling)

Один із найпоширеніших методів:

- холодне повітря примусово проходить через продукцію;
- забезпечує швидкий теплообмін;

Час охолодження зазвичай становить 2–3 години.

- Гідроохолодження (hydrocooling)

Передбачає контакт продукції з холодною водою:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- занурення або обприскування;
- висока швидкість охолодження;
- одночасне очищення продукції.

Недоліки:

- ризик поширення мікроорганізмів;
- потреба в контролі якості води.

- Вакуумне охолодження

Застосовується для:

- листових овочів;
- зелені.

Принцип:

- зниження тиску → випаровування вологи → охолодження.

Льодяне охолодження (ice cooling)

- використання льоду або льодової суспензії;
- ефективно для риби та деяких овочів.

- Кріогенне охолодження

Використання:

- рідкого азоту;
- CO₂.

Переваги:

- дуже швидке охолодження;
- збереження якості продукції.

Промислові холодильні системи попереднього охолодження

Сучасні системи включають:

1. Камери швидкого охолодження

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- оснащені вентиляторами та теплообмінниками;
- забезпечують рівномірне охолодження.

2. Тунельні системи

- використовуються для потокових ліній;
- висока продуктивність.

3. Гідрокулери

- системи циркуляції холодної води;
- інтенсивний теплообмін через рідину, зменшення усушки продукта.

4. Системи з вторинним холодоносієм

- пропіленгліколь, розсоли;
- стабільність температурного режиму.

Фактори, що впливають на ефективність охолодження

Основні фактори:

- температура продукту при зборі;
- час до початку охолодження;
- тип упаковки;
- температурний режим охолодження;
- швидкість повітря;
- вологість.

Особливо важливо:

- мінімізувати час між збором і охолодженням;
- забезпечити рівномірний розподіл повітря з заданими характеристиками температури і вологості, яке омиває продукт.

Роль попереднього охолодження у холодильному ланцюгу

Попереднє охолодження є критичним етапом, оскільки:

- визначає ефективність подальшого зберігання;
- впливає на втрати продукції;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечує стабільність температури при транспортуванні.

Без цього етапу навіть сучасні холодильні склади не можуть забезпечити якість продукції при тривалому зберіганні.

Економічна ефективність

Переваги впровадження:

- зменшення втрат продукції;
- підвищення якості;
- збільшення прибутку.

Інвестиції в такі холодильні системи окупаються за рахунок якості продукту при реалізації, скорочення псування та втрат від усушки, пролонгація терміну зберігання до моменту найвищої вартості продукту, розширення географії ринку збуту. Все це призводить до досить швидкої окупності таких капіталовкладень за термін 1.5-2 роки.

Сучасні тенденції розвитку

Серед основних напрямків:

- автоматизація холодильних систем;
- використання диджитал систем для контролю температури та вологості повітря;
- енергоефективні технології;
- екологічні холодоагенти.

Одним із найбільш перспективних рішень для сезонного зберігання фруктів є використання легкозбірних станцій попереднього охолодження. Такі станції мають відносно невелику вартість, можуть швидко монтуватися без складних будівельних робіт та дозволяють створити необхідний температурний режим без значних капіталовкладень. При цьому ефективність роботи подібних об'єктів значною мірою залежить від правильного вибору системи повітророзподілу та холодильного агенту.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система повітророзподілу визначає рівномірність охолодження продукції, швидкість відведення теплоти та умови зберігання фруктів у камерах. Неправильно організований рух повітря може призводити до локального переохолодження, утворення зон підвищеної температури або значного зневоднення плодів. Саме тому вибір оптимальної системи повітророзподілу є одним із головних завдань при проектуванні станції попереднього охолодження.

Для яблук та груш найбільш поширеними є системи примусового повітряного охолодження. Їх принцип роботи полягає у створенні контрольованого потоку холодного повітря, який проходить через тару з фруктами та забезпечує інтенсивне відведення теплоти від поверхні плодів. У порівнянні з природною циркуляцією повітря такі системи дозволяють у декілька разів скоротити тривалість охолодження та забезпечити більш рівномірний температурний режим.

Одним із найпростіших варіантів повітророзподілу є застосування стельових повітроохолоджувачів із вільною подачею повітря. У цьому випадку холодне повітря надходить безпосередньо в об'єм камери та циркулює навколо штабелів продукції. Перевагою такої схеми є простота конструкції, невисока вартість обладнання та зручність монтажу. Однак ефективність подібної системи значною мірою залежить від правильного розташування тари та швидкості руху повітря.

При використанні вільної циркуляції можливе виникнення нерівномірного охолодження, особливо у великих штабелях контейнерів. Частина плодів, розташованих ближче до повітроохолоджувача, охолоджується значно швидше, тоді як продукція у центральній частині штабеля може залишатися недостатньо охолодженою протягом тривалого часу. Для яблук та груш це небажано, оскільки навіть незначне перевищення температури може призвести до активізації процесів дозрівання.

Більш ефективним рішенням є система тунельного охолодження. У такій системі контейнери або ящики з фруктами розміщують у вигляді

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спеціального тунелю, через який вентилятори примусово прокачують холодне повітря. Завдяки цьому забезпечується інтенсивне проходження повітряного потоку безпосередньо через продукцію. Швидкість охолодження у цьому випадку значно зростає, а температура плодів вирівнюється більш рівномірно.

Тунельна система особливо ефективна для легкозбірних станцій попереднього охолодження, оскільки дозволяє забезпечити високу продуктивність навіть при відносно невеликих розмірах камери. Крім того, така схема не потребує складної системи повітропроводів та може бути реалізована із застосуванням стандартних холодильних агрегатів.

Важливим фактором при проектуванні системи повітророзподілу є швидкість руху повітря через продукцію. Для яблук та груш надмірно високі швидкості небажані, оскільки можуть спричиняти підвищене випаровування вологи з поверхні плодів. Це призводить до втрати маси та погіршення зовнішнього вигляду продукції. У більшості випадків оптимальною вважається швидкість повітря в межах 1–2 м/с у зоні проходження через тару.

Особливу увагу необхідно приділяти вибору типу тари для фруктів. При використанні систем примусового повітряного охолодження тара повинна мати достатню кількість вентиляційних отворів для проходження повітряного потоку. Найбільш ефективними є пластикові або дерев'яні контейнери із щілинними отворами, які забезпечують мінімальний аеродинамічний опір.

У сучасних станціях попереднього охолодження все частіше застосовуються комбіновані системи повітророзподілу. Вони поєднують переваги тунельного охолодження та каналного розподілу повітря. У таких системах холодне повітря подається через спеціальні канали або повітропроводи безпосередньо до зони розміщення фруктів. Це дозволяє зменшити втрати холоду та забезпечити більш стабільний температурний режим.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Канальні системи повітророзподілу особливо доцільні у випадках, коли станція попереднього охолодження має значну довжину або складну конфігурацію. Завдяки використанню повітропроводів можна забезпечити однакові умови охолодження у всіх частинах камери. Проте подібні системи мають більш складну конструкцію та вимагають додаткових витрат на монтаж і обслуговування.

Для легкозбірних станцій часто використовують мобільні повітряні канали із гнучких теплоізованих матеріалів. Вони легко монтуються, мають невелику масу та дозволяють змінювати конфігурацію системи залежно від технологічних потреб. Це особливо важливо для сезонних фруктосховищ, де обсяги продукції можуть суттєво змінюватися протягом року.

Ще одним важливим аспектом є підтримання оптимальної вологості повітря. Для яблук та груш рекомендована відносна вологість становить 90–95 %. При недостатній вологості плоди швидко втрачають воду, зморщуються та втрачають товарний вигляд. Саме тому система повітророзподілу повинна забезпечувати не лише необхідну температуру, але й сприяти збереженню вологості.

Для цього у сучасних холодильних станціях можуть використовуватися системи зволоження повітря. Найчастіше застосовують ультразвукові або форсуночні зволожувачі, які створюють дрібнодисперсний водяний туман. Таке рішення дозволяє підтримувати стабільну вологість без значного підвищення температури повітря.

При виборі системи повітророзподілу необхідно враховувати енергоефективність обладнання. Значна частина електроенергії у холодильних камерах витрачається саме на роботу вентиляторів. Тому доцільно використовувати сучасні електродвигуни з частотним регулюванням швидкості. Це дозволяє змінювати інтенсивність циркуляції повітря залежно від етапу охолодження та зменшувати споживання електроенергії.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окрему увагу необхідно приділити вибору холодильного агенту для станції попереднього охолодження. Холодильний агент безпосередньо впливає на енергоефективність системи, екологічну безпеку, вартість експлуатації та надійність роботи холодильного обладнання.

Традиційно у невеликих холодильних установках широко використовувалися хладонові холодильні агенти. Вони мають хороші термодинамічні властивості, зручні в експлуатації та дозволяють працювати у широкому діапазоні температур. Проте значна частина традиційних хладонів має високий потенціал глобального потепління, через що їх використання поступово обмежується міжнародними екологічними нормами.

Одним із найбільш поширених холодильних агентів для станцій попереднього охолодження є R407C. Він тривалий час використовувався у холодильних системах для фруктосховищ завдяки стабільній роботі при низьких температурах та хорошій сумісності з більшістю компресорів. Проте цей агент має дуже високий показник GWP, тому сьогодні його використання поступово скорочується.

Більш сучасною альтернативою є холодильний агент R407C. Він характеризується нижчим впливом на навколишнє середовище та хорошими енергетичними показниками. R407C часто використовується у системах кондиціонування та середньотемпературного охолодження. Для станцій попереднього охолодження фруктів цей агент є достатньо ефективним, особливо при температурах близько 0...+4 °C.

Ще одним перспективним варіантом є використання холодильного агенту R448A або R449A. Ці агенти розроблені як екологічно безпечні замітники R407C та забезпечують значно нижчий рівень викидів парникових газів. Вони мають добру енергоефективність та можуть використовуватися у сучасних холодильних агрегатах без суттєвих змін конструкції.

Однак найбільш перспективним напрямком вважається використання природних холодильних агентів. До них належать аміак, діоксид вуглецю та

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вуглеводні. Природні холодоагенти практично не впливають на глобальне потепління та не руйнують озоновий шар.

Аміак є одним із найефективніших холодильних агентів з точки зору термодинамічних характеристик. Він забезпечує високу холодопродуктивність та низьке енергоспоживання. Проте для невеликих легкозбірних станцій його використання не завжди доцільне через токсичність та необхідність дотримання підвищених вимог безпеки.

Діоксид вуглецю також активно використовується у сучасних холодильних системах. Його перевагами є екологічна безпечність, негорючість та відносно низька вартість. Однак системи на CO₂ працюють при високих тисках, що ускладнює конструкцію обладнання та підвищує вартість установки.

