

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Проект холодильної установки виробничого комплексу
птахофабрики потужністю 40 т на зміну у м. Одеса на базі природних
холодоагентів

Здобувача

Якуц О.В.

4 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

28.05.2026 р.

протокол №

10

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Якуц Олександр Володимирович

1. Тема роботи Проект холодильної установки виробничого комплексу
птахофабрики потужністю 40 т на зміну у м. Одеса на базі природних холодоагентів

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Холодильна установка виробничого комплексу птахофабрики потужністю 40 т на
зміну у м. Одеса Будівля одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х12 м.
В 3-х камерах з температурою -20°C передбачається тривале зберігання замороженої
птиці місткістю 800 т. Одна камера з температурним режимом -25°C передбачена
для швидкої заморозки продукту місткістю 200 т. В якості холодильного агенту буде
прийнято R717. Насосно-циркуляційна система подачі в прилади охолодження.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Техніко-економічне обґрунтування проєкту, 2. Визначення
будівельної площі камер холодильника, 3. Опис будівельних конструкцій,

4. Розрахунок товщини теплоізоляції камер, 5. Розрахунок теплоприпливів.

6. Тепловий розрахунок і підбір компресорів, 7. Розрахунок кожухотрубного
конденсатора. 8. Розрахунок повітроохолоджувача, 9. Розрахунок і підбір іншого
обладнання, 10. Підбір аміачного насосу, 11. Охорона праці,
Висновки, Перелік використаної літератури.

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

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Якуц О.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	25.05-25.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-20.03.2026	виконано
3	Техніко-економічне обґрунтування проєкту	20.03-05.04.2026	виконано
4	Визначення будівельної площі камер холодильника	06.04-10.04.2026	виконано
5	Опис будівельних конструкцій	15.04-19.04.2026	виконано
6	Розрахунок товщини теплоізоляції камер	20.04-25.04.2026	виконано
7	Розрахунок теплоприпливів	26.04-30.04.2026	виконано
8	Тепловий розрахунок і підбір компресорів	01.05-04.05.2026	виконано
9	Розрахунок кожухотрубного конденсатора	05.05-10.05.2026	виконано
10	Розрахунок повітроохолоджувача	12.05-15.05.2026	виконано
11	Розрахунок і підбір іншого обладнання	16.05-17.05.2026	виконано
12	Підбір аміачного насосу	18.05-18.05.2026	виконано
13	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
14	Висновки	22.05-23.05.2026	виконано
15	Список використаної літератури	24.05-25.05.2026	виконано
16	Презентація в PowerPoint	25.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник _____ Якуц О.В.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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 Якуц Олександр Володимирович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з 84 сторінок тексту, містить 17 рисунків, 21 таблицю та 10 посилань на літературні джерела. У роботі вирішено науково-технічну задачу розробки виробничого комплексу птахофабрики потужністю 40 т на зміну у м. Одеса.

Об'єктом дослідження є холодильна установка виробничого холодильника, розташованого у місті Одеса, Одеської області, що забезпечує технологічні потреби підприємства з переробки м'яса птиці. Будівля холодильника одноповерхова, з висотою камер 6 м та сіткою колон 6×12 м. Передбачено три камери з температурним режимом -20°C для тривалого зберігання замороженого м'яса птиці та окрему камеру для шоквої заморозки продуктів при -25°C .

У якості холодильного агента прийнято аміак R717. Система холодопостачання спроектована як централізована. Виконано теплотехнічні розрахунки, визначено сумарні теплопритоки при повному завантаженні камер, підібрано теплоізоляційні конструкції на основі ПСБ-С. На основі розрахунків обґрунтовано вибір компресорних агрегатів фірми Bitzer та теплообмінних апаратів фірми Alfa-Laval, що забезпечують ефективність та надійність роботи системи.

Результати роботи підтверджують технічну доцільність та енергетичну ефективність запропонованої конструкції виробничого холодильника для умов південного регіону України.

Ключові слова: виробничий холодильник, птахофабрика, аміак, холодопостачання, теплотехнічний розрахунок.

ABSTRACT

The thesis comprises 84 pages of text, containing 17 figures, 21 tables and 10 references. The thesis addresses the scientific and technical challenge of designing a poultry farm production complex with a capacity of 40 tonnes per shift in the city of Odessa.

The subject of the study is the refrigeration unit of a production cold store located in the city of Odessa, Odessa region, which meets the technological needs of a poultry meat processing enterprise. The cold store building is single-storey, with chamber heights of 6 m and a column grid of 6×12 m. Three chambers are provided with a temperature regime of -20°C for long-term storage of frozen poultry meat and a separate chamber for shock freezing of products at -25°C . Ammonia R717 is used as the refrigerant. The refrigeration system is designed as a centralised system. Thermal calculations have been carried out, total heat inflows at full chamber load have been determined, and thermal insulation structures based on PSB-S have been selected. Based on the calculations, the choice of Bitzer compressor units and Alfa-Laval heat exchangers has been justified, ensuring the efficiency and reliability of the system's operation. The results of the work confirm the technical feasibility and energy efficiency of the proposed design of the industrial cold store for conditions in the southern region of Ukraine.

Keywords: industrial cold store, poultry farm, ammonia, refrigeration supply, thermal calculation.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Сторінка
РЕФЕРАТ	4
ВСТУП	6
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	8
2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА	11
3. ОПИС БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ	14
4. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР	16
5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ	22
6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ	28
7. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА	38
8. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧА	43
9. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ІНШОГО ОБЛАДНАННЯ	64
10. ПІДБІР АММІАЧНОГО НАСОСУ	68
11. ОХОРОНА ПРАЦІ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	84
СПЕЦИФІКАЦІЯ	85

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Якуц О.В.			Проект холодильної установки виробничого комплексу птахофабрики потужністю 40 т на зміну у м. Одеса на базі природних холодоагентів			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Хмельнюк М.Г.								5	85
Реценз.								ОНТУ гр. ЕН-141			
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.									
Затверд.											

ВСТУП

Холодильна установка для зберігання птиці

Одним із ключових завдань народного господарства України є забезпечення населення високоякісними продовольчими продуктами протягом усього року. Важливу роль у цьому відіграє розвиток індустрії швидкозаморожених продуктів, яка належить до найбільш динамічних галузей харчової промисловості.

У 1980-х роках темпи зростання виробництва заморожених продуктів у розвинених країнах становили 8–12% на рік. У 1990-х вони знизилися до 5–8%, проте залишилися одними з найвищих серед усіх груп продовольчих товарів. Це підтверджує стратегічну важливість розвитку галузі швидкозаморожених продуктів, що дозволяє забезпечити населення біологічно повноцінними продуктами тривалого зберігання для різних сегментів споживання.

Призначення холодильника

Холодильник — це спеціалізоване підприємство, призначене для охолодження, заморожування та зберігання швидкопсувних продуктів при заданих низьких температурах. Від звичайного складу він відрізняється наявністю:

- холодильної установки;
- системи теплоізоляції;
- камер для охолодження та заморожування;
- компресорного цеху;
- трансформаторної підстанції;
- котельні;
- адміністративно-побутових приміщень та допоміжної інфраструктури.

Характерні особливості холодильників

1. У них обробляються та зберігаються цінні продукти, що швидко псуються (зокрема м'ясо птиці), які потребують підтримання температур нижче температури зовнішнього середовища та певної відносної вологості.
2. Теплота і волога зовнішнього повітря постійно прагнуть проникнути всередину приміщень, що вимагає створення спеціальних конструкцій огорожувальних елементів для мінімізації теплопритоків і вологості.
3. Для зберігання птиці застосовуються камери глибокого заморожування (–30 °С) та довготривалого зберігання (–18 °С), що забезпечує збереження органолептичних властивостей та харчової цінності продукції.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Використання сучасних систем повітряного охолодження дозволяє оптимізувати теплообмінні процеси, знизити енерговитрати та забезпечити рівномірний розподіл температури в камерах.

Схема технологічного процесу охолодження та зберігання птиці

Етапи процесу:

1. Приймання та первинна обробка птиці

- приймання охолодженої або свіжої продукції;
- санітарна обробка та пакування.

2. Охолодження (0...+4 °C)

- швидке зниження температури після забою;
- запобігання розвитку мікрофлори;
- підготовка до заморожування або короткочасного зберігання.

3. Швидке заморожування (–30 °C)

- інтенсивне охолодження у камерах шокової заморозки;
- утворення дрібних кристалів льоду для збереження структури м'яса;
- скорочення часу заморожування до 2–4 годин.

4. Довготривале зберігання (–18 °C)

- підтримка стабільної температури та вологості;
- контроль циркуляції повітря;
- мінімізація втрат маси та якості.

5. Відвантаження та транспортування

- підтримка холодового ланцюга;
- використання ізотермічного транспорту;
- контроль температури на всіх етапах логістики.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даній роботі пропонується проект виробничого холодильника птахофабрики потужністю 40 т на зміну у м. Одеса, призначеної для заморозки, зберігання і реалізації продукції.

Для успішної конкуренції, Одеська птахофабрика потребує сучасного холодильного складу або в холодильній камері для зберігання продукції.

Розрахунок чисельності споживачів зводиться в таблиці 1.

Таблиця 1 Розрахунок чисельності споживачів.

Категорія споживачів	Тисяч чоловік
Корінне населення	812
Населення передмість (10% від корінного)	81,2
Транзитне населення (5% від корінного)	40,5
Природний приріст (5% від корінного)	40,5

Всього : 974 тис.чол.

Норма споживання м'яса та м'ясних продуктів в розрахунку на душу населення в рік становить 9 кг (замороженого). У розрахунку прийнято 100% замороженого м'яса птиці.

Визначення потреби в проектованих продуктах зводиться в таблиці 2.

Таблиця 2 Визначення потреби в продуктах.

Вид продукції	Чисельність населення, тисяч чоловік	Норма споживання, кг	Загальна споживаність, кг	Ринок	Холодильник
Мясо птиці	974	9	8666	-	8666

Замороження м'яса проводиться по наступному режиму роботи:

Календарний фонд часу	365 днів
Святкові і вихідні дні	108 днів
Простой в ремонті	30 днів
Число робочих днів	227 днів

Добова норма заморозки і продуктивність морозильного відділення становить: 31 тона.

На величину місткості камер впливає термін зберігання в камері і показник оборотності вантажу. Розрахунок оборотності камер морозильного відділення зводиться в таблиці 3.

Таблиця 3 Розрахунок коефіцієнта оборотності камер.

Вид продукту	Календарний фонд	Термін простою	Ефективний фонд	Середній термін зберігання	Коефіцієнт оборотності
Мясо птиці	365	18	347	23	15

Розрахунок необхідних місткостей камер зводиться в таблиці 4

Таблиця 4 Розрахунок необхідних місткостей камер.

Вид продукту	Надходження через холодильник, кг	Коефіцієнт оборотності	Коефіцієнт сезонності	Е по розрахунку, тон	Е типова, тон
Мясо птиці	8666	13	1,5	996	1000

Висновок: Згідно проведеним розрахункам у м. Одеса потрібно холодильник місткістю 1000 тон.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Таблиця 5 Параметри режимів зберігання птиці.

Етап процесу	Температура, °С	Відносна вологість, ф	Тривалість зберігання
Охолодження	0...+4	0.85–0.90	до 48 годин
Швидке заморожування	–30	0.90–0.95	2–4 години
Довготривале зберігання	–18	0.90–0.95	6–12 місяців
Транспортування	–18	контрольована	до 48 годин

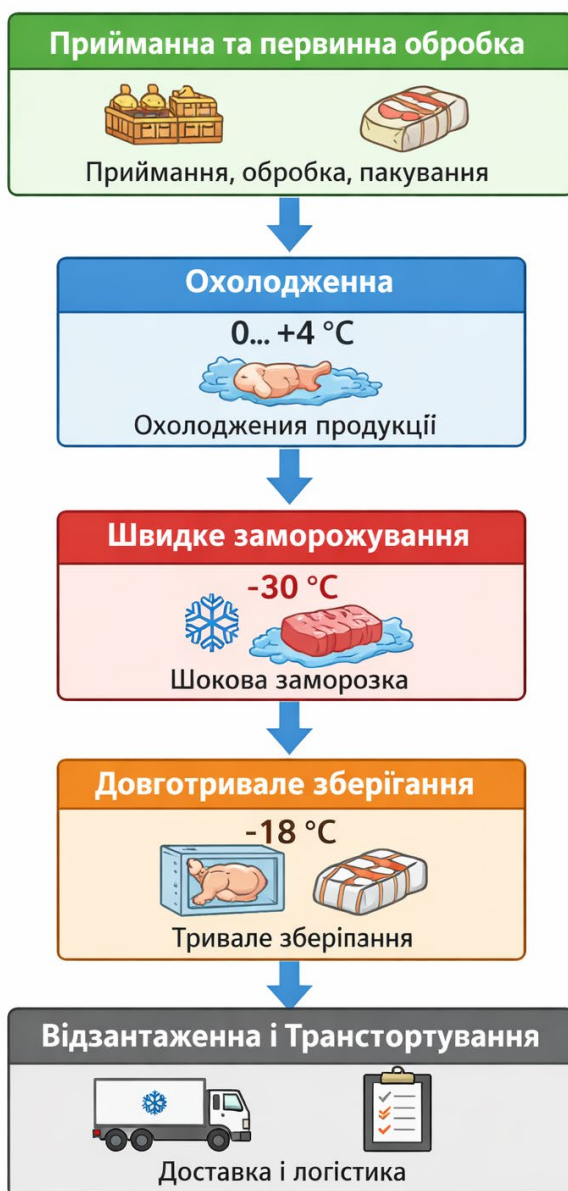


Рис. 1 - Блок-схема технологічного процесу охолодження та зберігання птиці.

2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА

2.1 Розрахунок місткості камер

Камера зберігання замороженої птиці.