Для невеликих станцій попереднього охолодження фруктів перспективним рішенням можуть бути вуглеводневі холодильні агенти, зокрема пропан R290. Він має дуже хороші термодинамічні характеристики та високий коефіцієнт енергоефективності. Крім того, R290 практично не впливає на довкілля. Основним недоліком є горючість, тому використання таких систем потребує дотримання спеціальних вимог безпеки.

При виборі холодильного агента необхідно враховувати кліматичні умови регіону, продуктивність станції та режим роботи установки. Для станцій попереднього охолодження яблук та груш найбільш характерним є сезонний режим експлуатації з інтенсивним навантаженням у період збору врожаю. Це означає, що холодильна система повинна мати високу надійність та здатність працювати при змінних теплових навантаженнях.

Важливим критерієм є також простота обслуговування обладнання. Для невеликих фермерських господарств доцільно використовувати холодильні установки з максимально простою конструкцією та доступними комплектуючими. У цьому випадку перевагу часто надають хладоновим системам середньої потужності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливе значення має автоматизація роботи станції попереднього охолодження. Сучасні холодильні установки оснащуються електронними системами контролю температури, вологості та режимів роботи вентиляторів. Це дозволяє підтримувати стабільні умови зберігання та мінімізувати втрати продукції.

Для яблук та груш оптимальна температура попереднього охолодження зазвичай становить від 0 до +4 °С залежно від сорту та ступеня стиглості плодів. Досягнення такої температури у максимально короткий час дозволяє значно збільшити тривалість подальшого зберігання.

Ефективність роботи станції попереднього охолодження значною мірою залежить від комплексного підходу до проектування. Навіть найсучасніший холодильний агент не забезпечить високої якості охолодження при неправильно організованому повітророзподілі. Аналогічно, ефективна система циркуляції повітря не зможе компенсувати низьку енергоефективність холодильної установки.

Саме тому при проектуванні легкозбірних станцій попереднього охолодження необхідно одночасно враховувати теплотехнічні характеристики камери, особливості руху повітря, тип холодильного агенту, конструкцію повітроохолоджувачів та режим роботи холодильного обладнання.

Для сучасних станцій попереднього охолодження яблук та груш найбільш доцільним є використання систем примусового тунельного охолодження у поєднанні з енергоефективними холодильними агрегатами на екологічно безпечних холодильних агентах. Такий підхід дозволяє забезпечити високу якість продукції, мінімізувати втрати маси та знизити експлуатаційні витрати.

Отже, правильний вибір системи повітророзподілу та холодильного агенту є ключовим фактором ефективної роботи легкозбірної станції попереднього охолодження фруктів. Раціональне поєднання сучасних технологій циркуляції повітря, енергоефективного холодильного обладнання

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та екологічно безпечних холодоагентів дозволяє створити надійну систему зберігання, здатну забезпечити високу якість яблук та груш протягом тривалого часу.

Згідно завданню на проєктування, станція попереднього охолодження фруктів продуктивністю 50 тон на добу буде працювати в період збору урожаю в Ужгородській області. Для забезпечення технологічного режиму охолодження обираємо легко збірну конструкцію камер, яка буде базуватися на металевому каркасі та теплоізоляційному контуру з сендвіч-панелей. Як прилади охолодження будуть використані пристінно-стельові повітроохолоджувачі. Холодильна машина одноступенева, яка буде працювати на хладоні R407C, буде змонтована у виді мультисистеми, яка буде знаходитися під навісом зовні холодного контуру. Система відведення теплоти конденсації буде працювати на базі підлогового повітряного конденсатора.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Вибір та розрахунок будівельної конструкції холодильника

Дані для розрахунку:

Станція попереднього охолодження яблук та груш ($t_k = 2^\circ\text{C}$, $\phi_k = 0.9$), розташована в м. Ужгород, умовна продуктивність 60 тонн на добу.

Приймаємо для даного міста за довідковими даними [6] розрахункові температуру і відносну вологість зовнішнього повітря: $t_n = 32^\circ\text{C}$, $\phi_n = 0.55$

Для забезпечення якості охолоджуваної продукції температуру фруктів необхідно знижувати в течії 5-7 діб. Т.ч., приймаємо орієнтовну сумарну місткість камер холодильника 300 тон.

Приймаємо норму завантаження для камер охолодження яблук в дерев'яних ящиках $g_w = 0.38 \text{ т/м}^3$. Тоді загальний вантажний об'єм складе:

$$V_{\text{гр}} = G/g_w = 300/0.4 = 789 \text{ м}^3 \quad (2.1)$$

При розрахунку вантажної площі камер приймаємо, що висота штабелю вантажу, укладеного в ящикних піддонах складає $h_{\text{гр}} = 3.2 \text{ м}$ при будівельній висоті $h_{\text{стр}} = 4.5 \text{ м}$ (приймаємо завантаження в камері по 2 пакети по висоті). Тоді вантажна площа всіх камер:

$$F_{\text{гр}} = V_{\text{гр}}/h_{\text{гр}} = 789/3.2 = 247 \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

Приймаємо коефіцієнт використання будівельної площі для камер охолодження фруктів $\beta_F = 0.85$, тоді загальна будівельна площа камер:

$$F_{\text{стр}} = F_{\text{гр}}/\beta_F = 247/0.85 = 291 \text{ м}^2 \quad (2.3)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибираємо як опорну будівельну конструкцію з площею одного будівельного прямокутника $f_{\text{стр}}=72 \text{ м}^2$.

Кількість будівельних прямокутників визначимо по формулі:

$$n = F_{\text{стр}} / f_{\text{стр}} = 291 / 72 = 4.04 \quad (2.4)$$

Приймаємо кількість будівельних прямокутників $n=4$.

Дійсна будівельна площа $F_{\text{стр}}=4 \cdot 72=288 \text{ м}^2$

Оскільки дійсна будівельна площа відрізняється від розрахункової менш ніж на 5%, то дійсна ємкість для станції попереднього охолодження залишиться незмінною $G=300 \text{ т}$.

За необхідною площею вибираємо 4 камери $6 \times 12 \text{ м}$. Місткість кожної камери $G_k=300/4=75 \text{ тонн}$

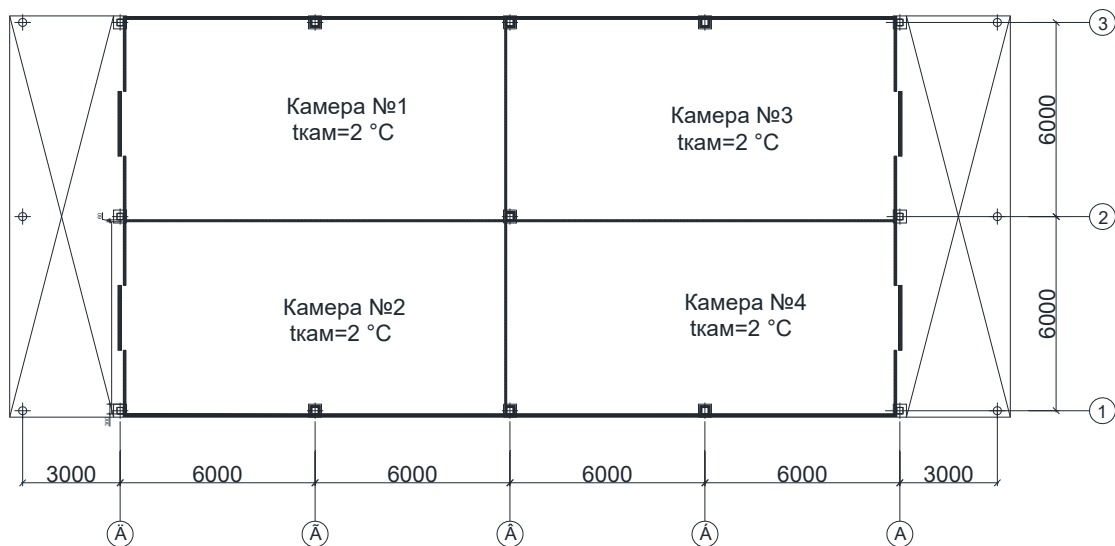


рис. 2.1 – План розташування камер станції охолодження фруктів

3 Розрахунок теплоізоляційної конструкції огорож камер

Визначасмо нормативні коефіцієнти теплопередачі відповідно до методичних вказівок «Основи проектування холодильників» [6].

Коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін визначається по формулі:

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+tk)} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.1)$$

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+2)} = 0.4 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі стелі без горища:

$$K_{чп} = 0.95 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.2)$$

$$K_{чп} = 0.95 \cdot 0.4 = 0.38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стенів і перегородок:

$$K_{bc} = 1.18 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.3)$$

$$K_{bc} = 1.18 \cdot 0.4 = 0.47 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Товщина ізоляційного шару для огорожі визначається по формулі:

$$\delta_{uz} = \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{uz} \quad [\text{м}] \quad (3.4)$$

де K – відповідний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

α_n, α_k – розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішньої і внутрішньої сторін огорожі Вт/(м²K);

δ_i и λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару м;

$\lambda_{из}$ – розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності вибраного ізоляційного матеріалу огорожі, Вт/(м·K).

Вибір ізоляційної конструкції огорож і розрахунок товщини теплової ізоляції огорож.

Для стінів вибираємо стандартні легені пінополіуретанові панелі типу «сэндвич» з коефіцієнтом теплопровідності ізоляції пенополиуретану [3] $\lambda_{из}=0.03$ Вт/(м·K) (стандартна товщина панелей 40,60,80,100 мм).

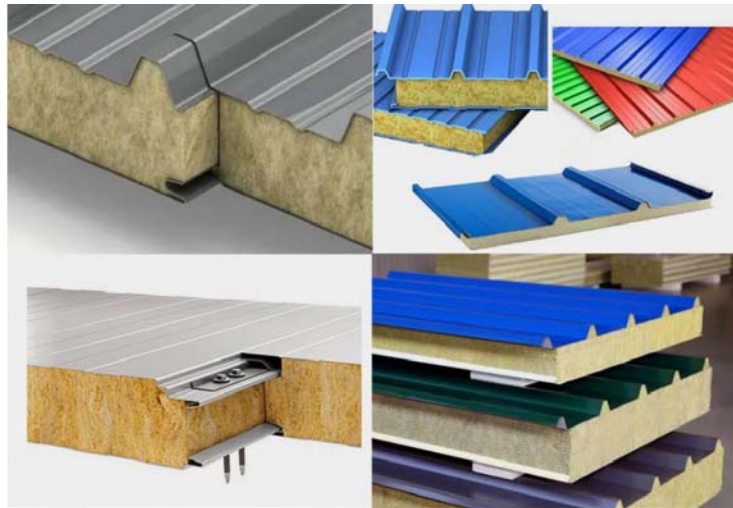


рис. 3.1 – Конструкція «сэндвич» панелей

Для зовнішніх поверхонь зовнішніх стінів і покриттів приймаємо $\alpha_n=23$ Вт/(м²K), для внутрішніх поверхонь з помірною примусовою циркуляцією повітря приймаємо $\alpha_k=9$ Вт/(м²K).

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції зовнішніх огорожень:

$$\delta_{из}=(1/0.4-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.07 \text{ м, приймаємо } \delta_{из}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{нс}^{'}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт/(м²K).}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зовнішніх поверхонь внутрішніх стін (коридор) приймаємо $\alpha_{\text{нп}}=8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції внутрішніх стін:

$$\delta_{\text{из}}=(1/0.47-(1/9+1/8))\cdot 0.03=0.057 \text{ м, приймаємо } \delta_{\text{из}}=0.06 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{0 \text{ д}}=1/(1/8+0.06/0.03+1/9)=0.45 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції стелі:

$$\delta_{\text{из}}=(1/0.38-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.075 \text{ м, приймаємо } \delta_{\text{из}}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\text{ст}}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Підлога не обігрівається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться по зонам, з умовним коефіцієнтом теплопередачі в кожній зоні [3]

Таблиця 3.1 – Розрахункові коефіцієнти теплопередачі при діленні по зонам

	1-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	2-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	3-я зона, $F_1, \text{ м}^2$	4-я зона, $F_1, \text{ м}^2$
Умовний коеф. теплопередачі	0,48	0,24	0,12	0,07

4 Визначення теплового навантаження камер

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

Q_1 – теплопритоки через огорожі;

Q_2 – теплопритоки від холодильної обробки вантажів;

Q_3 – теплопритоки, пов'язані з вентиляцією приміщень;

Q_4 – експлуатаційні теплопритоки;

Q_5 – теплопритоки від дихання охолоджених плодів.

4.1 Розрахунок теплопритоків через огорожі

У загальному випадку для будь-якої огорожі теплоприток через огорожу розраховується по формулі:

$$Q_1 = kF(\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі Вт/(м²К);

F – площа огорожі м²;

Δt – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою камери;

Δt_c – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c = p \cdot (q_c \cdot \varepsilon_c / \alpha_n) \quad (4.3)$$

де p – коеф. проникнення, залежить від масивності огорожі;

q_c – розр. напруга сонячного випромінювання для літнього періоду
Вт/м²;

ε_c – коеф. поглинання сон. випромінювання поверхнею огорожі;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

α_n – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в навколишнє середовище, Вт/(м²К).

Із-за навісів теплопритоки від сонячної радіації до зовнішніх стін відсутні.

Вибираємо коефіцієнти для стелі з оцинкованого заліза $\varepsilon=0.65$, легка конструкція $p=1$. Для 50° південної широти для горизонтального плоского даху вибираємо $q_c=789$ Вт/м², $\alpha_n=23$ Вт/(м²К).

Визначаємо різницю температур від сонячного випромінювання для покриття камер: $\Delta t_c=1 \cdot 789 \cdot 0.65 / 23 = 22.3$ °С

Підлога не обігрівається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться по методиці ділення камери на зони [6]:

$$Q_{II} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i \quad [\text{Вт}] \quad (4.4)$$

де F_i – площі відповідних зон, м²;

k_{yc} – коефіцієнт теплопередачі зони, Вт/(м²К);

Розрахунок ведемо для площ тих, що потрапили у відповідну зону. Для обліку компенсації збільшення щільності теплового потоку площу першої зони збільшуємо на 4 м² (один кут).

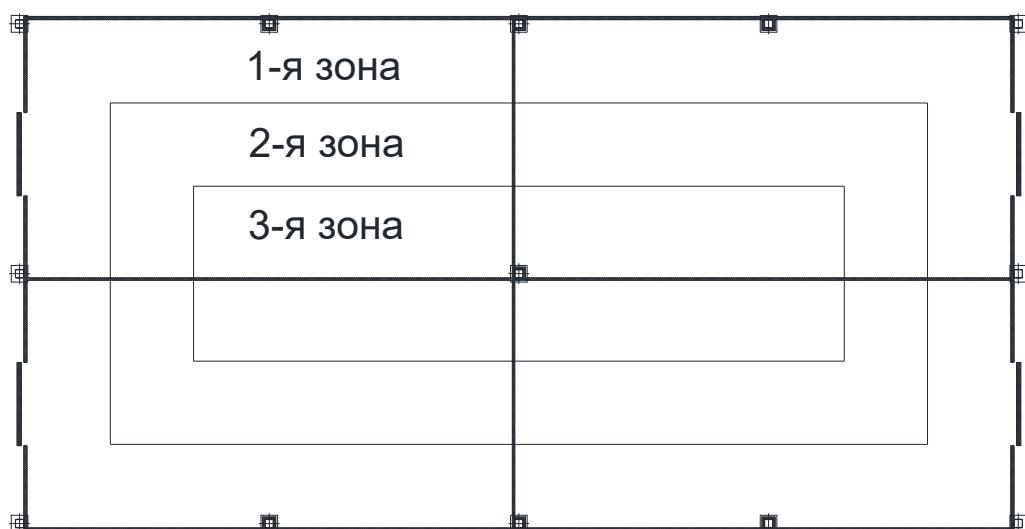


рис. 4.2 – Схема по зонного ділення камер холодильника

Таблиця 4.1 – Розрахунок підлоги по зонах

	1-я зона, $F_1, \text{м}^2$	2-я зона, $F_1, \text{м}^2$	3-я зона, $F_1, \text{м}^2$	4-я зона, $F_1, \text{м}^2$	$\sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i, \text{Вт/К}$
Площа, $F, \text{м}^2$	36	24	16	0	54,4

Сумарний теплоприток через підлогу в одну камеру:

$$Q_{\text{пл}} = (32-2) \cdot (0.48 \cdot 36 + 0.24 \cdot 24 + 0.12 \cdot 16) = 749 \text{ Вт.}$$

Таблиця 4.2 – Теплопритоки через огорожі

Камера №1		К, Вт/(м²К)	F, м²	tк, °C	tн, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Север	0,35	54	2	32	0	567
	Захід	0,35	27	2	32	0	284
	Південь	0,45	54	2	2	0	0
	Схід	0,45	27	2	2	0	0
	Підлога	Кусл	72	2	32	0	749
	Стеля	0,45	72	2	32	22,3	1695
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт						3295
Камера №2		К, Вт/(м²К)	F, м²	tк, °C	tн, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Север	0,45	54	2	2	0	0
	Захід	0,35	27	2	32	0	284
	Південь	0,35	54	2	32	0	567
	Схід	0,45	27	2	2	0	0
	Підлога	Кусл	72	2	32	0	749
	Стеля	0,45	72	2	32	22,3	1695
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт						3295
Камера №3		К, Вт/(м²К)	F, м²	tк, °C	tн, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Север	0,35	54	2	32	0	567
	Захід	0,45	27	2	2	0	0
	Південь	0,45	54	2	2	0	0
	Схід	0,35	27	2	32	0	284
	Підлога	Кусл	72	2	32	0	749
	Стеля	0,45	72	2	32	22,3	1695
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт						3295
Камера №4		К, Вт/(м²К)	F, м²	tк, °C	tн, °C	Δtc, °C	Q1, Вт
	Север	0,45	54	2	2	0	0
	Захід	0,45	27	2	2	0	0
	Південь	0,35	54	2	32	0	567
	Схід	0,35	27	2	32	0	284
	Підлога	Кусл	72	2	32	0	749
	Стеля	0,45	72	2	32	22,3	1695
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт						3295

4.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

Теплопритоки від холодильної обробки вантажу розраховують по формулі:

$$Q_2 = (Q_{2\text{гр}} + Q_{2\text{тары}}) \cdot (\tau_{\text{ц}} / \tau_{\text{р}}) \quad [\text{Вт}], \quad (4.5)$$

де $Q_{2\text{гр}}$ – теплопритоки від добового надходження фруктів, Вт;

$Q_{2\text{тары}}$ – теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, Вт;

$\tau_{\text{ц}}$ – тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту час;

$\tau_{\text{р}}$ – час, в перебігу якого споживається холод, год;

$$Q_{2\text{гр}} = E \cdot (h_1 - h_2) \quad [\text{Вт}], \quad (4.6)$$

де h_1, h_2 – ентальпія фруктів при початковій і кінцевій температурі, відповідно, кДж/кг;

E – ємність камери, кг. Сумарна ємність холодильника 300 т, з розрахунку ємності 4-х камер в кожній розміщується 75 т вантажу.

Температуру фруктів, що поступають, приймаємо 29 °С, кінцеву температуру продукту 4 °С. Температура продукту буде поступово знижуватися протягом 5 діб, орієнтовно приймаємо зниження температури фруктів по 5 °С за добу.

Тоді $h_1 = 346$ кДж/кг, $h_2 = 328$ кДж/кг.

Визначаємо теплоприток при охолодженні вантажу:

$$Q_{2\text{гр}} = 75000 \cdot (346 - 328) / (3.6 \cdot 24) = 15625 \text{ Вт}.$$

Теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, можна визначити по формулі:

$$Q_{2\text{тары}} = 0.1 \cdot G_{\text{т}} \cdot C_{\text{т}} \cdot (t_1 - t_2) \quad [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де C_T – теплоємність тари, приймаємо для дерева $C_T=2.5$ кДж/(кг·К);

G_T – маса тари, кг, приймаємо для дерев'яних ящиків в кількості 20% від маси вантажу;

t_1, t_2 – температура тари при початковій і кінцевій температурі, відповідно °С.

Визначуваний теплоприток від охолодження тари:

$$Q_{2\text{тары}}=0.2 \cdot 75000 \cdot 2.5 \cdot (30-25)/(3.6 \cdot 24)=2170 \text{ Вт.}$$

Загальний теплоприток від обробки вантажу:

$$Q_2=15625+2170=17795 \text{ Вт}$$

4.3. Розрахунок теплопритоків при вентиляції камери.

Теплопритоки від вентиляції камери визначаються по формулі:

$$Q_3=V_{\text{стр}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_n-h_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.8)$$

де $V_{\text{стр}}$ – будівельний об'єм камери м³, $V_{\text{стр}}=12 \cdot 6 \cdot 4.5=324$ м³;

a – кратність повітрообміну в добу, для камер холодильної обробки приймаємо $a=3$;

ρ_k – щільність повітря при температурі і відносній вологості камери, кг/м³, $\rho_k=1.016$ кг/м³;

h_n, h_k – ентальпії повітря при температурі зовнішньою і камери, кДж/кг, $h_n=74$ кДж/кг, $h_k=12$ кДж/кг.

Теплопритоки від вентиляції:

$$Q_3=324 \cdot 3 \cdot 1.016 \cdot (74-12)/(3.6 \cdot 24)=709 \text{ кВт.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.