Сітка колони 12х6

Вантажний об'єм камери $V_{zp}, м^3$ визначають за формулою:

$$V_{zp} = \frac{E}{q_v}$$

де E - місткість камер зберігання, тон;

q_v - норма навантаження на 1 $м^3$ вантажного об'єму камери, т/ $м^3$;

Приймаємо q_v по таблиці.

$$V_{zp} = \frac{800}{0,38} = 2105, м^3$$

Вантажна площа камери $F_{zp}, м^2$ визначають за формулою:

$$F_{zp} = \frac{V_{zp}}{h_{zp}}$$

де V_{zp} - вантажний об'єм камери, $м^3$;

h_{zp} - вантажна висота штабеля, $м$;

Приймаємо h_{zp} по таблиці, згідно ємності камер морозильного відділення.

$$F_{zp} = \frac{2105}{4,7} = 447,9, м^2$$

Будівельна площа камери $F_{стр}, м^2$ визначають за формулою.

$$F_{стр} = \frac{f_{zp}}{\beta}$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери,

який приймається в залежності від площі камери.

$$F_{стр} = \frac{447,9}{0,85} = 526,9, м^2$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число будівельних прямокутників n , визначають за формулою.

$$n = \frac{F_{\text{стр}}}{f}$$

де f - будівельна площа одного прямокутника при прийнятій сітці колонн, м^2 ;

$$n = \frac{526.9}{72} = 7,32$$

Приймаємо 10 будівельних прямокутників, 2 будівельних прямокутника для СМО, 1 будівельний прямокутник для експедиції, т.е упаковки.

Площа службових приміщень 10 %, а машинного відділення 15 %.

$$F_{\text{сл.п}} = F_{\text{стр}} \cdot 0,1 = 526,9 \cdot 0,1 = 52,7 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{м.о}} = F_{\text{стр}} \cdot 0,15 = 425,5 \cdot 0,15 = 79,1 \text{ м}^2$$

Приймаємо 4 будівельних прямокутника.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробничий холодильник для Одеської птахофабрики.

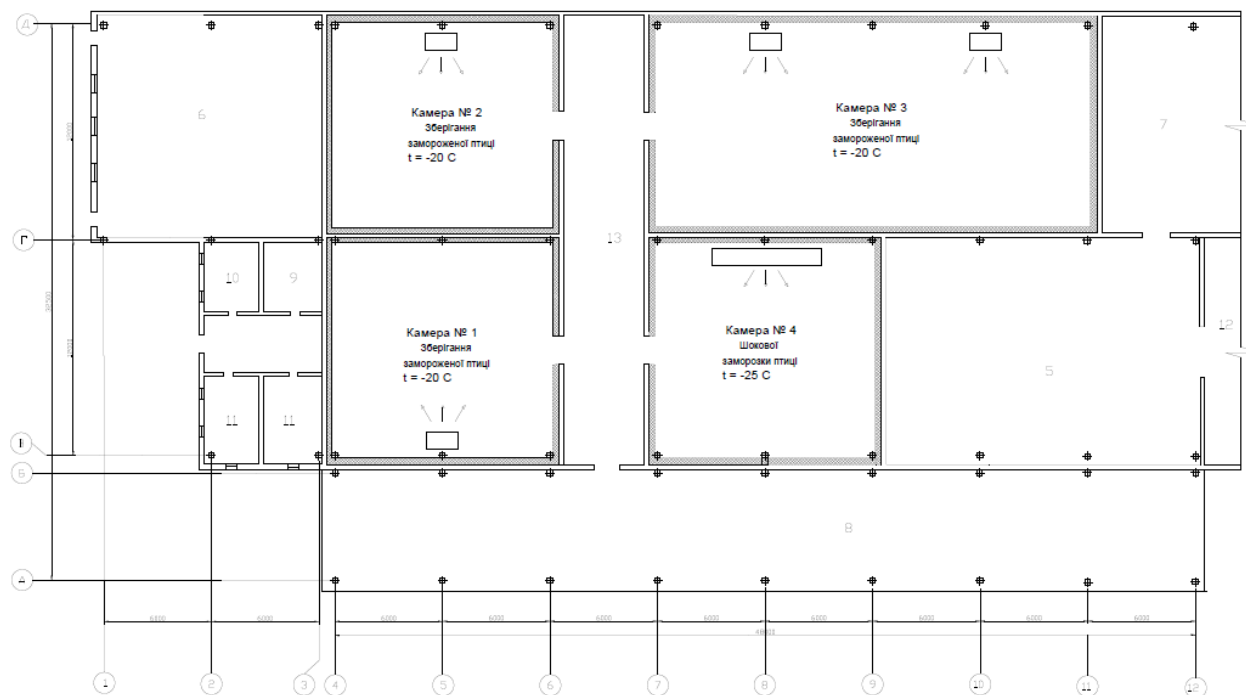


Рис. 2 - План виробничого холодильника для Одеської птахофабрики.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

3. ОПИС БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Конструктивні рішення будівлі холодильника

Холодильники належать до спеціалізованих промислових споруд, у яких постійно підтримується низька температура повітря при високій відносній вологості. Тому конструкції таких будівель повинні бути **стійкими до впливу низьких температур, вологи та циклів заморожування-відтавання, а також міцними, довговічними, вогнестійкими й енергоефективними.**

Загальна конструктивна схема

Будівля холодильника виконується за **каркасно-панельною схемою**, що відповідає сучасним вимогам ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» та ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва». Навантаження від покриття, перекриттів і підвісного технологічного обладнання передаються на **просторовий каркас із збірних або монолітних залізобетонних елементів** — колон, ригелів і ферм.

Стіни виконуються із **сендвіч-панелей з поліуретановим або PIR-наповнювачем**, що забезпечує високі теплоізоляційні властивості, герметичність і швидкий монтаж. Такі панелі мають **коефіцієнт теплопровідності $\lambda \leq 0.022$ Вт/(м·К)**, що значно перевищує показники традиційної цегляної кладки.

Фундаменти

Фундаменти сприймають навантаження від конструкцій, обладнання та вантажів і передають їх на основу. Застосовуються **окремо стоячі монолітні залізобетонні фундаменти під колони**, розраховані на морозостійкість не менше F200 та водонепроникність W6. У місцях встановлення колон передбачаються **залізобетонні стакани-гнізда** для точного монтажу збірних елементів. Для середніх колон використовуються фундаменти квадратного перерізу 400×400 мм або за типовими серіями 1.420-4, адаптованими до сучасних навантажень.

Зовнішні огорожувальні конструкції

Зовнішні стіни холодильника — **самонесучі сендвіч-панелі з металевими облицюваннями**, що кріпляться до колон каркаса за допомогою анкерних з'єднань і термопрокладок. Товщина панелей визначається розрахунком теплотехнічного опору і зазвичай становить **120–150 мм**. Міжпанельні стики герметизуються поліуретановими ущільнювачами для запобігання утворенню містків холоду.

Покриття та перекриття

Покриття виконується з **профільованих сталевих листів** із теплоізоляцією з мінеральної вати або PIR-панелей, що забезпечують клас енергоефективності А. Передбачено **систему пароізоляції** для запобігання конденсації вологи в товщі огорожувальних конструкцій.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Внутрішні конструкції та огороження холодильника

Внутрішні стіни холодильника виконуються з тих самих матеріалів, що й зовнішні — **сандвіч-панелі з поліуретановим або PIR-наповнювачем**, облицьовані оцинкованими сталевими листами з полімерним покриттям. Товщина панелей внутрішніх стін становить **100–120 мм**, а перегородок — **80–100 мм**, залежно від температурного режиму камер. Перегородки встановлюються по осях колон із застосуванням **ізоляційних прокладок** для запобігання утворенню містків холоду. Міжпанельні стики герметизуються поліуретановими ущільнювачами та пароізоляційними стрічками.

Покриття та покрівля

Для холодильника характерне **безгорищне покриття** з високими вимогами до міцності, довговічності, герметичності та енергоефективності. Застосовується **плоска або малосхила покрівля** з ухилом 1,5–2% для відведення атмосферних опадів. Покрівельний «пиріг» включає:

- пароізоляційний шар (ПВХ-мембрана або поліетиленова плівка);
- теплоізоляцію з **жорстких PIR-панелей або екструдованого пінополістиролу (XPS)** товщиною 150–200 мм;
- гідроізоляційне покриття з **ПВХ- або ТПО-мембрани**, стійке до ультрафіолету та низьких температур.

Покриття виконується по **залізобетонних плитах або сталевих профільованих настилах**, що спираються на ригелі каркаса. Для зменшення теплопритоків зовнішній шар покрівлі має **світле відбивне покриття**, яке знижує сонячне нагрівання. Протипожежні пояси виконуються з **негорючих мінераловатних панелей** замість пінобетону, що відповідає вимогам ДБН В.1.1-7:2016.

Підлога холодильника

Підлога холодильника повинна бути **міцною, гігієнічною, вологостійкою та безпечною** для пересування людей і техніки. Конструкція підлоги включає:

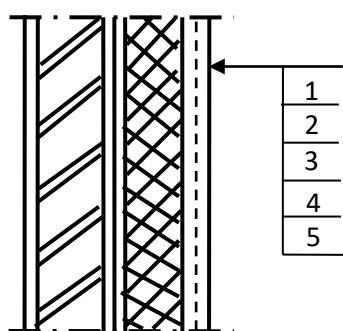
1. **Бетонну основу** з армуванням, розраховану на навантаження від штабелерів і вантажів;
2. **Систему електрообігріву ґрунту** для запобігання промерзанню — нагрівальні кабелі або стрижні Ø12–16 мм, закладені в бетонну підготовку;
3. **Теплоізоляційний шар** з XPS-плит товщиною 100–150 мм;
4. **Гідроізоляційний шар** із полімерної мембрани, розташований нижче теплоізоляції;
5. **Фінішне покриття** — полімербетон або епоксидне покриття, стійке до механічних і хімічних впливів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР

Визначити товщину ізоляційного шару зовнішньої стіни камер зберігання морожених вантажів, морозильного відділення.

Конструкція стіни:



- Теплоізоляція зі стінової сендвіч панелі,
 $\lambda - 0,022 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.
- Пароізоляція – 2 шари гідроізолу на бітумній мастиці $\delta - 0,004 \text{ м}$. $\lambda - 0,3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Рисунок 2 - Конструкція зовнішньої стіни

3. Штукатурка цементно-піщана

$\delta - 0,02 \text{ м}$. $\lambda - 0,93 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

4. Кладка цегляна на цементному розчині

$\delta - 0,38 \text{ м}$. $\lambda - 0,81 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

5. Штукатурка складним розчином

$\delta - 0,02 \text{ м}$. $\lambda - 0,93 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Приймаємо середньорічну температуру повітря в м. Одеса рівній $9,9^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі для камер зберігання заморожених вантажів з

температурою -20°C визначають по таблиці, $k_0 = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Коефіцієнт тепловіддачі та відповідні термічні опори для зовнішньої поверхні стіни:

$$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Для внутрішньої поверхні, циркуляція природна:

$$\alpha_b = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_b} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Приймаємо розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі у таблиці.

Визначаємо товщину ізоляційного шару за формулою.

$$\delta_{uz}^{mp} = \lambda_{uz} \cdot \left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right]$$

де λ_{uz} - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\delta_{uz}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,21} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,004}{0,30} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,09 \text{ м}$$

Приймаємо товщину сендвіч-панелі 100 мм (1 шар 100 мм)

Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі, оскільки товщина теплоізоляції відрізняється від необхідної більш ніж на 10 мм.

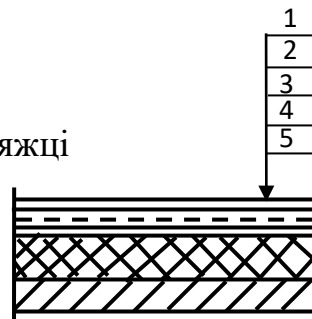
$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{uz, \delta}}{\lambda_{uz}}};$$

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{0,712 + \frac{0,1}{0,022}} = 0,19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Покриття камер, що охолоджуються. Теплоізоляцію покриття всіх камер приймаємо однаковою.

- 5 шарів гідроізолу на бітумній стяжці

$$R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,012}{0,3} = 0,040 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$



2. Стяжка з бетону по металевій сітці

δ - 0,040 м. λ - 1,86 Вт/(м·К)

Рисунок 3 – Конструкція покриття

3. Пароізоляція (шар пергаменту)

δ - 0,001 м. λ - 0,15 Вт/(м·К). $R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,001}{0,15} = 0,006 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$ Не враховуємо

4. Залізобетонна плита покриття δ - 0,022 м. λ - 2,04 Вт/(м·К)

5. Стельова сендвіч-панель (λ - 0,022 Вт/(м·К))

Коефіцієнт теплопередачі для покриття згідно з таблицею, $k_0 = 0,20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Коефіцієнт тепловіддачі та термічний опір.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К / Вт}$$

$$\alpha_B = 7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_B} = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К / Вт}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару.

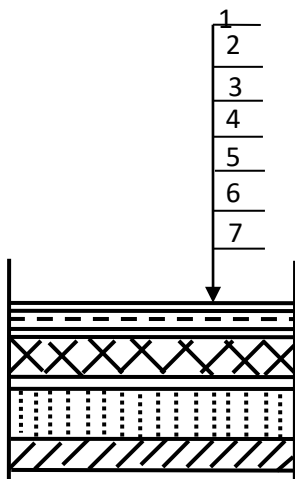
$$\delta_{из}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,2} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,102 \text{ м}$$

Приймаємо товщину шару сендвіч-панелі 120 мм (1 шар 120 мм)

Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі.

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{0,36 + \frac{0,12}{0,022}} = 0,172 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару підлоги камери зберігання заморожених вантажів.



1. Монолітне бетонне покриття із важкого бетону.

δ - 0,04 м. λ - 1,86 Вт/(м *К)

2. Армобетонна стяжка

δ - 0,08 м. λ - 1,86 Вт/(м *К).

3. Пароізоляція (1 шар пергаменту)

δ - 0,001 м. λ - 0,15 Вт/(м *К), $R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,001}{0,15} = 0,006 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$

Рисунок 4 – Конструкція підлоги

не враховуємо

4. Плитна теплоізоляція (Пінопласт полістирольний ПСБ-С, λ - 0,047 Вт/(м *К))

5. Цементно-піщаний розчин

δ - 0,025 м. λ - 0,98 Вт/(м *К).

6. Ущільнений пісок

δ - 1,35 м. λ - 0,58 Вт/(м *К).

7. Бетонна підготовка з електронагрівачами

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Теплоізоляцію підлог приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. У розрахунку враховуємо тільки шари лежать вище бетонної підготовки з нагрівальними пристроями. Коефіцієнт теплопередачі для підлог, що обігріваються вибираємо по таблиці.

$$k_0 = 0,21 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі поверхні підлоги.

$$\alpha_B = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_g} = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару підлоги.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,047 \cdot \left[\frac{1}{0,21} - \left(\frac{0,040}{1,86} + \frac{0,080}{1,86} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,58} + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,116 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару, що дорівнює 125 мм (1 шар 100 мм і 1 шар 25 мм)

Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі.

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{2,422 + \frac{0,125}{0,047}} = 0,20 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару перегородки між камерами зберігання заморожених вантажів. Приймаємо що всі внутрішні перегородки між камерами виконані з цегляної кладки з теплоізоляційними плитами з сендвіч панелей. (Конструкція перегородок аналогічна зовнішніх стін). Для перегородок між камерами з однаковими температурами, згідно з таблицею

$$k_0 = 0,28 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі по обидва боки перегородки приймаємо однаковими.

$$\alpha_B = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_g} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Визначаємо товщину теплоізоляції перегородки.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{8} + \frac{0,120}{0,81} + \frac{0,040}{0,30} + 3 \frac{0,020}{0,93} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,051 \text{ м}$$

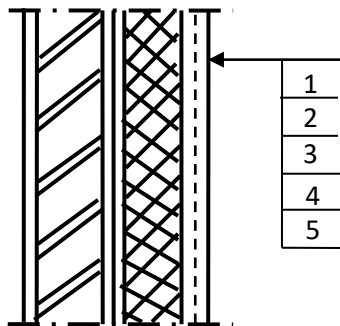
					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Приймаємо товщину ізоляційного шару 80 мм (одна сендвіч-панель 80 мм).

Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі.

$$k_0^o = \frac{1}{0,475 + \frac{0,08}{0,022}} = 0,243 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару внутрішньої стіни між камерою і експедицією. Приймає, що стіни між охолоджуваними приміщеннями та вантажним коридором виконані з цегляної кладки товщиною 250 мм з теплоізоляцією з плит сендвіч-панелей.



1. Плитна теплоізоляція (сендвіч-панель, λ - 0,022 Вт/(м *К))

Рисунок 5 – Конструкція внутрішньої стіни

2. Пароізоляція – 2 шари гідроізола на бітумній

мастиці

δ - 0,004 м. λ - 0,3 Вт/(м *К).

3. Штукатурка цементно-піщана

δ - 0,02 м. λ - 0,93 Вт/(м *К).

4. Кладка цегляна на цементному розчині

δ - 0,25 м. λ - 0,81 Вт/(м *К).

5. Штукатурка складним розчином

δ - 0,02 м. λ - 0,93 Вт/(м *К).

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни:

$$k_0 = 0,28 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі та термічний опір:

$$\alpha_n = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_n} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К / Вт}$$

$$\alpha_e = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \frac{1}{\alpha_e} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К / Вт}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару внутрішньої стіни.

$$\delta_{из}^{np} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{8} + 2 \frac{0,020}{0,93} + \frac{0,25}{0,81} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,065 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару, що дорівнює 80 мм (1 сендвіч-панель 80 мм).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ

5.1 Теплопритоки через огороження.

Теплоприток через огорожувальні конструкції визначається як сума теплопритоків (через стіни, перегородки, перекриття або покриття, через підлоги, заглиблені неізольовані стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур зовні огорожі і всередині охолоджуваного приміщення, а також теплопритоків за рахунок впливу сонячної радіації через покриття і зовнішні стіни.

Теплопритоки через огороження визначаються по формулі:

$$Q_1 = Q_1^t + Q_1^c$$

де Q_1^t - теплопритік через огороження внаслідок дії різниці температур.

Q_1^c - теплопритік через огороження внаслідок дії сонячної радіації.

Теплоприток Q_1^t , Вт визначається за такою формулою.

$$Q_1^t = k_d \cdot F(t_n - t_e)$$

де k_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожі, визначений під час

розрахунку товщини ізоляційного шару, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F - площа огорожі, м^2 .

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішнього боку огороження, згідно з додатком С.

t_e - розрахункова температура повітря всередині приміщення, що охолоджується, С.

Теплоприток Q_1^c , Вт визначається за формулою:

$$Q_1^c = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c$$

де Δt_c - надлишкова різниця температур внаслідок дії сонячної радіації, згідно з таблицею. Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розташування холодильника, характеру поверхні і орієнтації її на всі боки горизонту.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприток через підлогу, розташований на ґрунті і має обігрівальні пристрої визначають за формулою:

$$Q_1^n = k_d \cdot F(t_{cp} - t_g)$$

де t_{cp} - середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту, при електрообігріві ґрунту приймаємо $t_{cp} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1. Визначаємо теплопритік через огорожу зі східного боку.

$$Q_1' = 0,19 \cdot 95,6(18 + 20) = 690,2\text{Bm}$$

$$Q_1^c = 0\text{Bm}$$

$$Q_1 = Q_1' = 690,2\text{Bm}$$

Визначаємо теплопритік через огорожу з південного боку.

$$Q_1' = 0,19 \cdot 102(32 + 20) = 1007,7\text{Bm}$$

$$Q_1^c = 0,19 \cdot 102 \cdot 3,8 = 73,6\text{Bm}$$

$$Q_1 = 1007,7 + 73,6 = 1081,3\text{Bm}$$

Визначаємо теплопритік через огорожу із західного боку.

$$Q_1' = 0,243 \cdot 92,7(16,4 + 20) = 819,96\text{Bm}$$

$$Q_1 = Q_1' = 819,96\text{Bm}$$

Визначаємо теплопритік через огорожу з північного боку.

$$Q_1' = 0,243 \cdot 99,1(-18 + 20) = 48,2\text{Bm}$$

$$Q_1 = 48,2\text{Bm} \quad Q_1^c = 48,2\text{Bm}$$

Визначаємо теплопритік через покриття холодильника.

$$Q_1' = 0,172 \cdot 158,7(32 + 20) = 1419,4\text{Bm}$$

$$Q_1^c = 0,172 \cdot 158,7 \cdot 14,9 = 406,7\text{Bm}$$

$$Q_1 = 1826,1\text{Bm}$$

Визначаємо теплоприток через підлогу, розташовану на ґрунті і має обігрівальні пристрої.

$$Q_1^n = 0,2 \cdot 158,7(1 + 20) = 666,5\text{Bm}$$

Усі теплопритоки зводяться до таблиці 5.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Камера 1.

Таблиця 5 Теплопритоки через огороження.

Огородження	Орієнтація	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	$Q_{IT}, Вт$	$\Delta t_c, °С$	$Q_{IC}, Вт$	$Q_{обц}, Вт$
Стіна	Схід	0,19	95,6	18	-20	690,2	-	-	690,2
Стіна	Південь	0,19	102	32	-20	1007,7	3,8	73,6	1081,3
Стіна	Захід	0,28	92,7	16,4	-20	820	-	-	820
Стіна	Північ	0,243	99,1	-18	-20	48,2	2	-	48,2
Покриття	-	0,172	158,7	32	-20	1419,4	14,9	406,7	1826,1
Підлога	-	0,20	158,7	1	-20	666,5	-	-	666,5

Разом: $Q_1 = 5132,3 Вт$

Камера 2

Таблиця 6 Теплопритоки через огороження.

Огородження	Орієнтація	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	$Q_{IT}, Вт$	$\Delta t_c, °С$	$Q_{IC}, Вт$	$Q_{обц}, Вт$
Стіна	Схід	0,19	99,6	18	-20	719,1	-	-	719,1
Стіна	Південь	0,243	99,1	-18	-20	48,2	2	-	48,2
Стіна	Захід	0,28	96,7	16,4	-20	985,5	-	-	985,5
Стіна	Північ	0,19	102	32	-20	1007,7	-	-	1007,7
Покриття	-	0,172	165,5	32	-20	1480,2	14,9	424,2	1904,4
Підлога	-	0,20	165,5	1	-20	695,1	-	-	695,1

Разом: $Q_1 = 5360 Вт$

Камера 3

Таблиця 7 Теплопритоки через огороження.

Огородження	Орієнтація	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	$Q_{IT}, Вт$	$\Delta t_c, °С$	$Q_{IC}, Вт$	$Q_{обц}, Вт$
Стіна	Схід	0,28	92,7	16,4	-20	944,7	-	-	944,7
Стіна	Південь	0,19	204	32	-20	2015,5	3,8	147,3	2162,8
Стіна	Захід	0,19	96,7	18	-20	690,2	-	-	690,2
Стіна	Північ	0,243	198,2	10	-20	1444,9	-	-	1444,9
Покриття	-	0,172	317,4	32	-20	2838,9	14,9	813,4	3652,3
Підлога	-	0,20	317,4	1	-20	1333,1	-	-	1333,1

Разом: $Q_1 = 10228 Вт$

Камера 4

Таблиця 8 Теплопритоки через огородження.

Огородження	Орієнтація	K_o^D , $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	F, м ²	th, °C	t _e , °C	Q _{1T} , Вт	Δtc, °C	Q _{1C} , Вт	Q _{обц} , Вт
Стіна	Схід	0,28	92,7	16,4	-25	1074,6	-	-	1074,6
Стіна	Південь	0,19	102	32	-25	1104,7	3,8	73,6	1178,3
Стіна	Захід	0,19	96,7	18	-25	790,1	-	-	790,1
Стіна	Північ	0,243	99,1	10	-25	842,9	-	-	842,9
Покриття	-	0,172	158,7	32	-25	1555,9	14,9	406,7	1962,6
Підлога	-	0,20	158,7	1	-25	825,3	-	-	825,3

Разом: Q₁ = 6673,74 Вт

- Розрахунок теплоприток при холодильній обробці (від продукту).

Кількість тепла, що відводиться в одиницю часу Q₂, Вт визначаємо за формулою

$$Q_2 = M_k \cdot \Delta i \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}$$

де M_k – добове надходження вантажу в камеру на добу;

Δi – різниця ентальпій вантажу при надходженні та температурі зберігання,

$$\frac{Дж}{кг};$$

τ – тривалість холодильної обробки продукту, з;

1000 – перевідний коефіцієнт з тонн у кілограми;

3600 – перевідний коефіцієнт з годинника в секунди.

Визначаємо кількість тепла, що відводиться в одиницю часу Q₂, Вт.

$$i_n = 13 \frac{кДж}{кг}, i_k = 0 \frac{кДж}{кг}$$

$$Q_2 = 31 \cdot 13 \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 4513,8 Вт$$

- Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Ці теплопритоки виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей роботи електродвигунів і відкривання дверей. Теплопритоки визначають від кожного джерела тепловиділень окремо.

-Теплопритік від освітлення:

$$q_1 = A \cdot F, Bt$$

де A – теплота, що виділяється джерелами освітлення за одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги Вт/ м^2 . Для камер зберігання. $A=1,2 \text{ Вт/ м}^2$

F – площа камери, м^2

- Теплопритік від перебування людей:

$$q_2 = 350 \cdot n, Bt$$

де 350 –тепловиділення однієї людини при тяжкій фізичній роботі, Bt .

n – кількість людей, які працюють у цьому приміщенні. Число людей, які працюють у приміщенні, прийнято залежно від площі камери, 3 особи при площі камери до 200 м^2 .

- Теплопритік від робочих електродвигунів:

$$q_4 = j_{\text{ов}} \cdot 1.2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m$$

$$j_{\text{ов}} = 0.4 \dots 1.0, \quad m = 0.06 \dots 0.08$$

$j_{\text{ов}}$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами.

m – коефіцієнт, що визначається як відношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності повітроохолоджувача.

- Теплопритік при відкриванні дверей:

$$q_3 = B \cdot F, Bt$$

де B – питома притік тепла від відкривання дверей, $\frac{Bt}{\text{м}^2}$:

F – площа камери, м^2

Камера №1

$$q_1 = 1,2 \cdot 158,7 = 190,4 Bt$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 Bt$$

$$q_3 = 8 \cdot 158,7 = 1269,6 Bt$$

$$q_4 = 407,5 Bt$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Камера №2

$$q_1 = 1,2 \cdot 165,5 = 198,6 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 165,5 = 1324 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 411,7 \text{ Вт}$$

Камера №3

$$q_1 = 1,2 \cdot 317,4 = 380,9 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 317,4 = 2539,2 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 381,2 \text{ Вт}$$

Камера №4

$$q_1 = 1,2 \cdot 158,7 = 190,4 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 158,7 = 1269,6 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 407,5 \text{ Вт}$$

Результати теплового розрахунку зводимо до таблиці 9.

Таблиця 9. Результати теплового розрахунку

№ кам	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₄ , Вт		ΣQ Вт	
	Обор	Км	Обор	Км	Обор	Км	Обор	Км
№1	5132,3		4513,8		2917,5	2188,2	12618,8	11889,5
№2	5360		4513,8		2984,3	2238,2	12787,7	12041,6
№3	10228		4513,8		4351,3	2211,5	19093,1	16953,3
№4	6673,74		4513,8		2917,5	2180,7	14105,1	13368,24

$$\Sigma = 58604,7 \quad \Sigma = 54252,64$$

З урахуванням втрат у трубопроводах (10%) теплопритоки складають:

$$Q (-30) = 58604,7 + 5860,5 = 64465,2 \text{ кВт}$$

6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ

6.1 Вибір розрахункового режиму

Розрахунковий (робочий) режим холодильної установки характеризується температурами кипіння t_o та конденсації t_k .