До експлуатаційних теплопритоків відносяться теплопритоки від людей, що працюють в приміщенні, від освітлення камери, від електродвигунів повітроохолоджувачів і допоміжного устаткування, інфільтрація через двері камери.

Сумарні експлуатаційні теплопритоки визначаються по формулі:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \quad [\text{Вт}], \quad (4.10)$$

де Q_4' - теплопритоки от ел. освітлення, Вт;

Q_4'' - теплопритоки от електродвигунів, Вт;

Q_4''' - теплопритоки от працюючих людей, Вт;

Q_4'''' - теплопритоки при відкритті дверей, Вт.

Теплопритоки від електричного освітлення визначається по формулі:

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{стр}} \quad [\text{Вт}], \quad (4.11)$$

де q_4' – норма щільності освітлення, приймаємо 3 Вт/м²;

$j_{\text{св}}$ – коефіцієнт одночасності роботи світильників, приймаємо $j_{\text{св}}=0.5$ в режимі охолодження.

Визначуваний теплоприток від освітлення:

$$Q_4' = 3 \cdot 0.5 \cdot 72 = 108 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від електродвигунів повітроохолоджувачів можна визначити по формулі:

$$Q_4'' = j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}} \quad [\text{Вт}], \quad (4.12)$$

де $j_{\text{дв}}$ – коефіцієнт одночасності роботи, в режимі охолодження приймаємо $j_{\text{дв}}=0.75$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\sum N_{\text{дв}}$ – розрахункова потужність ел.дв., Вт.

Оскільки холодильник знаходиться на стадії проектування і потужність електродвигунів апаратів, встановлених в камері, є величиною невідомою, то орієнтовано $\sum N_{\text{дв}}$ можна розрахувати по формулі:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot m \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3), \text{ Вт} \quad (4.13)$$

де m – коефіцієнт відношення потужності електродвигуна до його холодопродуктивності, при холодильній обробці приймаємо $m=0.23$.

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot 0.23 \cdot (3650 + 17795 + 709) = 6114 \text{ Вт.}$$

Визначаємо теплоприток від електродвигунів апаратів:

$$Q_4'' = 0.75 \cdot 6114 = 4586 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від людей, що працюють в камері, визначаються по формулі:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot t_k) \cdot n \text{ [Вт]}, \quad (4.14)$$

де n – кількість людей, що працюють в камері, приймаємо $n=2$ при площі менше 200 м^2 .

Визначуваний теплоприток від людей:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot 2) \cdot 2 = 516 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від інфільтрації через двері визначаються по формулі:

$$Q_4'''' = B \cdot F_{\text{стр}} \text{ [Вт]}, \quad (4.15)$$

де B – витрати холоду при відкритті дверей Вт/м^2 , приймаємо для камер площею 72 м^2 и будівельною висотою 4.5 м – $B=20 \text{ Вт/м}^2$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначуваний теплоприток від інфільтрації через двері:

$$Q_4''' = 20 \cdot 72 = 1440 \text{ Вт.}$$

Визначаємо сумарні експлуатаційні теплопритоки:

$$Q_4 = 108 + 4586 + 516 + 1440 = 6650 \text{ Вт}$$

4.5 Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених плодів.

У загальному випадку для фруктосховищ теплопритоки від дихання охолоджених плодів розраховуються по формулі:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{\text{п}} + q_5'' \cdot (E - G_{\text{п}}), [\text{Вт}], \quad (4.16)$$

де q_5' - тепловиділення плодів при температурі їх надходження в камеру, Вт/т;

q_5'' - тепловиділення плодів при температурі зберігання, Вт/т;

$G_{\text{п}}$ – максимальне одноразове надходження плодів в камеру, т.

У камерах попереднього охолодження охолоджується одночасно весь вантаж, тому розрахунок ведемо по формулі

$$Q_5 = q_5' \cdot E, [\text{Вт}], \quad (4.17)$$

де q_5' - тепловиділення плодів при температурі їх надходження в камеру, Вт/т;

Тепловиділення плодів визначаються:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt} [\text{Вт/т}], \quad (4.18)$$

де q_0 – тепловиділення плодів при 0 °С;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, $^{\circ}\text{C}^{-1}$.

Для $t_{\text{п}}=29^{\circ}\text{C}$: $q_5'=12.1 \cdot e^{0.0932 \cdot 29}=180 \text{ Вт/т}$.

Визначасмо теплопритоки від дихання охолоджених плодів:

$$Q_5=180 \cdot 75=13500 \text{ Вт.}$$

На станції попереднього охолодження холодильна обробка фруктів ведеться безперервно, тому і на камерне устаткування і на компресора все розраховані теплопритоки по камерах необхідно приймати у розмірі 100%.

Таблиця 4.3 – Звідна таблиця теплопритоків по одній камері

$Q_1,$ Вт	$Q_2,$ Вт	$Q_3,$ Вт	$Q_4,$ Вт	$Q_5,$ Вт	$\Sigma Q_{\text{кам}},$ Вт
3300	17795	709	6650	13500	41945

Таким чином, сумарне навантаження на прилади охолодження в кожній камері складає $Q_0=42 \text{ кВт}$. У камерах, як прилади, що охолоджують, будуть використані повітроохолоджувачі з безпосереднім кипінням хладону усередині труб, в кількості 3 одиниць в кожній камері, які забезпечать рівномірне температурно-вологове поле в процесі охолодження.

Відповідно, навантаження на один апарат $Q_{\text{во}}=42/3=14 \text{ кВт}$.

Теплове навантаження на компресора, з урахуванням роботи всіх камер $\Sigma Q_0=4 \cdot \Sigma Q_{\text{кам}}=4 \cdot 42=168 \text{ кВт}$, визначається з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 6 %, $k=1.06$, і коефіцієнта робочого часу $b=0.85$:

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}}=k \cdot \Sigma Q_0/b=1.06 \cdot 168/0.85=210 \text{ кВт} \quad (4.19)$$

Для забезпечення роботи повітроохолоджувачів буде використана мультисистема на базі трьох поршневих компресорів, що мають загальні лінії нагнітання і всмоктування. Застосування декількох компресорів дозволить здійснювати ступінчасте регулювання при зміні теплового навантаження.

Навантаження на один компресор однієї мультисистеми:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \Sigma Q_{0 \text{ комп}} / n = 210 / 3 = 70 \text{ кВт.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Тепловий розрахунок холодильної системи

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуватимуться повітряні конденсатори. Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Як прилади охолодження в камерах будуть використані підвісні повітроохолоджувачі. Температура кипіння агента в таких апаратах приймається на 7-10 $^{\circ}\text{C}$ нижче за розрахункову температуру повітря в камері.

Компресора будуть використані напівгерметичні, тому сумарний перегрів на всмоктуванні приймаємо з урахуванням підігріву на обмотках компресора $\Theta = 20 \text{ K}$.

При роботі на хладоні R407C, який використовуватиметься як холодильний агент, немає необхідності в додатковому перегріві на всмоктуванні, для забезпечення безпечної роботи компресорів, тому регенеративний теплообмінник в системі відсутній.

Тепловий розрахунок буде проводитись за наступними даними:

- температура кипіння R407C $t_0 = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- потрібна холодопродуктивність $Q_{0 \text{ комп}} = 70 \text{ кВт}$;
- температура конденсації агента $t_k = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- сумарний перегрів на всмоктуванні $\Theta = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

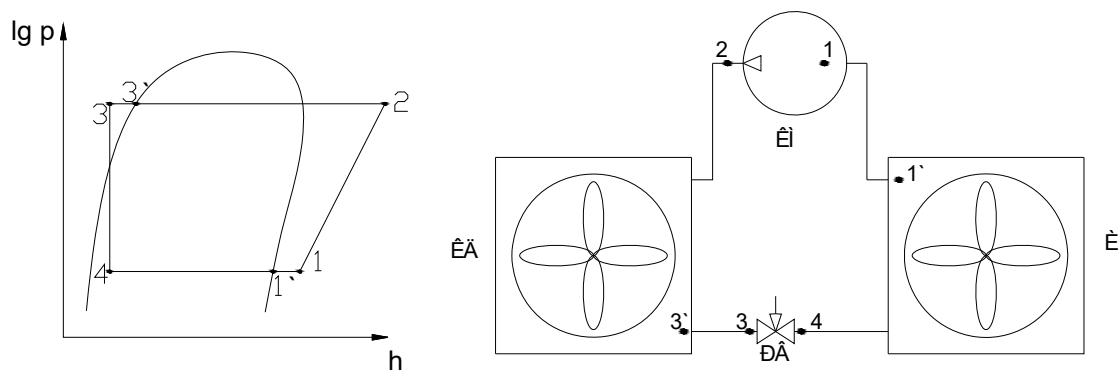


рис. 5.1 – Термодинамічний цикл і умовна схема холодильної машини

Процеси, відбиті в циклі:

1-2 – стискання в компресорі;

2-3 – конденсація;

3-4 – дроселювання агента;

4-5 – кипіння у випарнику;

1'-1 – перегрів на всмоктуванні;

3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 \quad (5.1)$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 \quad (5.2)$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 \quad (5.3)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 \quad (5.4)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_d = M_a \cdot v_1 \quad (5.5)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k/P_0)^{1/m} - 1] \quad (5.6)$$

$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta)$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda \quad (5.7)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l \quad (5.8)$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0 = 0.79 - 6 \cdot 0.001 = 0.784 \quad (5.9)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / \eta_i \quad (5.10)$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \quad (5.11)$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} \quad (5.12)$$

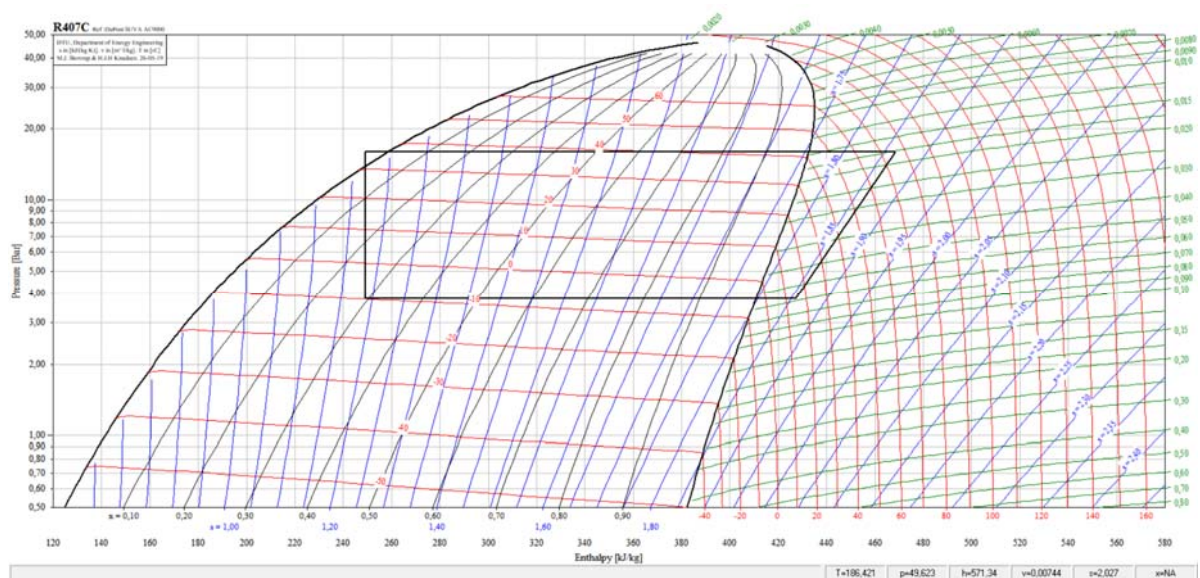
Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} \quad (5.13)$$

де $\eta_{элДВ}$ - ККД електродвигуна компресора.