Температуру кипіння в установках із безпосереднім охолодженням приймають залежно від розрахункової температури повітря в камері. При проектуванні холодильних установок з безпосереднім охолодженням аміачними холодильними машинами, температуру кипіння аміаку приймають на 5-10°C нижче за температуру повітря в камері. Чим нижча температура повітря в камері, тим меншим приймають перепад між температурою повітря та кипіння.

Температура конденсації залежить від температури і кількості води або повітря, що подається.

Температуру конденсації для установок з водяним охолодженням конденсатора приймають на 2-4°C вище температури води, що йде з конденсатора.

6.2 Тепловий розрахунок двоступінчастої холодильної установки.

Для охолодження кількох груп споживачів холоду з різними температурами кипіння (наприклад, -30 і -40) може бути застосована схема двоступеневого стиснення, показана на рисунку 6.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

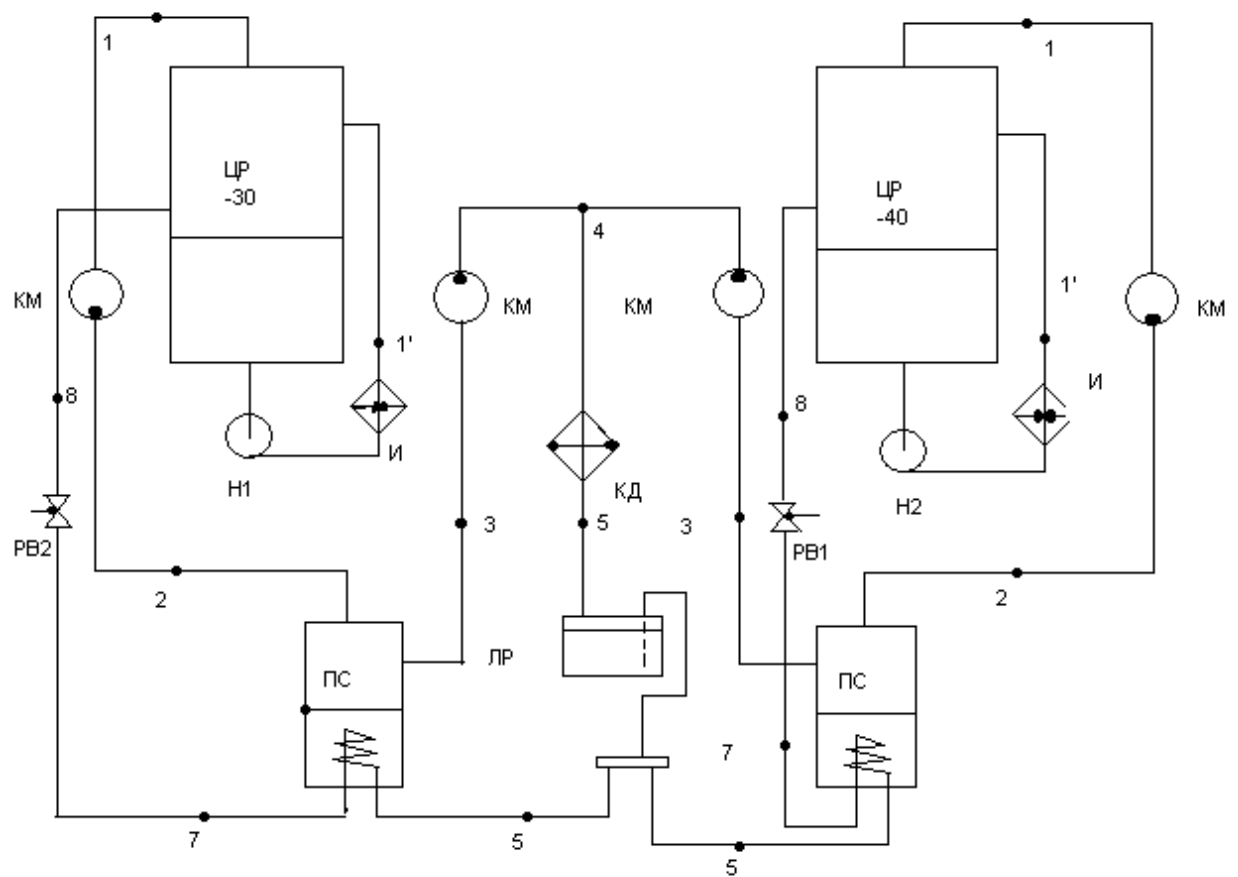


Рисунок 6 - Принципова схема 2^х ступінчастого стиснення.

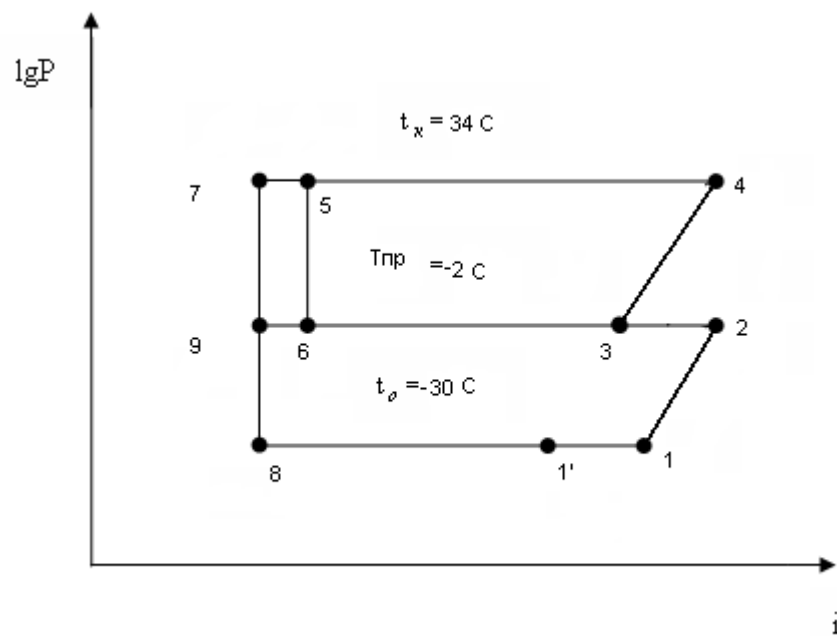


Рисунок 7 - Цикл 2^х ступінчастого стиснення.

$$t_o = -30^{\circ}\text{C} \Rightarrow Q = 65 \text{ кВт}$$

$$t_o = -40^{\circ}\text{C} \Rightarrow Q = 15 \text{ кВт}$$

Визначаємо температуру конденсації, $^{\circ}\text{C}$

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + (2 \div 4)^{\circ}\text{C}$$

де $t_{w1} = 26^{\circ}\text{C}$ – температура по мокрому термометру при $t_{\text{возд}} = 32^{\circ}\text{C}$

та $\gamma = 95\%$

$\Delta t_w = 5^{\circ}\text{C}$ – для КТГ при оборотному водопостачанні.

$$t_k = 26 + 5 + 3 = 34^{\circ}\text{C}$$

Параметри холодоагенту цього температурного режиму зведені до таблиці 10

Таблиця 10 Параметри холодильного агента у точках

Номер точки	t, $^{\circ}\text{C}$	P, мПа	V, $\text{м}^3/\text{кг}$	i, кДж/кг
1'	-30	0.12	-	1642
1	-20	0.12	0.950	1662
2	58	0.40	-	1850
3	-2	0.40	0.310	1680
4	82	1.31	-	1847
5	34	1.31	-	579
6	-2	0.40	-	597
7	1	1.31	-	425
8	-30	0.12	-	425
9	-2	0.40	-	409

Питома масова холодопродуктивність.

$$q_0 = i_1 - i_8$$

де i_1, i_8 – питома ентальпія у відповідних точках, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Визначаємо питому масову холодопродуктивність $q_0, \text{кДж} / \text{кг}$.

$$q_0 = 1642 - 425 = 1237 \text{кДж} / \text{кг}$$

Витрата пари в С.Н.Т $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0}$$

де Q_0 – потрібна холодопродуктивність компресора, кВт.

Визначаємо витрату пари в ступені С.Н.Т $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \frac{65}{1237} = 0.053 \text{ кг/с}$$

Витрата пари в С.В.Т $m, \text{кг/с}$.

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6}$$

Визначаємо витрату пари в ступені С.В.Т $m, \text{кг/с}$.

$$M = 0.053 \frac{1850 - 425}{1680 - 597} = 0.07 \text{ кг/с}$$

Об'ємна витрата пари в С.Н.Д $V_{\text{нд}}, \text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = M_1 \cdot v_1$$

де v_1 – питомий об'єм у цій точці, $\text{м}^3/\text{с}$

Визначаємо об'ємну витрату пари в С.Н.Т $V_{\text{нд}}, \text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.053 \cdot 0.95 = 0.051 \text{ м}^3/\text{с}$$

Визначаємо об'ємну витрату пари в С.В.Т $V_{\text{вд}}, \text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.07 \cdot 0.31 = 0.0217 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі для кожного ступеня у разі використання поршневого компресора при ступені стиснення визначають за співвідношенням.

$$\frac{P_{\text{пр}}}{P_0} = \frac{0,396}{0.12} = 3.3$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{\text{нд}} = 0,83$

Для С.В.Т у разі використання безкрейцкопфного поршневого компресора за ступенем стиснення.

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{пр}}} = \frac{1.31}{0.396} = 3.3$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{\text{нд}} = 0,83$

Описуваний об'єм $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = V_{\text{ндн}} / \lambda_{\text{нд}}$$

Визначаємо, описуваний об'єм $\lambda_{\text{нд}}, \text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0,051 / 0,83 = 0,062 \text{ м}^3/\text{с}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо, описуваний об'єм $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{вд}} = 0,0217 / 0,83 = 0,0262 \text{ м}^3 / \text{с}$$

За цими обсягами підбираємо компресора для С.Н.Т та С.В.Т. Вибираємо два гвинтові компресори: Bitzer W6FA для С.Н.Т. та Bitzer W6HA для С.В.Т

Визначаємо теоретичну потужність компресора $V_{\text{тнд}}, \text{кВт}$.

$$V_{\text{тнд}} = M_1 \cdot (i_2 - i_1)$$

Визначаємо теоретичну потужність компресора $V_{\text{тнд}}, \text{кВт}$.

$$V_{\text{тнд}} = 0.053 \cdot (1847 - 1680) = 8.851 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність компресора $N_{\text{інн}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{інн}} = \frac{N_{\text{інд}}}{\eta_{\text{інд}}}$$

де $\eta_{\text{інд}}$ – індикаторний К.К.Д.

Визначаємо дійсну потужність компресора $N_{\text{інн}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{інн}} = \frac{6.4}{0.8} = 8, \text{ кВт}$$

Визначаємо дійсну потужність компресора $N_{\text{іvb}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{іvb}} = \frac{8,851}{0.8} = 11.1, \text{ кВт}$$

Ефективна потужність $N_{\text{снд}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{інн}} = \frac{N_{\text{інд}}}{\eta_{\text{м.нд}}}$$

де $\eta_{\text{м.нд}}$ – механічний К.К.Д що враховує втрати у терті.

Визначаємо ефективну потужність $N_{\text{снд}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{снд}} = \frac{8}{0.85} = 9.4, \text{ кВт}$$

Тепловий потік у конденсаторі $N_{\text{свд}}, \text{кВт}$.

$$N_{\text{свд}} = \frac{9.1}{0.85} = 10.7, \text{ кВт}$$

Тепловий потік у конденсаторі $Q_{\text{к}}, \text{кВт}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\kappa} = Q_0 + (N_{\text{інд}} + N_{\text{івд}})$$

Визначаємо тепловий потік у конденсатор Q_{κ} , кВт.

$$Q_{\kappa} = 65 + (8 + 11.1) = 84.1, \text{ кВт}$$

- з урахуванням переохолодження Q_{κ} , кВт.

$$Q_{\kappa} = M \cdot (i_4 - i_7)$$

Визначаємо тепловий потік у конденсаторі з урахуванням переохолодження Q_{κ} , кВт.

$$Q_{\kappa} = 0.07 \cdot (1847 - 425) = 99.5, \text{ кВт}$$

Характеристики компресорних агрегатів наведено у таблиці 11.

Таблиця 11 – Характеристики компресорних агрегатів

Показник	Bitzer W6FA	Bitzer W6GA
Холодопродуктивність, кВт		
При $t_o = -15^{\circ}\text{C}$, $t_{\kappa} = 30^{\circ}\text{C}$	87.8	64.2
Споживана потужність, кВт		
При $t_o = -15^{\circ}\text{C}$, $t_{\kappa} = 30^{\circ}\text{C}$	28.8	17,65
Кількість зарядженої олії		
Clavus G 68, кг	35	18
Об'ємна витрата охолоджувальної води, $\text{м}^3/\text{год}$	1	1
Теоретична об'ємна продуктивність компресора		
$V_{\text{км}}, \text{м}^3/\text{с}$	0.061	0.028
Потужність електродвигуна, кВт	18.5	37
Частота обертання, с^{-1}	24.17	24.17
Габаритні розміри, мм		
Довжина	540	455
Ширина	569	332
Висота	470	362
Умовний діаметр труб-ів, мм		
На вході холодоагенту	54	54
На виході холодоагенту	42	42
На вході та виході охолодженої води	15	15

$$t_o = -40^{\circ}\text{C} \Rightarrow Q = 15 \text{ кВт}$$

Параметри холодоагенту цього температурного режиму зведені до таблиці 12.

Таблиця 12- Параметри холодильного агента

Номер точки	t, °C	P, мПа	V, м ³ /кг	i, кДж/кг
1'	-40	0.71	-	1405
1	-30	0.71	1.63	1428
2	67	3.05	-	1629
3	-9	3.05	0.40	1456
4	98	13.1	-	1668
5	34	13.1	-	361
6	-9	3.05	-	361
7	-7	13,1	-	166
8	-40	0.71	-	166

Питома масова холодопродуктивність.

$$q_0 = i_1 - i_8$$

де i_1, i_8 – питома ентальпія у відповідних точках $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Визначаємо питому масову холодопродуктивність $q_0, \text{кДж} / \text{кг}$.

$$q_0 = 1405 - 166 = 1239 \text{кДж} / \text{кг}$$

Витрата пари в С.Н.Т $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0}$$

де Q_0 – потрібна холодопродуктивність компресора, кВт.

Визначаємо витрату пари в ступені С.Н.Т $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{15}{1239} = 0.012 \text{кг} / \text{с}$$

Витрата пари в С.В.Т $m, \text{кг} / \text{с}$.

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Визначаємо витрату пари в ступені С.В.Т $M, \text{кг} / \text{с}$.

$$M = 0.09 \frac{1629 - 166}{1456 - 361} = 0.0162 \text{кг} / \text{с}$$

Об'ємна витрата пари в С.Н.Т $V_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = M_1 \cdot v_1$$

де v_1 – питомий об'єм у цій точці, $\text{м}^3 / \text{с}$

Визначаємо об'ємну витрату пари в С.Н.Т $V_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.0162 \cdot 0.95 = 0.0154 \text{м}^3 / \text{с}$$

Визначаємо об'ємну витрату пари в С.В.Т $V_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{вд}} = 0.0162 \cdot 0.31 = 0.005 \text{м}^3 / \text{с}$$

Коефіцієнт подачі для кожного ступеня у разі використання поршневого компресора при ступені стиснення визначають за співвідношенням.

$$\frac{P_{\text{пр}}}{P_0} = \frac{3.05}{0.71} = 4.3$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{\text{нд}} = 0,7$

Для С.В.Т у разі використання безкрейцкопфного поршневого компресора за ступенем стиснення.

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{пр}}} = \frac{13.1}{3.05} = 4.3$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{\text{нд}} = 0,79$

Описуваний об'єм $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = V_{\text{ндн}} / \lambda_{\text{нд}}$$

Визначаємо, описуваний об'єм $\lambda_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.0154 / 0.7 = 0.022 \text{м}^3 / \text{с}$$

Визначаємо, описуваний об'єм $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.005 / 0.79 = 0.0064 \text{м}^3 / \text{с}$$

За цими обсягами підбираємо компресора для С.Н.Т и С.В.Т. Вибираємо компресор для С.Н.Т Bitzer W4GA-S230 и Bitzer W2Na-S210 для С.В.Т.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретична потужність компресора $N_{\text{тнд}}$, кВт.

$$V_{\text{мнд}} = M_1 \cdot (i_2 - i_1)$$

Визначаємо теоретичну потужність компресора $N_{\text{тнд}}$, кВт.

$$N_{\text{мнд}} = 0.09 \cdot (1629 - 1428) = 11.1 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{мвд}} = 0.0064 \cdot (1629 - 1456) = 3.45 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність компресора $N_{\text{інн}}$, кВт.

$$N_{\text{інн}} = \frac{N_{\text{інд}}}{\eta_{\text{інд}}}$$

де $\eta_{\text{інд}}$ – індикаторний К.К.Д.

Визначаємо дійсну потужність компресора $N_{\text{інн}}$, кВт.

$$N_{\text{інн}} = \frac{11.1}{0.8} = 13.9 \text{ кВт}$$

Визначаємо дійсну потужність компресора $N_{\text{іbv}}$, кВт.

$$N_{\text{іbv}} = \frac{3.45}{0.8} = 4.32 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність $N_{\text{снд}}$, кВт.

$$N_{\text{снн}} = \frac{N_{\text{інд}}}{\eta_{\text{м.нд}}}$$

де $\eta_{\text{м.нд}}$ – механічний К.П.Д що враховує втрати у терті.

Визначаємо ефективну потужність $N_{\text{снд}}$, кВт.

$$N_{\text{снд}} = \frac{13.9}{0.85} = 16.33 \text{ кВт}$$

Визначаємо ефективну потужність $N_{\text{свд}}$, кВт.

$$N_{\text{свд}} = \frac{4.32}{0.85} = 5.1 \text{ кВт}$$

Тепловий потік у конденсаторі Q_{κ} , кВт.

$$Q_{\kappa} = Q_0 + (N_{\text{інд}} + N_{\text{івд}})$$

Визначаємо тепловий потік у конденсаторі Q_{κ} , кВт.

$$Q_{\kappa} = 15 + (16.33 + 5.1) = 36.5 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- з урахуванням переохолодження Q_k , кВт.

$$Q_k = M \cdot (i_4 - i_7)$$

Визначаємо тепловий потік у конденсаторі з урахуванням переохолодження Q_k , кВт.

$$Q_k = 0.0162 \cdot (1668 - 166) = 24.4, \text{ кВт}$$

Характеристики компресорних агрегатів наведено у таблиці 13

Таблиця 13 – Характеристики компресорних агрегатів

Показник	Bitzer W4GA- S230	Bitzer W2Na- S210
Холодопродуктивність, кВт При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	84,6	11.58
Споживана потужність, кВт При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	15	5,5
Витрата оливи, кг/год FUCHS Reniso KC 68, кг	6,5	4,5
Об'ємна витрата охолоджувальної води, $\text{м}^3/\text{ч}$	1	1
Теоретична об'ємна продуктивність компресора $V_{\text{км}}, \text{м}^3/\text{с}$	0,0235	0.00695
Потужність електродвигуна, кВт	15	5,5
Частота обертання, с^{-1}	24,17	24.17
Габаритні розміри, мм		
Довжина	580	540
Ширина	515	475
Висота	585	550
Умовний діаметр труб-ів, мм		
На вході холодоагенту	52	52
На виході холодоагенту	40	40
	15	15

7. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

Апарати цього типу найширше застосовуються в холодильних установках великої і середньої продуктивності.

Конденсатори слід підбирати по дійсному тепловому потоку, визначеному при тепловому розрахунку компресора.

Розрахунок конденсатора при заданому тепловому навантаженні Q_k , кВт зводиться до визначення площі поверхні апарату, його конструктивних розмірів і втрат натиску на транспорт охолоджувального середовища.

7.1 Визначаємо температуру води на виході з конденсатора

$$t_k = 34^\circ\text{C}$$

$$t_m = 26^\circ\text{C} \text{ при } t_{\text{возд}} = 32^\circ\text{C} \text{ и } \varphi = 96\%$$

Температура повітря на вході в КД.

$$t_{w1} = t_m + (3 \div 4)^\circ\text{C}$$

$$t_{w1} = 26 + 4 = 30^\circ\text{C}$$

Задаємося глибиною підігрівання води в апараті $\Delta t_w = 2^\circ\text{C}$

Тоді температура води на виході буде

$$t_{w2} = t_{w1} + 2^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = 30 + 2 = 32^\circ\text{C}$$

Труба 25x2, 5

7.2 Середня логарифмічна різниця

$$Q_{cp} = \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}, ^\circ\text{C}$$

$$Q_{cp} = \frac{(32 - 30)}{\ln \frac{34 - 30}{34 - 32}} = 3,92^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

7.3 Критерій Рейнольдса

$$R_{EW} = \frac{\omega_w * d_{en}}{\nu}$$

$$R_{EW} = \frac{1 * 0,02}{0,8 * 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}} = 25000$$

Де ω_w - швидкість води 1м/с

ν - при середній температурі води 31°C

При турбулентному режимі течії

$$N_{UB} = 0.023 * R_{EW}^{0.8} * P_{rw}^{0.4} * (P_{rw} / P_{rc})^{0.25} * \varepsilon_L$$

$$N_{UB} = 0.023 * 25000^{0.8} * 5.3^{0.4} = 147.84$$

Тоді для турбулентного режиму руху коефіцієнт тепловіддачі на стороні води складе

$$\alpha_B = \frac{N_{UB} * \lambda_B}{d_{en}}$$

$$\alpha_B = \frac{147,84 * 62 * 10^{-2}}{0.02} = 4583,04 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}_$$

7.4 Щільність теплового потоку від холодагенту, що конденсується, до води відносно до внутрішньої поверхні.

$$q_\theta = \frac{\theta_\theta}{\frac{1}{\alpha_\theta} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_{mp}} + R}$$

$$q_\theta = \frac{2}{\frac{1}{4583.04} + \frac{2.5 * 10^{-3}}{45} + 0.7 * 10^{-3}} = 2053.9 \text{ Вт/м}^2$$

де $\theta_\theta = t_{cm} - t_\theta = 2^\circ \text{C}$

R - сума термічних опорів олії і каменю.

$$\frac{\delta_M}{\lambda_M} = 0,4 * 10^{-3}$$

$$\frac{\delta_K}{\lambda_K} = 0,3 * 10^{-3}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

7.5 Щільність теплового потоку.

$$q_a = \alpha_a * (t_a - t_{cm}) = \alpha_a * \theta_a$$

$$q_a = 0.72 * \beta * \sqrt[4]{\frac{r * \sigma^2 * \lambda^3 * g}{m * d * \theta_a}} = 0.72 * \beta * \sqrt[4]{r} * \sqrt[4]{\frac{\sigma^2 * \lambda^3 * g}{m}} * \sqrt[4]{\frac{1}{d * \theta_a}}$$

де β коефіцієнт враховує натікання конденсатора

$$\sqrt[4]{r} - 32,6 (\text{Дж/кг})$$

$$\beta = 229 \text{ Дж}^{\frac{3}{4}} * \text{кг}^{\frac{1}{4}} / (\text{м}^{\frac{7}{4}} * \text{к}^{\frac{3}{4}} * \text{с})$$

$$q_{\text{авн}} = 9732 * \theta_a^{\frac{3}{4}} * \frac{d}{d_{\text{ен}}}$$

$$q_{\text{авн}} = 9732 * \theta_a^{\frac{3}{4}} * \frac{0,025}{0,02} = 1216 * \theta_a^{\frac{3}{4}}$$

Задаємося декількома значеннями θ_a і знаходимо $q_{\text{авн}}$

Таблиця 14

θ_a	0,5	1	1,5
$q_{\text{авн}}$	7233,35	12165	16488,5

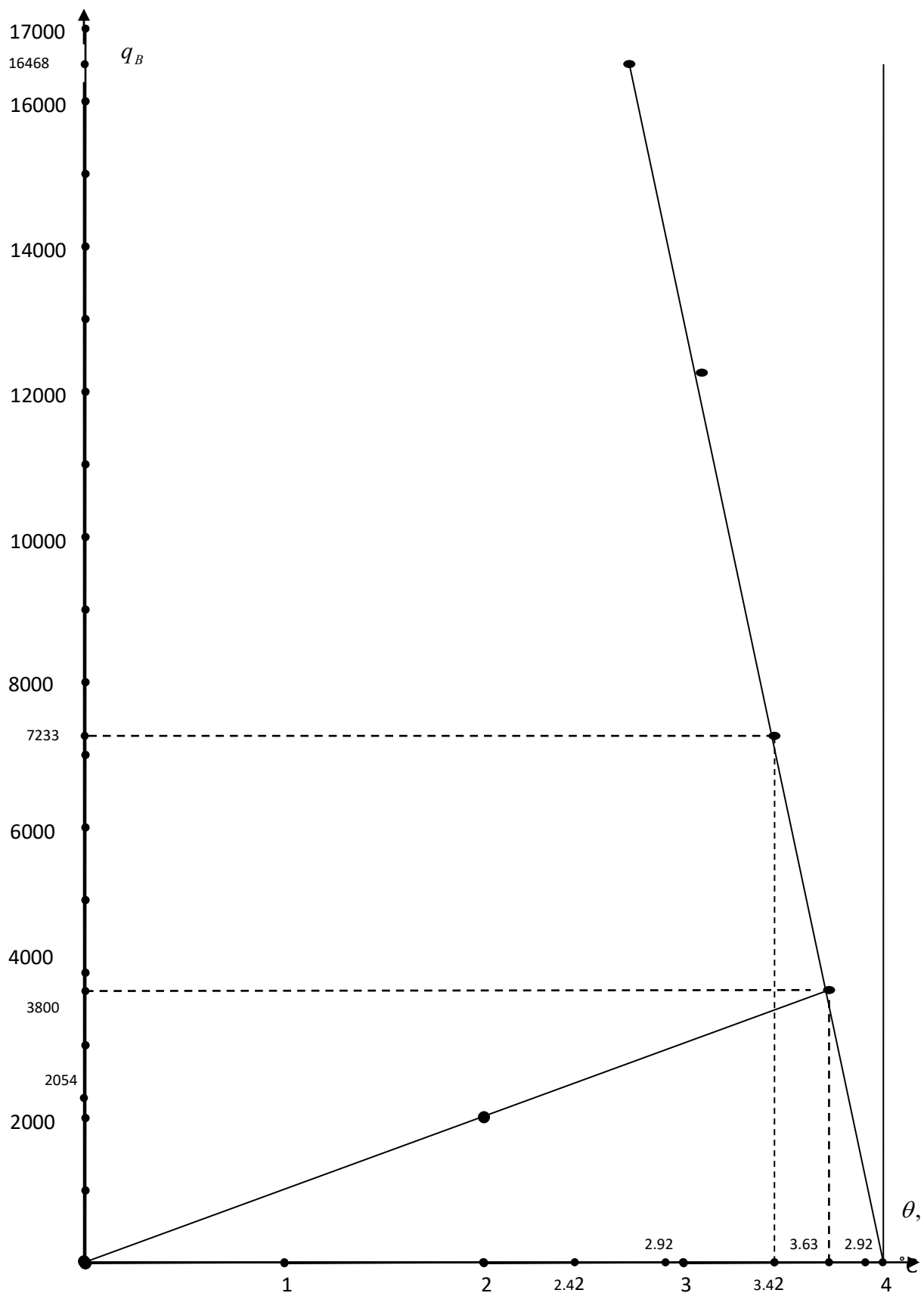


Рисунок 8 - Графічний метод розрахунку тепловідводу конденсатора.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.6 площа внутрішньої поверхні апарату

$$F_{en} = \frac{Q_k}{q_s}, \text{ м}^2$$

$$F_{en} = \frac{124}{3,8} = 32,6 \text{ м}^2$$

Підбираємо 1 конденсатор Alfa Laval Evaporative Condenser (серія EVC).

Характеристики кожухотрубного конденсатора Alfa Laval.