Розрахунок проводимо в середовищі програми CoolPack

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Select cycle number:

[1]
[2]
[3]

Delete cycle

Values:

Evaporating temperature [°C]: -5,00 Condensing temperature [°C]: 42,00
 Superheat [K]: 20,00 Subcooling [K]: 5,00
 Dp evaporator [bar]: 0,00 Dp condenser [bar]: 0,00
 Dp suction line [bar]: 0,00 Dp liquid line [bar]: 0,00
 Dp discharge line [bar]: 0,00
 Isentropic efficiency [0-1]: 0,95

Calculated:

Qe [kJ/kg]: 177,998
 Qc [kJ/kg]: 219,251
 COP: 4,31
 W [kJ/kg]: 41,253
 Pressure ratio [-]: 4,228

Dimensioning:

Qe [kW]: 70,000
 Qc [kW]: 86,223
 m [kg/s]: 0,39326219
 V [m³/h]: 97,2013
 W [kW]: 16,223
 Q loss [kW]: 0,000

Volumetric efficiency

n_vol: 0,00
 Displacement [m³/h]: 0

OK Coordinates of points... Print Copy Update Help

Рис.5.2. – Параметри розрахункового циклу

6 Розрахунок повітроохолоджувача

У розрахунку використовуються наступні дані:

Холодопродуктивність апарату $Q_{\text{во}}=14$ кВт

Температура повітря камери $t_{\text{к}}=2$ °С

Відносна вологість повітря камери $\phi_{\text{к}}=0.9$

Швидкість повітря в живому перетині $V_{\text{в}}=4$ м/с

Температура кипіння агента (R 407C) $t_0=-5$ °С

Основні параметри поверхні теплообміну:

- форма ребра – кругле;
- матеріал труб сталь $\lambda_{\text{тр}}=50$ Вт/(м·К), $d_{\text{н}}=0.02$ м, $d_{\text{вн}}=0.016$ м;
- матеріал ребер алюміній $\lambda_{\text{р}}=150$ Вт/(м·К),
- крок ребер $u=0.008$ м, висота ребра $h_{\text{р}}=0.02$ м, товщина ребра у підстави $\delta_{\text{ор}}=0.002$ м, у вершини $\delta_{\text{вр}}=0.0006$ м, діаметр ребра $D_{\text{р}}=0.063$ м;
- товщина інею, що осів $\delta_{\text{і}}=0.0015$ м, $\lambda_{\text{і}}=0.2$ Вт/(м·К);
- розташування труб - коридорний пучок.

Розрахунок

Приймаємо по графіку залежності [2] від $t_{\text{к}}$ підохолодження в апараті $\Delta t=2$.

Температура на виході з апарату:

$$t_{\text{в}}=t_{\text{к}}-\Delta t=2-2=0 \text{ °С}$$

Середня температура повітря:

$$t_{\text{с}}=0.5 \cdot (t_{\text{к}}+ t_{\text{в}})=0.5 \cdot (2-0)=1 \text{ °С}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача, покритої інеем: $t_{\Pi} = -2.9^{\circ}\text{C}$.

По таблицях визначаємо вологозміст насиченого повітря при: t_k -
 $d_k'' = 0.0044 \text{ кг/кг}$; t_{Π} - $d_{\Pi}'' = 0.003 \text{ кг/кг}$; t_B - $d_B'' = 0.0038 \text{ кг/кг}$.

Вологозміст повітря в камері при t_k по таблиці $d_k = 0.0039 \text{ кг/кг}$

Вологозміст на виході з повітроохолоджувача:

$$d_B = d_k - (d_k - d_{\Pi}'') \cdot (t_k - t_B) / (t_k - t_{\Pi}) \quad [\text{кг/кг}] \quad (6.1)$$

$$d_B = 0.0039 - (0.0039 - 0.003) \cdot (2 + 0) / (2 + 2.8) = 0.0035 \text{ кг/кг}.$$

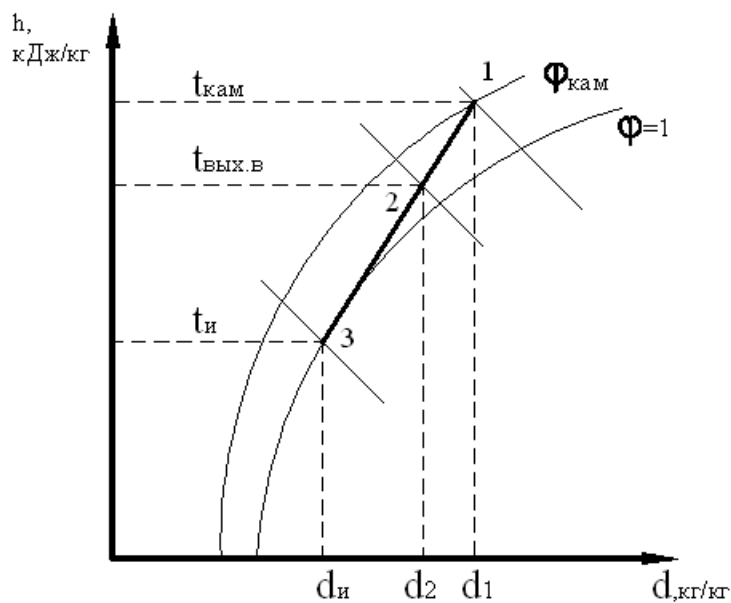


рис. 6.1 – Процес обробки повітря у повітряох-че в h-d діаграмі.

Відносна вологість на виході з апарату:

$$\phi_B = d_B / d_B'' = 0.0035 / 0.0038 = 0.93$$

Ентальпія повітря визначається по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$h=1.006 \cdot t + (2835 + 2.09 \cdot t) \cdot d \quad [\text{кДж/кг}] \quad (6.2)$$

$$h_k = 1.006 \cdot 2 + (2835 + 2.09 \cdot 2) \cdot 0.0039 = 13.08 \text{ кДж/кг}$$

$$h_b = 1.006 \cdot 0 + (2835 + 2.09 \cdot 0) \cdot 0.0035 = 9.97 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\pi} = 1.006 \cdot (-2.8) + (2835 + 2.09 \cdot (-2.8)) \cdot 0.0038 = 5.61 \text{ кДж/кг}$$

Поперечний і подовжній крок труб при коридорній компоновці:

$$S_1 = S_2 = D_p + 2 \cdot \delta_i + 0.003 = 0.063 + 2 \cdot 0.0015 + 0.003 = 0.069 \text{ м}$$

6.1 Геометричні параметри прийнятого ребристого елементу

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = 0.5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_{вр} = 0.5 \cdot \pi \cdot (0.063^2 - 0.02^2) + \pi \cdot 0.063 \cdot 0.0006 = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_{ор}) = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.008 - 0.0002) = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елементу:

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u = 3.14 \cdot 0.016 \cdot 0.008 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елементу:

$$f_{\pi} = f_p + f_{тр} = (5.7 + 3.77) \cdot 10^{-3} = 6.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = f_{\pi} / f_{вн} = 6.1 / 0.4 = 15.2$$

Ступінь оребрення:

$$\phi = f_{\pi} / (\pi \cdot d_n \cdot u) = 6.1 / (\pi \cdot 0.02 \cdot 0.008) = 12.14$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовний ступінь оребрення:

$$\beta_n = f_n / f_{тр} = 6.1 / 0.38 = 16.19$$

6.2 Геометричні характеристики поверхні інею

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$\begin{aligned} f_{pi} &= 0.5 \cdot \pi \cdot [(D_p + 2 \cdot \delta_i)^2 - (d_n + 2 \cdot \delta_i)^2] + \pi \cdot (D_p + 2 \cdot \delta_i) \cdot (\delta_{вр} + 2 \cdot \delta_i) = 0.5 \cdot \pi \cdot \\ &\cdot [(0.053 + 2 \cdot 0.0015)^2 - (0.02 + 2 \cdot 0.0015)^2] + \pi \cdot (0.063 + 0.003) \cdot (0.0006 + 0.003) = \\ &= 6.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$\begin{aligned} f_{tri} &= \pi \cdot (d_n + 2 \cdot \delta_i) \cdot (u - \delta_{ор} - 2 \cdot \delta_i) = 3.14 \cdot (0.02 + 0.003) \cdot (0.008 - 0.0002 - 0.003) = \\ &= 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

$$f_i = f_{tri} + f_{pi} = (6.8 + 0.22) \cdot 10^{-3} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення поверхні, покритої інеєм:

$$\beta_i = f_i / f_{вн} = 7 / 0.4 = 17.3$$

Площа `живого` перетину одного ребристого елемента з інеєм:

$$\begin{aligned} f_{ж} &= (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) \cdot u - 2 \cdot h_p \cdot [0.5 \cdot (\delta_{вр} + \delta_{ор}) + 2 \cdot \delta_i] = (0.069 - 0.02 - 0.003) \cdot 0.008 - \\ &- 2 \cdot [0.5 \cdot (0.0006 + 0.0002) + 0.003] = 4.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

6.3 Теплообмін з боку повітря

Теплофізичні властивості повітря при середній температурі

повітря t_c [1]:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кінематична в'язкість $\nu_B = 13.28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_B = 0.0244 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr_B = 0.707$;
- щільність $\rho_B = 1.293 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Коефіцієнт вологовипадіння визначається по формулі:

$$\xi = 1 + (d_k \cdot \varphi_k - d_p) \cdot (2835 - 2.09 \cdot t_p) / [(1.006 + 1.87 \cdot d_p) \cdot (t_k - t_p)] \quad (6.3)$$

$$\xi = 1 + (0.0044 \cdot 0.9 - 0.003) \cdot (2835 - 2.09 \cdot (-2.8)) / [(1.006 + 1.87 \cdot 0.003) \cdot (2 + 2.8)] = 1.073$$

По таблицях розрахункових залежностей для прийнятого типу трубного пучка ребристого елементу і відповідної сфери застосування вибираємо визначальний розмір і розрахункову залежність для визначення критерію Нуссельта.