Тип: випарний конденсатор (evaporative condenser)

Діапазон теплової потужності: 40–60 кВт (залежно від моделі та умов експлуатації)

Матеріали:

Корпус та теплообмінні поверхні — нержавіюча сталь (SS304/316L)

Захисні покриття від корозії для роботи з агресивними середовищами (аміак)

Енергоефективність: коефіцієнт теплопередачі у 2–3 рази вищий, ніж у повітряних конденсаторів.

7.7 Витрата води

$$V_B = \frac{Q_k}{[C_B * \delta_B * (t_{B2} - t_{B1})]}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_B = \frac{124}{[4.174 * 995.7 * (32 - 30)]} = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

8.РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Нині усе більш широкого поширення набувають підвісні повітроохолоджувачі, що не займають корисної площі камери.

У основі розрахунку лежать загальноприйняті передумови: температура теплообмінної поверхні апарату постійна і рівна t_H ; температура кипіння холодильного агента t_0 постійна по довжині змійовика; середні параметри повітря у П/О дорівнюють середнім параметрам повітря в охолоджуваному приміщенні, тобто

$$t_{\text{с/о}} = t_{\text{к}}$$

$$\varphi_{\text{с/о}} = \varphi_{\text{к}}$$

Камера №1, $t_{\text{к}} = -20^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{с/о}} = t_{\text{к}} = -20^{\circ}\text{C}$$

$$\varphi_{\text{с/о}} = \varphi_{\text{к}} = 95\%$$

Перепад температур між повітрям і холодагентом

$$\theta = t_{\text{к}} - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^{\circ}\text{C}$$

Підохолодження повітря.

$$\Delta t = (2..4)^{\circ}\text{C} = 3^{\circ}\text{C}$$

Швидкість повітря в живому перерізі

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Середня температура зовнішньої поверхні

$$t_H = t_{\text{с/о}} - (0,7..0,9)\theta$$

$$t_H = -20 - (0,8 * 10) = -28^{\circ}\text{C}$$

8.2 Будуємо промінь процесу зміни стану повітря у П/О на d - і діаграмі по точках:

$$C(t_{\text{с/о}}; \varphi_{\text{с/о}})$$

$$-20^{\circ}; 95\%$$

$$H(t_H; \varphi = 1)$$

$$-28^{\circ}; 100\%$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

8.3 Температура повітря на вході в апарат

$$t_1 = t_{\kappa} + 0.5 \cdot \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0.5 \cdot 3 = -18.5^{\circ}\text{C}$$

Температура повітря на виході з апарату

$$t_2 = t_{\kappa} - 0.5 \cdot \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0.5 \cdot 3 = -21.5^{\circ}\text{C}$$

8.4 Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_k = N_u \cdot \lambda_B / u$$

число Re

$$\text{Re} = \frac{w \cdot u}{\nu_B} \quad \text{Де } u - \text{ крок ребер}$$

w - швидкість повітря в живому перерізі апарату.

λ - коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 \cdot (-20)) \cdot 10^{-6} = 2.24 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$$

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 \cdot (-20)) \cdot 10^{-6} = 11.24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0.015}{11.24 \cdot 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = C \cdot (dt/u)^{-0.54} \cdot (h/u)^{-0.14} \cdot \text{Re}^n$$

Де dt - зовнішній діаметр труби

Труба 25х2.5, м

h - висота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C = 0.105 \quad n = 0.72$$

$$\text{Nu} = 0.105 \cdot (0.025/0.015)^{-0.54} \cdot (0.024/0.015)^{-0.14} \cdot 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 \cdot 2.24 \cdot 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

8.5 коефіцієнт вологовипадіння

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

ентальпія інею $i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) ^\circ \text{C}$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоємність вологого повітря

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

r -удельная теплота фазового переходу

при $t_k < 0 (-20^\circ \text{C})$ $r = 2835 \text{ кДж/кг}$

d_c -вологовміст повітря при $t_c = -20^\circ \text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

d_n -вологовміст повітря при $t_n = -28^\circ \text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

8.6 коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадіння

$$\alpha_{вл} = \alpha_k * \zeta$$

$$\alpha_{вл} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору шару інею

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вл}} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} \right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2} \right)} = 26,75 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

де $\lambda_{ин} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$

$\delta_{ин}$ – товщина інею, мм

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

8.8 Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Умова висоти, м

$$h' = h_p * (1 + 0.805 * \lg(\frac{D_p + 2\delta_{ин}}{d_T + 2\delta_{ин}}))$$

де D_p - діаметр ребра

h - висота ребра, мм

$$h' = 0.024 * (1 + 0.805 * \lg(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004})) = 0.032 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*К)}$$

9.9 Зовнішня поверхня обребреного елемента з урахуванням інею

$$f_o = f_p^{ин} + f_t^{ин}, \text{ м}$$

Зовнішня поверхня ребра

$$f_p^{ин} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{ин})^2 - (d_t + 2\delta_{ин})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{ин}) * (\delta_p + 2\delta_{ин}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{ин} = \frac{3.14}{2} * [(0.076 + 0.008)^2 - (0.025 + 0.008)^2] + 3.14 * (0.076 + 0.008) * (0.0012 + 0.008) = 0.012$$

м

міжреберній порожнині.

$$f_t^{ин} = \pi * (d_t + 2\delta_{ин}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{ин})]$$

$$f_t^{ин} = 3.14 * (0.025 + 0.008) * [0.015 - (0.0012 + 0.008)] = 0.0006 \text{ м}$$

$$f_o = 0.012 + 0.0006 = 0.0126 \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$f_{\text{вн}} = \pi * d_{\text{вн}} * U_p$$

$$f_{\text{вн}} = 3.14 * 0.02 * 0.015 = 0.00094 \text{ м}$$

8.10 Коефіцієнт обребрення з урахуванням інею

$$\beta^{\text{ин}} = (f_p^{\text{ин}} + f_t^{\text{ин}}) / f_{\text{вн}}$$

$$\beta^{\text{ин}} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_{\text{вн}} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{\text{ин}}$$

$$q_{\text{вн}} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодагенту (R717)

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * t_0) q_{\text{вн}}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.13 Коефіцієнт тепловіддачі В/О

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n * E} + \frac{\beta}{\alpha_0} \right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(26,75 * 0,92)} + \frac{13,4}{706} \right)}, = 16,8 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.14 Розрахункова температура зовнішньої поверхні апарату

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -20 - \frac{16.8 * 3}{26.75} = -21.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.15 відносна погрішність завдання

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21.9)}{-28} * 100\% = 21\%$$

Т. до. $\Delta > 5\%$ розрахунок повторюваний з п.2

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

При

$$t_n'' = \frac{t_H + t_H'}{2} = \frac{-28 + (-21.9)}{2} = -24.95^\circ\text{C}$$

Після проведених перерахунків, отримано значення $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$

знаходимо площу зовнішньої поверхні П/О

8.16

$$F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

де Q_0 - теплоприток в камеру №1, кВт

$$F = 12.6 * 10^{-3} / 15 * (-20 + 30) = 84 \text{ м}^2$$

Характеристики повітроохолоджувача марки Alfa Laval TGL36-S4P ведені в таблицю 16

Таблиця 16 - Характеристики повітроохолоджувача

Виробник / модель	Потужність (кВт)	Площа теплообміну (м²)	Вентилятори	Особливості
Alfa Laval TGL36-S4P	~10–12	~95–100	2×630 мм	Оптимізовані ребра, низький рівень шуму
Güntner GDN/GDD серія	12–15	~100	2×600 мм	ЕС-вентилятори, антикорозійне покриття
Kelvion DHN/DHN-E	10–14	~90–105	2×600 мм	Висока ефективність, можливість роботи з NH ₃
LU-VE серія FHC	12–16	~100	2×600 мм	Італійська якість, широкий діапазон кроку ребер

Камера №2, $t_k = -20^\circ\text{C}$

$$t_{e/o} = t_k = -20^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{e/o} = \varphi_k = 95\%$$

Перепад температур між повітрям і холодагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$$

Підохолодження повітря.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Швидкість повітря в живому перерізі

$$W=4 \text{ м/с}$$

8.1 Середня температура зовнішньої поверхні

$$t_H = t_{\text{с/о}} - (0,7..0,9) \theta$$

$$t_H = -20 - (0,8 * 10) = -28^\circ \text{C}$$

8.2 Будуємо промінь процесу зміни стану повітря у П/О на d - і діаграмі по точках:

$$C (t_{\text{с/о}}; \varphi_{\text{с/о}})$$

$$-20^\circ; 95\%$$

$$H (t_H; \varphi=1)$$

$$-28^\circ; 100\%$$

8.3 Температура повітря на вході в апарат

$$t_1 = t_{\kappa} + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0,5 * 3 = -18,5^\circ \text{C}$$

Температура повітря на виході з апарату

$$t_2 = t_{\kappa} - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0,5 * 3 = -21,5^\circ \text{C}$$

8.4 Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$Re = \frac{w * u}{\nu_B}$$

Де u - крок ребер

w - швидкість повітря в живому перерізі апарату.

λ - коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_B = (2,442 + 0,00815 * (-20)) * 10^{-6} = 2,24 * 10^{-6} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_B = (13,26 + 0,081 * (-20)) * 10^{-6} = 11,24 * 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{4 * 0,015}{11,24 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$Nu = c * (dt/u)^{-0.54} * (h/u)^{-0.14} * Re^n$$

Де dt - зовнішній діаметр труби

Труба 25x2.5, м

h - висота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C=0,105 \quad n=0.72$$

$$Nu = 0.105 * (0.025/0.015)^{-0.54} * (0.024/0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.5 коефіцієнт вологовипадіння

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

ентальпія інею $i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) ^\circ \text{C}$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоємність вологого повітря

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

r -удельная теплота фазового переходу

при $t_k < 0(-20^\circ \text{C})$ $r = 2835 \text{ кДж/кг}$

d_c вологовміст повітря при $t_c = -20^\circ \text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

d_n - вологовміст повітря при $t_n = -28^\circ \text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг} \quad \zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

8.6 коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадіння

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha_k * \zeta$$

$$\alpha_{\text{вл}} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору шару інею

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де $\lambda_{\text{ин}} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

$\delta_{\text{ин}}$ – товщина інею, мм

8.8 Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Умова висоти, м

$$h' = h_p * (1 + 0.805 * \lg(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}))$$

де D_p - діаметр ребра

h - висота ребра, мм

$$h' = 0.024 * (1 + 0.805 * \lg(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004})) = 0.032 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

8.9 Зовнішня поверхня обребреного елемента з урахуванням інею

$$f_o = f_p^{\text{ин}} + f_t^{\text{ин}}, \text{ М}$$

Зовнішня поверхня ребра

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012$$

м

міжреберній порожнині.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}$$

$$f_0 = 0,012 + 0,0006 = 0,0126 \text{ м}$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3,14 * 0,02 * 0,015 = 0,00094 \text{ м}$$

8.10 Коефіцієнт обребрення з урахуванням інею

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодагенту (R717)

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * t_0) q_{en}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.13 Коефіцієнт тепловіддачі В/О

$$K = \frac{1}{(\frac{1}{(\alpha_n * E)} + \frac{\beta}{\alpha_0})}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

$$K = \frac{1}{(\frac{1}{(26,75 * 0,92)} + \frac{13,4}{706})} = 16,8 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.14 Розрахункова температура зовнішньої поверхні апарату

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$t'_n = -20 - \frac{16.8 \cdot 3}{26.75} = -21.9^\circ \text{C}$$

8.15 відносна погрішність завдання

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} \cdot 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21.9)}{-28} \cdot 100\% = 21\%$$

Т. до. $\Delta > 5\%$ розрахунок повторюваний з п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_H}{2} = \frac{-28 + (-21.9)}{2} = -24.95^\circ \text{C}$$

Після проведених перерахунків, отримано значення $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$

знаходимо площу зовнішньої поверхні П/о

$$8.16 \quad F = Q_0 / K \cdot (t_k - t_0)$$

де Q_0 - теплоприток в камеру №2, кВт

$$F = 12.7 \cdot 10^{-3} / 15 \cdot (-20 + 30) = 84.6 \text{ м}^2$$

Характеристики повітроохолоджувача марки Alfa Laval TGL36-S4P зведені в таблицю 17

Таблиця 17 - Характеристики повітроохолоджувача

Виробник / модель	Потужність (кВт)	Площа теплообміну (м²)	Вентилятори	Особливості
Alfa Laval TGL36-S4P	~10–12	~95–100	2×630 мм	Оптимізовані ребра, низький рівень шуму
Güntner GDN/GDD серія	12–15	~100	2×600 мм	ЕС-вентилятори, антикорозійне покриття
Kelvion DHN/DHN-E	10–14	~90–105	2×600 мм	Висока ефективність, можливість роботи з NH ₃
LU-VE серія FHC	12–16	~100	2×600 мм	Італійська якість, широкий діапазон кроку ребер

Камера №3, , $t = -20^\circ \text{C}$

$$t_{\text{в/о}} = t_{\text{к}} = -20^\circ \text{C}$$

$$\varphi_{\text{в/о}} = \varphi_{\text{к}} = 95\%$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Перепад температур між повітрям і холодагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$$

Підохолодження повітря.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Швидкість повітря в живому перерізі

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Середня температура зовнішньої поверхні

$$t_H = t_{\text{с/о}} - (0,7..0,9) \theta$$

$$t_H = -20 - (0,8 * 10) = -28^\circ\text{C}$$

8.2 Будуємо промінь процесу зміни стану повітря у П/О на d - і діаграмі по точках:

$$C(t_{\text{с/о}}; \varphi_{\text{с/о}})$$

$$-20^\circ; 95\%$$

$$H(t_H; \varphi = 1)$$

$$-28^\circ; 100\%$$

8.3 Температура повітря на вході в апарат

$$t_1 = t_k + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0,5 * 3 = -18,5^\circ\text{C}$$

Температура повітря на виході з апарату

$$t_2 = t_k - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0,5 * 3 = -21,5^\circ\text{C}$$

8.4 Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$\text{Re} = \frac{w * u}{\nu_B}$$

Де u - крок ребер

w - швидкість повітря в живому перерізі апарату.

λ - коефіцієнт теплопровідності

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 * (-20)) * 10^{-6} = 2.24 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 * (-20)) * 10^{-6} = 11.24 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 0.015}{11.24 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = c * (dt/u)_\infty$$

Де dt - зовнішній діаметр труби

Труба 25x2.5, м

h - висота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C = 0.105 \quad n = 0.72$$

$$\text{Nu} = 0.105 * (0.025 / 0.015)^{-0.54} * (0.024 / 0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.5 коефіцієнт вологовипадіння

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

$$\text{ентальпія інєю } i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоємність вологого повітря

$$C'_p = 1.006 + 1.87 * 0.3 * 10^{-3} = 1.006$$

r - питома теплота фазового переходу

$$\text{при } t_k < 0 (-20^\circ\text{C}) \quad r = 2835 \text{ кДж/кг}$$

d_c - вологовміст повітря при $t_c = -20^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

d_n - вологовміст повітря при $t_n = -28^\circ\text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

8.6 коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадіння

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha_{\kappa} * \zeta$$

$$\alpha_{\text{вл}} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

8.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору шару інею

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,75 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$$

де $\lambda_{\text{ин}} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м*К)}$

$\delta_{\text{ин}}$ – товщина інею, мм

8.8 Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0,50)}{0,50} = 0,92$$

Умова висоти, м

$$h' = h_p * \left(1 + 0,805 * \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}\right)\right)$$

де D_p - діаметр ребра

h - висота ребра, мм

$$h' = h_p * \left(1 + 0,805 * \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}\right)\right)$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0,5}$$

$$mh' = 0,032 * (2 * 26,75 / 0,0012 * 140)^{0,5} = 0,50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0,5$$

$$\delta_p = (0,6 + 1,8) * 0,5 = 1,2 \text{ мм}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*К)}$$

8.9 Зовнішня поверхня обрєбленого елемєнту з урахуванням інею

$$f_o = f_p^{un} + f_t^{un}, \text{ м}$$

Зовнішня поверхня ребра

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012 \text{ м}^2$$

міжреберній порожнині.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}$$

$$f_o = 0,012 + 0,0006 = 0,0126 \text{ м}$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3,14 * 0,02 * 0,015 = 0,00094 \text{ м}$$

8.10 Коефіцієнт обрєблення з урахуванням інею

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодагенту (R717)

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * t_0) q_{en}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.13 Коефіцієнт тепловіддачі В/О

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(\alpha_n * E)} + \frac{\beta}{\alpha_0} \right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(26,75 * 0,92)} + \frac{13,4}{706}\right)}, = 16,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

8.14 Розрахункова температура зовнішньої поверхні апарату

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -20 - \frac{16,8 * 3}{26,75} = -21,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

8.15 відносна погрішність завдання

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21,9)}{-28} * 100\% = 21\%$$

Т. до $\Delta > 5\%$ розрахунок повторюваний з п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_H}{2} = \frac{-28 + (-21,9)}{2} = -24,95 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Після проведених перерахунків, отримано значення $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$

знаходимо площу зовнішньої поверхні В/О

$$9.16 F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

де Q_0 - теплоприток в камеру №3, кВт

$$F = 13,3 * 10^{-3} / 15 * (-20 + 30) = 88,6 \text{ м}^2$$

Характеристики повітроохолоджувача марки Alfa Laval TGL36-S4P зведені в таблицю 19

Таблиця 19 - Характеристики повітроохолоджувача

Виробник / модель	Потужність (кВт)	Площа теплообміну (м²)	Вентилятори	Особливості
Alfa Laval TGL36-S4P	~10–12	~95–100	2×630 мм	Оптимізовані ребра, низький рівень шуму
Güntner GDN/GDD серія	12–15	~100	2×600 мм	ЕС-вентилятори, антикорозійне покриття
Kelvion DHN/DHN-E	10–14	~90–105	2×600 мм	Висока ефективність, можливість роботи з NH ₃
LU-VE серія FHC	12–16	~100	2×600 мм	Італійська якість, широкий діапазон кроку ребер

Камера №4, $t_k = -25^\circ\text{C}$

$$t_{\text{с/о}} = t_k = -25^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{\text{с/о}} = \varphi_k = 95\%$$

Перепад температур між повітрям і холодагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -25 - (-30) = 5^\circ\text{C}$$

Підохолодження повітря.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Швидкість повітря в живому перерізі

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Середня температура зовнішньої поверхні

$$t_H = t_{\text{с/о}} - (0,7..0,9)\theta$$

$$t_H = -25 - (0,8 * 10) = -33^\circ\text{C}$$

8.2 Будуємо промінь процесу зміни стану повітря у П/О на d - і діаграмі по точках:

$$C(t_{\text{с/о}}; \varphi_{\text{с/о}})$$

$$-25^\circ; 95\%$$

$$H(t_H; \varphi = 1)$$

$$-33^\circ; 100\%$$

8.3 Температура повітря на вході в апарат

$$t_1 = t_k + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -25 + 0,5 * 3 = -23,5^\circ\text{C}$$

Температура повітря на виході з апарату

$$t_2 = t_k - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -25 - 0,5 * 3 = -26,5^\circ\text{C}$$

8.4 Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$\text{Re} = \frac{w * u}{\nu_B}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де u - крок ребер

w - швидкість повітря в живому перерізі апарату.

λ - коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 * (-25)) * 10^{-6} = 2.279 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 * (-25)) * 10^{-6} = 11.23 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 0.015}{11.23 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = c * (dt/u)^{-0.54} * (h/u)^{-0.14} * \text{Re}^n$$

Де dt - зовнішній діаметр труби

Труба 25х2.5, м

h - висота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C=0.105 \quad n=0.72$$

$$\text{Nu} = 0.105 * (0.025/0.015)^{-0.54} * (0.024/0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.5 коефіцієнт вологовипадіння

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

$$\text{ентальпія інею } i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоємність вологого повітря

$$C'_p = 1.006 + 1.87 * 0.3 * 10^{-3} = 1.006$$

r - питома теплота фазового переходу

$$\text{при } t_k < 0(-25^\circ\text{C}) \quad r = 2837 \text{ кДж/кг}$$

d_c - вологовміст повітря при $t_c = -25^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

d_n'' - вологовміст повітря при $t_n = -33^\circ\text{C}$

$$d_n'' = 0.1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 \cdot 10^{-3} - 0.1 \cdot 10^{-3}}{-25 - (-33)} \cdot \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.1$$

8.6 коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадіння

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha_{\kappa} \cdot \zeta$$

$$\alpha_{\text{вл}} = 53,76 \cdot 1,1 = 59,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

8.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору шару інею

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{59,2} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,11 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де $\lambda_{\text{ин}} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

$\delta_{\text{ин}}$ – товщина інею, мм

8.8 Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{t \cdot h \cdot (m \cdot h')}{m \cdot h}$$

$$E = \frac{t \cdot h \cdot (0,50)}{0,50} = 0,92$$

Умова висоти, м

$$h' = h_p \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}\right)\right)$$

де D_p - діаметр ребра

h - висота ребра, мм

$$h' = 0,024 \cdot \left(1 + 0,805 \cdot \lg\left(\frac{0,076 + 2 \cdot 0,004}{0,025 + 2 \cdot 0,004}\right)\right) = 0,032 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*К)}$$

8.9 Зовнішня поверхня обребреного елемента з урахуванням інею

$$f_o = f_p^{un} + f_t^{un}, \text{ м}$$

Зовнішня поверхня ребра

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3.14}{2} * [(0.076 + 0.008)^2 - (0.025 + 0.008)^2] + 3.14 * (0.076 + 0.008) * (0.0012 + 0.008) = 0.012$$

м

міжреберній порожнині.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3.14 * (0.025 + 0.008) * [0.015 - (0.0012 + 0.008)] = 0.0006 \text{ м}$$

$$f_o = 0.012 + 0.0006 = 0.0126 \text{ м}$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3.14 * 0.02 * 0.015 = 0.00094 \text{ м}$$

8.10 Коефіцієнт обребрення з урахуванням інею

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0.012 + 0.0006) / 0.00094 = 13.4$$

8.11 Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26.11 * (-25 - (-33)) * 13.4 = 2799 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодагенту (R717)

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * t_0) q_{en}^{0.25}$$

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * (-30)) * 2799^{0.25} = 709 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.13 Коефіцієнт тепловіддачі В/О

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(\alpha_n * E)} + \frac{\beta}{\alpha_0}\right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(26,11 * 0,92)} + \frac{13,4}{709}\right)}, = 16,521 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.14 Розрахункова температура зовнішньої поверхні апарату

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -25 - \frac{16,521 * 3}{26,11} = -26,9^\circ \text{C}$$

8.15 відносна погрішність завдання

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-33 - (-26,9)}{-33} * 100\% = 18,5\%$$

Т. до. $\Delta > 5\%$ розрахунок повторюваний з п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_H}{2} = \frac{-33 + (-26,9)}{2} = -29,95^\circ \text{C}$$

Після проведених перерахунків, отримано значення $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$ знаходимо площу зовнішньої поверхні В/О

$$9.16 F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

де Q_0 - теплоприток в камеру №4, кВт

$$F = 14,1 * 10^{-3} / 15 * (-25 + 33) = 117,5 \text{ м}^2$$

Характеристики повітроохолоджувача марки Alfa - Laval BLE502C7 зведені в таблицю 19

Таблиця 19 - Характеристики повітроохолоджувача

Площа поверхні, м ²	126
Тепловий потік при $\Delta t = 8^\circ \text{C}$, Вт	22700
Крок ребер, мм	7
Вентилятори:	
-к-ть	2
-діаметр, мм	500
-частота обертання, об/с	16,7/25
-потужність, кВт	1,4/1,5
-витрата повітря, м ³ /с	4,03/3,07
Потужність електронагрівачів, кВт	14,4

9. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ІНШОГО ОБЛАДНАННЯ

9.1 Лінійний ресівер

У насосно-циркуляційних системах з нижнім поданням аміаку в прилади охолодження.

Об'єм лінійного ресівера :

$$V_{л.р.} = \frac{0,6 * V_{исп}}{0,5} * 1,2 = 1,45 * V_{исп}$$

Де $V_{исп}$ - місткість випарної системи, м³

0,5- коефіцієнт, що враховує норму заповнення ресівера при експлуатації (50%)

$$V_{исп} = V_{B/O \ K1} + V_{B/O \ K2} + V_{B/O \ K3} + V_{B/O \ K4} + V_{B/O \ K5}$$

$$V_{исп} = (0,022 + 0,022 + 0,022 + 0,87) = 0,93 \text{ м}^3$$

$$V_{л.р.} = 1,45 * 0,93 = 0,135 \text{ м}^3$$

Характеристики лінійного ресівера зведені в таблицю 20

Таблиця 20 - Характеристики лінійного ресівера

Розміри:	
- DхS, мм	600х8
- L, мм	3000
- H, мм	500
Маса, кг	430

9.2 Циркуляційний ресівер

У насосно-циркуляційних системах:

$$V_{ц.р.} = V_{ВОЗ} * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * K_6 * K_7, \text{ м}^3$$

Де при нижньому поданні агента у В/О.

K_2 -заполнение труб В/о

K_3 - кількість NH₃ охолодження, що викидається з приладів

K_4 - місткість колекторів і трубопроводів

K_5 - робоче заповнення ресіверів для забезпечення стійкої роботи насосів.

K_6 - допустиме заповнення ресіверів

K_7 - запас місткості.

V_{BO3} - об'єм В/О-й на $t_0 = -20^\circ\text{C}$, м^3

$$V_{ц.р.}^{-20} = 0,066 * 0,7 * 0,3 * 1,2 * 1,55 * 1,45 * 1,2 = 0,043 \text{ м}^3$$

Підбираємо ресівер марки 0,75 РДВ

$$V_{ц.р.}^{-30} = 0,87 * 0,7 * 0,3 * 1,2 * 1,55 * 1,45 * 1,2 = 0,59 \text{ м}^3$$

Підбираємо ресівер марки 1,5 РДВ

Характеристики циркуляційного ресівера зведені в таблицю 21

Таблиця 21 - Характеристики циркуляційного ресівера

Розміри:	
- DхS, мм	800х8
- Н, мм	3880
- В, мм	1116
Місткість, м	1,68
Маса, кг	785

9.3 Дренажний ресівер

$$V_{д.р.} = \frac{V_{BO3}}{0,8} * 1,2 = 1,5 * V_{BO3}$$

де V_{BO3} - місткість В/О-й найбільшої камери, м^3

0,8- норма заповнення ін. ресівера при сливі в нього рідкого аміаку (80% об'єму)

1,2- коефіцієнт запасу

$$V_{д.р.} = 1,5 * 0,022 = 0,033 \text{ м}$$

Підбираємо ресівер марки 0,75 РД

9.4 По діаметру всмоктуючого патрубку ступеня високого тиску

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = \sqrt{\frac{v}{w * 0.785}}$$

де v - витрата агента, m^3/c

$$d = \sqrt{\frac{0.029}{10 * 0.785}} = 0,06m$$

$$d = \sqrt{\frac{0.054}{10 * 0.785}} = 0.08$$

Підбираємо промсосуд марки 40 ПС для температури - 30 С.

Характеристики проміжної посудини зведені в таблицю 22

Таблиця 22 - Характеристики проміжної посудини

Розміри:	
- DхS, мм	426х10
- d, мм	70
- Н, мм	2390
Площа поверхні змійовика, м	1.75
Об'єм апарату, м	0.22
Маса, кг	330

Підбираємо промпосудину марки 60 ПС для температури - 40 С.