Визначальний розмір:

$$L_0 = d_H / \beta_H + (1 - \beta_H^{-1}) [0.785 \cdot (D_p^2 - d_H^2)]^{0.5} \quad (6.4)$$

$$L_0 = 0.2 / 16.19 + (1 - 16.19^{-1}) [0.785 \cdot (0.063^2 - 0.02^2)]^{0.5} = 0.051 \text{ м}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_B = w_B \cdot L_0 / \nu_B \quad (6.5)$$

$$Re_B = 3 \cdot 0.051 / (13.28 \cdot 10^{-6}) = 11498$$

Число Нуссельта:

$$Nu_B = 0.18 \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_B^{0.65 \cdot \beta_H^{0.07}} \cdot \beta_H^{-0.7} \quad (6.6)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки $S_2/d_H=3.45>2$ і кількість труб по передумовах більше 4 шт., то коефіцієнти $C_s=C_z=1$.

$$Nu_B=0.18 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 11498^{0.65 \cdot 16.2^{0.07}} \cdot 16.2^{-0.7} = 41.3$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітряохолоджувача до повітря:

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda_B / L_0 \quad (6.7)$$

$$\alpha_B = 41.3 \cdot 0.0244 / 0.051 = 19.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(\alpha_B \cdot \xi)^{-1} + \delta_i / \lambda_i]^{-1} \quad (6.8)$$

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(19.8 \cdot 1.073)^{-1} + 0.0015 / 0.2] = 18.3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра:

$$h' = h_p \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_p / d_H)] = 0.02 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.063 / 0.02)] = 0.028 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = [4 \cdot \alpha_{B \text{ пр}} / ((\delta_{B \text{ пр}} + \delta_{O \text{ пр}}) \cdot \lambda_p)]^{0.5} \cdot h' = 2 \cdot [18.3 / (0.008 \cdot 150)]^{0.5} = 0.384$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = [\tanh(mh')] / mh' \quad (6.9)$$

$$E = [\tanh(0.384)] / 0.384 = 0.953$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра:
 $\psi = 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.384 = 0.977$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елементу:

$$\alpha_{в\text{ пр}}' = \alpha_{в\text{ пр}} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi + f_{тр}) / f_{п} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.10)$$

$$\alpha_{в\text{ пр}}' = 18.3 \cdot (0.0057 \cdot 0.953 \cdot 0.977 + 0.0004) / 0.006 = 17.1 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_v = \alpha_v \cdot \xi \cdot \beta_i \cdot (t_c - t_{п}) \quad [Вт/м^2] \quad (6.11)$$

$$q_v = 17.1 \cdot 1.073 \cdot 17.34 \cdot (1 + 2.9) = 1436 \text{ Вт}/м^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі в трубах апарату:

$$\alpha_0 = 32 \cdot \omega p^{0.47} \cdot q_v^{0.15} [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.12)$$

де ωp – масова швидкість агента, по графіку залежності від щільності теплового потоку знаходимо $\omega p = 80 \text{ кг}/(м^2 \cdot \text{с})$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 80^{0.47} \cdot 1436^{0.15} = 747 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$K_{ні} = [\beta_i / \alpha_0 + 1 / \alpha_{в\text{ пр } i}' + \phi \cdot (0.5 \cdot (d_n - d_{вн}) / \lambda_t)]^{-1} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (6.13)$$

$$K_{ні} = [17.34 / 747 + 1 / 17.1 + 12.14 \cdot (0.5 \cdot (0.02 - 0.016) / 50)]^{-1} = 12.19 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні сухої поверхні:

$$K_n = K_{ni} \cdot \beta / \beta_i = 12.19 \cdot 15.17 / 17.34 = 10.67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Перевіряємо раніше прийняту температуру поверхні апарату:

- щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею:

$$q_n = K_{ni} \cdot (t_c - t_0) = 10.67 \cdot (1 + 6) = 85.3 \text{ Вт/м}^2;$$

- розрахункова різниця температур:

$$\Delta t_p = q_n / (\alpha_v \cdot \xi) = 85.3 / (19.8 \cdot 1.073) = 4.02 \text{ }^\circ\text{C};$$

- відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур:

$$\varepsilon = [|\Delta t_p - (t_c - t_n)| / \Delta t_p] \cdot 100\% = |[4.02 - (1 + 2.9)] / 4.02| \cdot 100\% = 3 \%$$

Оскільки відносна погрішність задовольняє необхідній погрішності розрахунку (<5%), тоді шукана зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_n = Q_0 / [K_n \cdot (t_c - t_0)] = 14000 / (10.67 \cdot 7) = 187 \text{ м}^2$$

6.4 Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_B = Q_0 / [\rho_v \cdot (h_k - h_B)] \quad (6.14)$$

$$V_B = 14 / [1.29 \cdot (13.08 - 9.99)] = 3.5 \text{ м}^3/\text{с}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо вентилятор марки ВО-12-303-10 при орієнтовному натиску $H=120$ Па з діаметром вентилятора $D_B=1$ м.

Мінімальний `живий` перетин повітроохолоджувача:

$$F_{\text{ж}}=V_B/w_B=3.5/3=1.16 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача:

$$F_{\text{ф}}=F_{\text{ж}} \cdot S_1 \cdot u/f_{\text{ж}}=1.16 \cdot 0.069 \cdot 0.008/0.00044=1.46 \text{ м}^2$$

Перевіряємо забезпечення хорошого розподілу повітря $1.8 < e < 2.6$:

$$e=F_{\text{ф}}/(0.25 \cdot \pi \cdot D_B^2)=1.46/(0.25 \cdot 3.14 \cdot 1^2)=2.4$$

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінної секції повітроохолоджувача у фронтальному перетині:

- ширина і довжина $H'=L'=F_{\text{ф}}^{0.5}=1.46^{0.5}=1.208$ м;

Число труб у фронтальному перетині пучка з округленням до парного цілого: $z_1=H'/S_1=1.208/0.069=17$ шт

Приймаємо дійсне число труб $z_1=18$ шт

Дійсна ширина і довжина секції:

$$H=z_1 \cdot S_1=18 \cdot 0.069=1.242 \text{ м}$$

$$L=F_{\text{ф}}/H=1.46/1.242=1.176 \text{ м}$$

Число труб по ходу повітря з округленням до найближчого більшого цілого: $z_2=F_H/[f_{\text{п}} \cdot (F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}})]=187/[0.0061 \cdot (1.429/0.00044)]=10$ шт

Розрахункові параметри теплообмінної поверхні:

- сумарна довжина труб апарату:

$$\Sigma L=L \cdot z_1 \cdot z_2=1.176 \cdot 18 \cdot 10=212 \text{ м};$$

- глибина секції:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B=S_2 \cdot z_2=0.069 \cdot 12=0.828 \text{ м.}$$

6.5 Перевірка по аеродинамічному опору

Аеродинамічний опір пучків оребренных труб з круглими ребрами визначається по формулі:

$$\Delta P=0.26 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t \cdot (\omega p)^{1.92} \quad (6.15)$$

Еквівалентний діаметр: $d_3=2 \cdot [u \cdot (S_1-d_n)-2 \cdot \delta_p \cdot h_p]/(2 \cdot h_p+u)=$
 $=2 \cdot [0.008 \cdot (0.069-0.02)-2 \cdot 0.0013 \cdot 0.02]/(2 \cdot 0.02+0.008)=0.014 \text{ м}$

Коефіцієнт, що враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L=L_0^{0.22}/d_3^{0.3}=0.051^{0.22}/0.014^{0.3}=1.87$$

Коефіцієнт, що враховує фізичні властивості повітря:

$$C_t=v_B^{0.08}/\rho_B^{0.92}=(13.28 \cdot 10^{-6})^{0.08}/1.293^{0.92}=0.322$$

Коефіцієнт, що враховує режим течії $C_Z=z_2$, оскільки $z_2>6$

Т.ч.

$$\Delta P=0.26 \cdot 1.87 \cdot 0.322 \cdot 14 \cdot (3 \cdot 1.293)^{1.92}=60 \text{ Па}$$

При виборі вентилятора натиск був прийнятий 120 Па, звідки витікає, що вибраний тип вентилятора забезпечить нормальну циркуляцію повітря через теплообмінну поверхню.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Розрахунок повітряного конденсатора

Навантаження на конденсатори від одного компресора за даними теплового розрахунку може бути визначена як: $Q_k = Q_0 + N_i = 70 + 26 = 96$ кВт. Сумарне тепло конденсації, яке необхідно відвести, для мультисистеми, на якій встановлено 3 компресори, складе:

$$\sum Q_k = 96 \cdot 3 = 288 \text{ кВт}$$

Таким чином, в холодильній системі буде встановлено повітряний конденсатор потужністю по 288 кВт

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 288$ кВт

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 32$ °C

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022$ м

Внутрішній діаметр труби: $d_{вн} = 0.02$ м

Товщина ребра: $\delta = 0.0008$ м

Крок ребер: $u = 0.008$ м

Ширина ребра: $B = 0.044$ м

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088$ м

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R407C

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.1 Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t=5$ К, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2=t_H+\Delta t=32+5=37\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_K=32+10=42\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w=8$ м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p=B^2-0.25\cdot\pi\cdot d^2+4\cdot B\cdot\delta=0.044^2-0.25\cdot 3.14\cdot 0.022^2+4\cdot 0.044\cdot 0.0008=1.7\cdot 10^{-3}\text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{tr}=\pi\cdot d\cdot(u-\delta)=3.14\cdot 0.022\cdot(0.008-0.0008)=0.5\cdot 10^{-3}\text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн}=\pi\cdot d\cdot u=3.14\cdot 0.022\cdot 0.008=0.55\cdot 10^{-3}\text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п}=f_p+f_{tr}=1.7\cdot 10^{-3}+0.5\cdot 10^{-3}=2.2\cdot 10^{-3}\text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta=f_{п}/f_{вн}=2.2/0.55=4$$

$$\phi_n=f_{п}/f_{tr}=2.2/0.5=4.4$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu=16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda=0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr=0.7$;
- щільність $\rho=1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоємність $c=1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_3 = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta) \quad (7.1)$$

$$d_3 = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_3 / \nu \quad (7.2)$$

$$Re = 8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (7.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_3 \quad (7.4)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м·К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B/d - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B/d)) \quad (7.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044 / 0.022 - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044 / 0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 400 \text{ Вт/(м·К)}$,
для алюмінієвих ребер $\lambda_p = 200 \text{ Вт/(м·К)}$.

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (7.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] /$$

$$/[2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot (f_p \cdot E / f_{п} + 1 / \varphi_n) \quad (7.7)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт/(м·К)}$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару масла:

товщина – $\delta_m = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_m = 0.12 \text{ Вт/(м·К)}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K=[(1/\alpha_{\text{пр}}+8\cdot f_{\text{п}}/(\pi\cdot(d^2+d_{\text{вн}}^2))\cdot(0.5\cdot(d-d_{\text{вн}})/\lambda_{\text{тр}}+\delta/\lambda_{\text{р}}+\delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}})]^{-1} \quad (7.8)$$

$$K=[(1/64.2+8\cdot 2.2\cdot 10^{-3}/(\pi\cdot(0.022^2+0.002^2))\cdot(0.5\cdot(0.022-0.02)/400+0.0008/200+0.0005/0.12)]^{-1}=23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$$

Властивості агента (R407C) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації $t_{\text{к}}$:

- щільність конденсату $\rho_{\text{к}}=1120 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_{\text{к}}=0.0756 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_{\text{к}}=2.2\cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$;
- теплота паротворення $r=165\cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

$$q=\beta^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot r\cdot \rho_{\text{к}}^2\cdot \lambda_{\text{к}}^3\cdot (\mu_{\text{к}}\cdot d_{\text{вн}})^{-1}]^{0.25}\cdot (t_{\text{к}}-t_{\text{ст}})^{-0.75} \quad (7.9)$$

$$q=4^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot 165\cdot 10^3\cdot 1120^2\cdot 0.0756^3\cdot (2.2\cdot 10^{-4}\cdot 0.02)^{-1}]^{0.25}\cdot (42-t_{\text{ст}})^{-0.75}=678\cdot (42-t_{\text{ст}})^{-0.75}$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

$$q=K\cdot (t_{\text{ст}}-t_{\text{н}}) \quad (7.10)$$

$$q=K\cdot (t_{\text{ст}}-t_{\text{н}})=23.8\cdot (t_{\text{ст}}-32)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вирішуючи спільно систему рівнянь 7.9 і 7.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q=168.2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Повну обребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_{\kappa} \cdot 10^3/q \quad (7.11)$$

$$F=285 \cdot 10^3/168.2=1.7 \cdot 10^3 \text{ м}^2$$

7.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V=Q_{\kappa}/(c \cdot \rho \cdot \Delta t) \quad (7.12)$$

$$V=285 \cdot 10^3/(1.16 \cdot 1.005 \cdot 5)=51 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{Площа «живого» перетину конденсатора: } F_{\text{ж}}=V/w=51/8=6.4 \text{ м}^2$$

$$\text{Сумарна довжина труб в апараті: } \sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}}=6.4/(2.2 \cdot 10^{-3})=2932 \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{\text{ж}}=S_1 \cdot u - (2 \cdot h' \cdot \delta + d \cdot u) \quad (7.13)$$

$$f_{\text{ж}}=0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008)=0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{\text{рз}}=F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}}=6.4/0.1465 \cdot 10^{-3}=43929$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = u \cdot n_{pz} = 0.008 \cdot 43929 = 351 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату: $S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 351 = 15.5 \text{ м}^2$

По графіках характеристик вентиляторів [6] вибираємо 4 вентилятори марки ВО-12-303-10 при орієнтовному натиску $H = 130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_v = 1 \text{ м}$, кількість $z = 4$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = (S_{\phi}/z)^{0.5} = (15.5/3)^{0.5} = 1.97 \text{ м}$;

- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.97 \cdot 4 = 7.86 \text{ м}$.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_k / S_1 = 1.97 / 0.044 = 45$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = N_{\phi} \cdot S_1 = 45 \cdot 0.044 = 1.98 \text{ м}$;

- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.98 \cdot 4 = 7.81 \text{ м}$.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} = 2932 / 351 = 9$$

Висота секції: $H_k = S_2 \cdot N = 0.088 \cdot 9 = 0.792 \text{ м}$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 Підбір компресорів, системи конденсації агента і допоміжного устаткування. Розрахунок магістральних трубопроводів

8.1 Підбір компресорів і системи конденсації агента

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодопродуктивності на один компресор $Q_0=70$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Вибираємо три поршневі компресори фірми Bitzer марки 6G-30.2Y-40P з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0=77.6$ кВт.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряні конденсатори. Розрахункове теплове навантаження на один конденсатор за даними розділу 7 – $Q_k=288$ кВт

Вибираємо повітряний конденсатор фірми Alfa-Laval марки ACS634C потужністю 294 кВт и витратою повітря 17.65 м³/сек, при розрахунковій температурі конденсації $t_k=42^\circ\text{C}$.

8.2 Розрахунок магістральних трубопроводів

Дані для розрахунку параметрів стану агента приймаємо за наслідками теплового розрахунку і довідковим даним по агентові R404a [1]. Діаметри труб приймаємо по таблицях сортаменту мідних і сталевих труб [2].

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [\text{м}^3/\text{с}], \quad (8.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, кг/м³.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d=1.13 \cdot (V_a/w)^{0.5}, [м], \quad (8.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с.

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При $t_2=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=19$ бар – щільність агента $\rho_2=86.6\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.69/86.6=0.008\text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n=1.13 \cdot (0.008/14)^{0.5}=0.027\text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу 36×2.

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При $t_1=-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_0=5$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1=24.4\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.69/24.4=0.028\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n=1.13 \cdot (0.028/12)^{0.5}=0.056\text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 76×3.5.

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресивера:

При $t_3=38\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=19$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3=964\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.69 \cdot 3/964=0.0021\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n=1.13 \cdot (0.0021/1)^{0.5}=0.052\text{ м}.$$

Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 57×3.5.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.3 Підбір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його зберігання у той час коли система не працює.

Лінійний ресивер для даної холодильної системи безпосереднього охолодження підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресивера складає 50%. Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначувати виходячи їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів:

$$V_{\text{исп}}=10\cdot0.25\cdot\pi\cdot d_{\text{вн}}^2\cdot\Sigma L=10\cdot0.25\cdot3.14\cdot0.016^2\cdot308.9=0.62\text{ м}^3 \quad (8.3)$$

Відповідно до правил техніки безпеки розрахунковий об'єм також збільшують на 20%, оскільки його заповнення не повинне перевищувати 80%.

Т.ч., місткість лінійного ресивера можна визначити як:

$$V_{\text{л}}=(0.6\cdot V_{\text{исп}}/0.5)\cdot1.2=(0.6\cdot0.62/0.5)\cdot1.2=0.9\text{ м}^3 \quad (8.4)$$

Як лінійні ресивери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо горизонтальний ресивер марки 1.5PB [4], який може використовуватися при робочому тиску до 1.8 мПа в діапазоні температур від -15 до +47 °С. Обичайки ресивера зварні, запобіжні клапана мають умовний прохід D_y 15мм.

Віддільники рідини включають в систему для захисту компресора від попадання в них рідкого хладагента. Віддільник рідини повинен бути забезпечений автоматичними приладами, що вимикають компресор при небезпечній зміні рівня рідини в судині. У системах безпосереднього кипіння,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при регулюванні заповнення приладів охолодження по перегріву пари при нормальній експлуатації, в судині не повинно бути рідини.

Рідина відділяється від пари унаслідок різкої зміни швидкості і напрямку руху холодильного агента. Швидкість пари в судині не повинна перевищувати 0.5 м/с. Він є зварною вертикальною циліндровою судиною, що має патрубки і штуцера для приєднання рідинної і парових ліній, зрівняльної лінії, автоматичних приладів і манометра. Судина розрахована на робочий тиск не більше 1,5 мПа в робочому діапазоні температур от -50 до +40 °С. Підбираємо віддільник рідини фірми Sanrong марки SR-208.

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубка компресора. Вибираємо масловіддільник циклонного типу марки 50МО [4].

Мастилозбірник призначений для перепускання в нього масла з апаратів і подальшого видалення його з системи при низькому тиску. Він є зварною вертикальною циліндровою судиною, розрахованою на робочий тиск не більше 1,8 мПа в робочому діапазоні температур від -40 до +150 °С. Вибираємо мастилозбірник марки 10МЗС (Снежняскхиммаш).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 Охорона праці

В останні роки широкого поширення набули холодильні системи, що працюють на холодоагенті R407C. Цей агент характеризується хорошими термодинамічними показниками, порівняно невеликим впливом на озоновий шар та високою енергоефективністю. Разом із тим експлуатація холодильного обладнання пов'язана з низкою небезпечних та шкідливих факторів, які можуть становити загрозу для персоналу. Саме тому питання охорони праці під час експлуатації холодильних установок мають надзвичайно важливе значення.

Основними небезпечними факторами при роботі з холодильним обладнанням є підвищений тиск у системі, можливі витoki холодоагенту, дія низьких температур, електричний струм, шум, вібрація та небезпека травмування рухомими частинами механізмів. Неправильна експлуатація або порушення правил техніки безпеки можуть призвести до аварійних ситуацій, пошкодження обладнання та негативного впливу на здоров'я працівників.

Для забезпечення безпечної роботи легкозбірної станції попереднього охолодження необхідно передбачити комплекс організаційних, технічних та санітарно-гігієнічних заходів, спрямованих на запобігання нещасним випадкам та створення безпечних умов праці.

1. Загальна характеристика холодоагенту R407C

R407C є багатокомпонентним хладоновим холодильним агентом, який широко використовується у холодильних та кліматичних установках середньотемпературного режиму. Він складається із суміші трьох компонентів: R32, R125 та R134a. Основною перевагою цього агента є відсутність руйнівного впливу на озоновий шар атмосфери.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R407C має хороші термодинамічні характеристики та дозволяє забезпечувати стабільну роботу холодильного обладнання при температурах, характерних для попереднього охолодження фруктів.

Незважаючи на відносну безпечність, R407C має певні особливості, які необхідно враховувати при експлуатації:

- при високій концентрації у повітрі може викликати кисневе голодування;
- при контакті зі шкірою у рідкому стані здатний спричиняти холодові опіки;
- під час нагрівання або горіння утворює токсичні продукти розкладу;
- працює під значним тиском, що створює додаткову небезпеку.

Саме тому персонал, який обслуговує холодильну установку, повинен проходити відповідне навчання та суворо дотримуватись правил безпеки.

2. Основні небезпечні фактори при роботі холодильного обладнання

Під час експлуатації станції попереднього охолодження працівники можуть піддаватися дії різних небезпечних та шкідливих факторів.

2.1 Дія низьких температур

У камерах попереднього охолодження температура повітря може становити від 0 до +4 °C. Тривале перебування працівників у таких умовах може викликати:

- переохолодження організму;
- застудні захворювання;
- зниження працездатності;
- порушення кровообігу;
- обмороження окремих ділянок тіла.

Особливо небезпечним є контакт із холодними металевими поверхнями трубопроводів та теплообмінників.

2.2 Високий тиск у системі

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодильна установка працює під надлишковим тиском. У разі пошкодження трубопроводів або несправності арматури можливий раптовий викид холодоагенту. Це може призвести до:

- механічного травмування;
- холодкових опіків;
- руйнування обладнання;
- аварійної ситуації.

2.3 Електричний струм

Компресори, вентилятори, електродвигуни та система автоматики працюють від електромережі. Пошкодження ізоляції або неправильне обслуговування електрообладнання створює ризик ураження електричним струмом.

Найбільш небезпечними є:

- несправні кабелі;
- відсутність заземлення;
- волога у приміщенні;
- пошкодження електрощитів.

2.4 Шум і вібрація

Компресорні агрегати та вентилятори створюють значний рівень шуму та вібрації. Тривалий вплив шуму може викликати:

- втому;
- головний біль;
- зниження концентрації уваги;
- погіршення слуху.

Вібрація негативно впливає на нервову систему та може викликати передчасний знос обладнання.

2.5 Витоки холодоагенту

При пошкодженні системи можливий витік R407C. Незважаючи на те, що цей агент вважається малотоксичним, його накопичення у приміщенні призводить до зниження концентрації кисню.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні симптоми впливу високих концентрацій:

- запаморочення;
- слабкість;
- задуха;
- втрата свідомості.

3. Вимоги до приміщення станції попереднього охолодження

Для забезпечення безпечної роботи холодильного обладнання приміщення повинно відповідати вимогам охорони праці та пожежної безпеки.

3.1 Вентиляція

Компресорне приміщення повинно бути обладнане припливно-витяжною вентиляцією. Її основне призначення:

- видалення надлишкового тепла;
- запобігання накопиченню холодоагенту;
- забезпечення нормального повітрообміну.

При аварійному витoku вентиляція повинна автоматично вмикатись.

3.2 Освітлення

Приміщення повинно мати:

- природне освітлення;
- аварійне освітлення;
- достатню кількість світильників.

Освітленість робочих зон повинна забезпечувати безпечне обслуговування обладнання.

3.3 Проходи та евакуація

Усі проходи повинні бути вільними. Ширина проходів має забезпечувати безпечне пересування персоналу.

Евакуаційні виходи повинні:

- легко відкриватися;
- бути позначені;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- не загарашуватися обладнанням.

4. Вимоги до персоналу

До роботи з холодильними установками допускаються особи:

- старші 18 років;
- які пройшли медичний огляд;
- мають відповідну кваліфікацію;
- пройшли інструктаж з охорони праці.

Працівники повинні знати:

- будову холодильного обладнання;
- принцип роботи системи;
- правила безпечної експлуатації;
- порядок дій при аварії.

5. Інструктажі та навчання з охорони праці

На підприємстві повинні проводитись:

- вступний інструктаж;
- первинний інструктаж;
- повторний інструктаж;
- позаплановий інструктаж;
- цільовий інструктаж.

Повторний інструктаж проводять не рідше одного разу на шість місяців.

6. Засоби індивідуального захисту

Працівники повинні бути забезпечені:

- теплим спецодягом;
- захисними рукавицями;
- захисними окулярами;
- діелектричним взуттям;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- респіраторами.

При роботі з холодоагентом особливо важливим є захист очей та шкіри.

7. Безпечна експлуатація холодильного обладнання

7.1 Компресорне обладнання

Перед запуском компресора необхідно:

- перевірити рівень мастила;
- перевірити герметичність системи;
- переконатися у справності автоматики;
- перевірити заземлення.

Забороняється:

- працювати при несправних манометрах;
- перевищувати допустимий тиск;
- використовувати несправну арматуру.

7.2 Повітроохолоджувачі

Під час експлуатації повітроохолоджувачів необхідно:

- контролювати стан вентиляторів;
- очищати теплообмінні поверхні;
- не допускати намерзання льоду.

Обслуговування проводять лише після повного відключення живлення.

7.3 Трубопроводи

Трубопроводи повинні:

- бути герметичними;
- мати теплоізоляцію;
- бути захищеними від механічних пошкоджень.

8. Електробезпека

Електрообладнання повинно відповідати вимогам електробезпеки.

Основні заходи:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- захисне заземлення;
- автоматичне відключення;
- ізоляція струмоведучих частин;
- використання захисних автоматів.

Працівникам забороняється:

- торкатися оголених проводів;
- працювати мокрими руками;
- виконувати ремонт під напругою.

9. Пожежна безпека

Незважаючи на те, що R407C не є легкозаймистим агентом, пожежна небезпека у холодильних установках все одно існує через наявність електрообладнання.

На станції повинні бути:

- вогнегасники;
- пожежна сигналізація;
- схема евакуації;
- інструкція дій при пожежі.

Забороняється:

- використовувати відкритий вогонь;
- палити у компресорному приміщенні;
- зберігати легкозаймисті матеріали.

10. Аварійні ситуації та дії персоналу

10.1 Витік холодоагенту

При виявленні витоку необхідно:

1. Зупинити установку.
2. Вивести людей із приміщення.
3. Увімкнути аварійну вентиляцію.
4. Викликати відповідальних осіб.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Усунути витік після провітрювання.

10.2 Ураження електричним струмом

Необхідно:

- вимкнути напругу;
- надати першу допомогу;
- викликати швидку допомогу.

10.3 Пожежа

При пожежі:

- відключають електроживлення;
- використовують вогнегасники;
- проводять евакуацію людей.

11. Перша допомога потерпілим

11.1 При холодових опіках

Необхідно:

- зігріти уражене місце;
- накласти стерильну пов'язку;
- звернутися до лікаря.

11.2 При отруєнні холодоагентом

Постраждалого необхідно:

- винести на свіже повітря;
- забезпечити спокій;
- дати кисень;
- викликати медичну допомогу.

11.3 При ураженні струмом

Потрібно:

- припинити дію струму;
- провести серцево-легеневу реанімацію;
- викликати лікаря.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Санітарно-гігієнічні вимоги

Для персоналу необхідно забезпечити:

- нормальні мікрокліматичні умови;
- кімнати відпочинку;
- гардеробні;
- санітарні приміщення.

Робочі місця повинні регулярно прибиратись та дезінфікуватись.

13. Автоматизація та системи контролю безпеки

Сучасні холодильні станції оснащуються:

- датчиками тиску;
- температурними датчиками;
- системами контролю витоку холодоагенту;
- автоматичним захистом компресора.

Автоматизація дозволяє:

- своєчасно виявляти несправності;
- знижувати ризик аварій;
- підвищувати безпечність роботи.

14. Екологічна безпека

R407C не руйнує озоновий шар, однак має певний потенціал глобального потепління. Тому важливо:

- не допускати витоків;
- проводити регулярний контроль герметичності;
- правильно утилізувати холодоагент.

15. Організація безпечної праці

Для забезпечення безпечної експлуатації необхідно:

- проводити технічне обслуговування;
- контролювати стан обладнання;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- вести журнал перевірок;
- проводити навчання персоналу.

Особливу увагу необхідно приділяти профілактичним оглядам системи.

Висновки

Охорона праці при роботі з холодильним устаткуванням на агенті R407C для легкозбірної станції попереднього охолодження яблук та груш є важливою складовою безпечної та ефективної експлуатації холодильного обладнання. Використання сучасних холодильних технологій дозволяє забезпечити високу якість фруктових продуктів, однак потребує суворого дотримання правил техніки безпеки.

Основними небезпечними факторами є низькі температури, високий тиск, електричний струм, шум, вібрація та можливі витіки холодоагенту. Для мінімізації ризиків необхідно застосовувати комплекс організаційних і технічних заходів, включаючи автоматизацію системи, вентиляцію, використання засобів індивідуального захисту та регулярне навчання персоналу.

Правильна організація охорони праці дозволяє забезпечити безпечні умови роботи, знизити ризик аварій та підвищити надійність експлуатації холодильного обладнання на станціях попереднього охолодження фруктів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 Висновки по роботі

1. Проведено аналіз використання систем попереднього охолодження в системі холодильного ланцюга при тривалим зберіганні фруктів та овочів.
2. Спроектована конструкція легкозбірної будівлі станції попереднього охолодження.
3. Розраховані сумарні теплопритоки в камери попереднього охолодження.
4. Здійснено розрахунок і підбір хладонової холодильної установки на базі мультікомпресорного агрегату.
5. Виконано всі необхідні креслення планів, розрізів та ескізи устаткування холодильної установки станції
6. Розроблено розділ з охорони праці

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Апарати холодильних установок [Текст] : посіб. до проведення практ. занять та самост. роботи студентів / А. Ю. Лагутін. — Одеса : ОДАХ, 2006. — 60 с.
2. Апарати холодильних установок : посіб. до курсового проектування [Електронний ресурс] : для здобувачів освіти спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" / О. В. Зімін, О. М. Томчик ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2022. — 23 с.
3. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів [Електронний ресурс] : посібник для самост. роботи : для здобувачів вищої освіти за спец. 142 "Енергетичне машинобудування" / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, Б. Г. Грудка, А. В. Мошкатюк ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Одеса, 2021. — Електрон. текст. дані: 113 с.
4. Холодильні установки. Проектування: Навч. посібник/І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін; за ред. докт. техн. н. проф. І.Г. Чумака.- 3-тє вид., перераб. та доп.- Одеса: Друк, 2007.- 480 с.
5. Холодильні установки [Текст] : підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'яновський, Е. Г. Парцхаладзе ; під заг. ред. І.Г. Чумака; Одес. держ. акад. холоду. — Одеса : Рефпринтінфо, 2003. — 536 с
6. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників [Текст] : навч. посіб. — Одеса : ОГАХ, 2006. — 58 с.
7. Кваліфікаційна робота : метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс] : спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання / М. Г. Хмельнюк, Л. І. Морозюк, О. Ю.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Яковлева та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — 20 с.

8. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.

9. Холодильні установки спеціального призначення [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. — 488 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 483.

10. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Херсон : Грінь Д.С., 2014. — 484 с. : іл.

11. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості [Текст] : навч. посіб. / О. С. Тітлов, С. Ф. Горикін. — Львів : Новий Світ-2000, 2012. — 286 с. : табл., рис. — (Вища освіта в Україні). — Бібліогр.: с. 219.

12. Хорольський В.П., Коренець Ю.М., Основи проектування холодильних систем: навчальний посібник — Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2023. 218 с.

13. Холодильні машини [Електронний ресурс] : конспект лекцій та посібник для самост. роботи : для студентів галузі знань 14 "Електрична інженерія", спец. 142 "Енергетичне машинобудування". Ч. 2 / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Одеса, 2017. — Електрон. текст. дані: 59 с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.4.5	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		