Характеристики циркуляційного ресівера зведені в таблицю 23

Таблиця 23 - Характеристики проміжної посудини

Розміри:	
- DхS, мм	600х8
- d, мм	150
- Н, мм	2800
Площа поверхні змійовика, м	4,3
Об'єм апарату, м	0,67
Маса, кг	570

9.5 Масловіддільник

По діаметру нагнітального патрубку компресора високого ступеня

$$d = \sqrt{\frac{v}{w * 0.785}}, \text{ м}$$

w - швидкість агента, м/с

$$d = \sqrt{\frac{0.016}{15 * 0.785}} = 0,04 \text{ м}$$

$$d = \sqrt{\frac{0.054}{15 * 0.785}} = 0,067 \text{ м}$$

Підбираємо масловіддільник марки 65М і 100М.

9.6 Маслозбірник

Підбираємо маслозбірник марки 150СМ.

Характеристики маслозбірника зведені в таблицю 23

Таблиця 23 - Характеристики маслозбірника

Розміри:	
- DxS, мм	159x4.5
- В, мм	600
- Н, мм	770
Об'єм, м	0.008
Маса, кг	18.5

9.7 Підбір градирні

Підбираємо градирню ГПВ-160 і ГПВ-80, з фронтальним перерізом $F_{\phi} = 3.92 \text{ м}^2$, 1.88 м^2 ;

Площа поперечного перерізу градирні.

$$F = \frac{Qk}{q_f}$$

$$F = \frac{250.3}{0.45} = 5.5 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

10. ПІДБІР АМІАЧНОГО НАСОСУ

Об'ємне подання аміачного насоса визначається по формулі.

$$G_H = n_u \frac{Q_0}{r \cdot \delta'}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Де Q_0 - теплове навантаження при t_0 , кВт

n_u - кратність циркуляції

для насосних схем охолодження з верхнім поданням аміаку в прилади охолодження $n_u = 25$

r - теплота пароутворення, кДж/кг

δ' - щільність рідкого холодагенту, кг/м

$$G_H = 25 \cdot \frac{65}{1374.25 \cdot 684.05} = 17.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$G_H = 25 \cdot \frac{15}{1374.25 \cdot 684.05} = 3.98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

11 ОХОРОНА ПРАЦІ.

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Нині на великих холодильних установках з помірно низькими температурами найбільш поширений аміак (R717). Хімічна формула NH_3 . Нормальна температура кипіння $-33,35\text{ }^{\circ}\text{C}$. При атмосферному тиску аміак - безбарвний газ, легше за повітря, з різким задушливим запахом.

Проектування і експлуатація усіх промислових підприємств регламентуються «Будівельними нормами і правилами», «Правилами облаштування електроустановок», а також «Типовими правилами пожежної безпеки для промислових підприємств. Відповідно до цього усі виробництва ділять по пожежній, вибуховій і вибухопожежній небезпеки на категорії: А, Би, В, Г, Д. Це виробництво належить до категорії Б (клас вибухонебезпеки В-1б) – вибухопожежнебезпечні виробництва, в яких використовуються горючі гази, нижня межа займання яких вище 10%, а також рідини з температурою спалаху вище 28°C або нагріті до температури спалахи і вище.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його токсичність і вибухонебезпека. Перебування людини в течії декількох хвилин в приміщенні з об'ємною долею аміаку в повітрі - 0,5-1% призводить до смертельного результату або сильного отруєння. Температура самозаймання аміаку $630\text{ }^{\circ}\text{C}$. При об'ємній долі в повітрі понад 11% і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку з повітрям при об'ємній долі 15-28% вибухонебезпечна.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Максимальний тиск вибуху суміші близько 0,45 МПа. Аміак починає розкладатися при температурі вище 250⁰С.

Газоподібний аміак чинить сильну подразливу дію на слизові оболонки очей і верхніх дихальних шляхів, на пітні ділянки шкіри. Високі концентрації аміаку викликають опіки очей, носової порожнини, горла. При важких отруєннях аміаком спостерігається ускладнене дихання, сильний кашель, задуха, спазми голосової щілини.

Рідкий аміак викликає важкі опіки шкіри. Попадання рідкого аміаку в очі може привести до прориву рогівки, кришталика і склоподібного тіла.

Приміщення машинних і апаратних відділень розміщують, як правило, в одноповерхових будівлях, прибудованих до корпусу холодильника або виробничої будівлі, в якій розміщені споживачі холоду.

У машинному відділенні передбачають не менше двох виходів, один з яких - безпосередньо назовні. Виходи розташовують на максимально можливій відстані один від одного.

Двері машинного і апаратного відділень повинні відкриватися у бік виходу.

Апаратне відділення часто розміщують в окремому приміщенні, суміжному з машинним відділенням. При цьому приміщення апаратного відділення повинне мати виходи в машинне відділення і безпосередньо назовні. У машинному (апаратному) відділенні допускається облаштування відкритого приямка для установки аміачних насосів.

Висота машинних відділень проєктованих холодильників повинна бити не менше 4,8м, висота апаратних відділень - не менше 3,6м до низу несних конструкцій покриття.

Мінімальні розміри проходів в машинних і апаратних відділеннях повинні складати: основний прохід - 1,5м, між частинами компресорів, що виступають, - 1м, між гладкою стінкою і компресором - 0,8м.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розміщення апаратів сторони високого тиску, що містять велику кількість рідкого аміаку, зовні машинного відділення підвищує безпека експлуатації обслуговуючого персоналу.

Будь-які посудини, працюючі під тиском, виготовляють на підприємствах, що мають в розпорядженні відповідну технічну базу і мають дозвіл інспекції Держміськтехнагляду на їх виготовлення.

На заводі після виготовлення посудини на його корпус на видному місці прикріплюють металеву пластинку з наступними даними: найменування заводу-виготівника, заводський номер посудини, рік виготовлення, робочий і пробний тиск, допустима температура стінок посудини (у 0°C).

Після виготовлення усі посудини підлягають гідравлічному випробуванню пробним тиском.

Час витримки посудини під пробним тиском залежить від товщини стінки посудини : до 50мм - 10 мін, 50÷100мм - 20 мін, зверху 100мм - 30 хв. Литі посудини незалежно від товщини стінки витримують під пробним тиском 60 хв.

Роботи по проведенню огляду відносять до особливо небезпечних, оскільки при розкритті апарату перед внутрішнім оглядом може статися витік холодагенту, а при пневматичному випробуванні - розрив апарату, тому ці роботи проводить бригада, очолювана механіком або старшим машиністом. Для членів бригади проводять інструктаж.

Запобіжний хлипак компресора запобігає підвищенню різниці тисків нагнітання і всмоктування понад встановлене значення і захищає механізм руху від перевантаження, перепускаючи пару з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування.

Запобіжний хлипак апарату запобігає підвищенню тиск понад допустиме значення і захищає апарат і трубопроводи, автоматично скидаючи пару холодагенту безпосередньо в атмосферу або через проміжний трубопровід в посудину з нижчим тиском.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Справність запобіжних хлипаків апаратів перевіряють не рідше за один раз в 6 міс. Після перевірки і регулювання хлипаки пломбують із складанням акту.

Мінімальна площа перерізу запобіжного хлипака :

$$F_{\text{кл}} = \frac{G_p}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot (P_1 - P_2)}}, \text{м}^2, \quad (5.1)$$

де: G_p - масова витрата холодильного агента, кг/з; $G_p = 1,39$ кг/с;

$\mu = 0,75$ – коефіцієнт витрати пари для цієї конструкції хлипака (визначений виготовленням хлипака експериментально і записаний в паспорт хлипака);

$\rho_{\text{ср}}$ - щільність середовища при тиску p_1 ; $\rho_{\text{ср}} = 14,352$ кг/м³;

p_1, p_2 - відповідно максимальний абсолютний тиск перед хлипаком і за хлипаком, $p_1 = 1,8$ МПа; $p_2 = 1,2$ МПа;

U - коефіцієнт, фізико, що враховує, - хімічні властивості речовини при робочих параметрах:

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}};$$

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{1,29}{1,29+1} \cdot \left(\frac{2}{1,29+1} \right)^{\frac{1}{1,2-1}}} = 0,852;$$

k - показник адіабати, $k = 1,29$;

$$F_{\text{кл}} = \frac{1,39}{0,75 \cdot 0,852 \cdot \sqrt{2 \cdot 14,352 \cdot (1,8 - 1,2) \cdot 10^5}} = 1,65 \cdot 10^{-3} \text{м}^2.$$

Визначимо мінімальний діаметр прохідного перерізу сідла хлипака :

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,65 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,045 \text{м}.$$

Небезпечні властивості холодагентів, особливо аміаку, викликають необхідність своєчасного і швидкого визначення місць витоку холодагенту і ліквідації не щільності для підтримки герметичності системи.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Місце витоку аміаку визначають за допомогою фільтрованого паперу, просоченого хімічними індикаторами, що змінюють колір при зіткненні з середовищем, що містить аміак. Як індикатори використовують 1% - вий розчин фенолфталеїну в спирте-ректифікате або при необхідності більш високої чутливості - розчин феноліту в спирті і гліцерині. За наявності в повітрі аміак індикаторний папір, заздалегідь змочений водою, змінює колір на червоний.

Для управління роботою посудини і забезпечення безпечної його експлуатації кожную посудину обладнали приладами для виміру тиску і температури, запобіжними пристроями, замочною арматурою і показниками рівня рідини.

На усіх посудинах встановлюють манометри з класом точності не нижче 2,5. клас точності манометра характеризується допустимою погрішністю (у %) при вимірі тиску. На посудину манометр встановлюють так, що б його свідчення були виразно видні обслуговуючому персоналу.

Кількість запобіжних клапанів, їх розміри і пропускну спроможність розраховують з умови, щоб в посудині тиск не міг перевищити робоче більш ніж на 0,05 МПа.

Замочну арматуру встановлюють на трубопроводах, по яких до посудини підводиться або від нього відводиться робоче середовище.

Між посудиною з отруйним або вибухонебезпечним середовищем і компресором (насосом) встановлюють зворотний клапан, що автоматично закриває тиск з посудини.

Розглянемо основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки, а саме: видалення повітря, заправка холодильним агентом, відтайка.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Присутність повітря в системі викликає підвищення тиску конденсації, збільшуючи витрату електроенергії на вироблення холоду.

Тому до складу кожної аміачної холодильної установки передбачають повітровіддільник. Видалення повітря рекомендується здійснювати за допомогою автоматичних повітровіддільників АВ-4. Повітря випускають через шланг в посудину з водою.

Наявність снігової шуби на зовнішній поверхні охолоджувальних пристроїв погіршують теплообмін і викликають необхідність роботи холодильної установки з нижчою температурою кипіння для досягнення заданої температури в охолоджуваному приміщенні. Відтавання батарей і повітроохолоджувачів гарячою парою аміаку проводить персонал компресорного цеху по графіку, затвердженому особою, відповідальною за безпечну експлуатацію холодильної установки, під керівництвом особи, допущеної наказом до проведення відтавання. В процесі відтавання в дренажному ресівері необхідно підтримувати низький тиск для забезпечення видалення з охолоджувальних облаштувань рідкого аміаку і конденсату, що утворюється в них.

Системи аміачних холодильних заповнюють холодагентом із залізничних (автомобільних) цистерн або балонів. За наявності на аміачній холодильній установці центральної регулюючої станції систему заповнюють через трубопровід, приєднаний до одного з колекторів станції.

Захисне заземлення - умисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих нетоковедущих частин, які можуть виявитися під напругою. Проведемо розрахунок захисного заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту :

$$\rho_{\text{гр}} = \rho_p \cdot \psi, \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

де: ρ_p - питомий опір, Ом/м; $\rho_p = 30$ Ом·м - для чорнозему;

ψ - кліматичний коефіцієнт, $\psi = 1,5$ Ом·м;

$$\rho_{гр} = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом·м};$$

Приймаємо як електроди сталеві вертикальні труби: діаметр стержня $d = 0,04$ м, довжина стержня $l = 3$ м, відстань між стержнями $l' = 6$ м.

Відстань від середини стержня до рівня землі :

$$t = \frac{l}{2} + t_3, \text{ м}$$

де: t_3 - відстань від вершини стержня до рівня землі, м; приймаємо:

$$t_3 = 0,5 \text{ м.}$$

$$t = \frac{3}{2} + 0,5 = 2 \text{ м.}$$

Розраховуємо опір одного вертикального заземлення :

$$R_0 = \frac{\rho_{гр}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot l}{d} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4t+1}{4t-1} \right) \right], \text{ Ом.}$$

$$R_0 = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot 3}{0,04} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 2 + 1}{4 \cdot 2 - 1} \right) \right] = 12,27, \text{ Ом.}$$

Мінімальна кількість заземлителів :

$$n = \frac{R_0}{R_{тр}}, \text{ шт}$$

де: $R_{тр}$ - необхідний опір, Ом; $R_{тр} = 4$ Ом;

$$n = \frac{12,27}{4} = 3,07 \text{ шт.}$$

Приймаємо $n = 4$ шт.

Відношення відстані між стержнями до довжини стержня :

$$\frac{l'}{l} = \frac{6}{3} = 2.$$

Опір системи вертикальних стержневих заземлителів :

$$R_{сз} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_b},$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $\eta = 0,85$ - коефіцієнт використання вертикальних стержневих заземлителів;

$$R_{\text{сз}} = \frac{12,27}{4 \cdot 0,91} = 3,37 \text{ Ом.}$$

Загальна довга сполучної смуги (контурне заземлення) :

$$L_{\Pi} = l' \cdot (n - 1) = 6 \cdot (4 - 1) = 18 \text{ м.}$$

Визначимо опір розтіканню струму сполучної смуги :

$$R_{\Pi} = \frac{\rho_{\text{гр}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{г}} \cdot L_{\Pi}} \cdot \ln \frac{L_{\Pi}^2}{d \cdot t_3}, \text{ Ом}$$

де: d - зовнішній діаметр труби, м; $d = b \cdot 0,5 = 0,05 \cdot 0,5 = 0,03 \text{ м}$;

$$R_{\Pi} = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,94 \cdot 18} \cdot \ln \frac{18^2}{0,03 \cdot 0,5} = 4,23 \text{ Ом.}$$

Загальний опір системи заземлення :

$$R_{\text{с}} = \frac{R_{\Pi} \cdot R_{\text{сз}}}{R_{\Pi} + R_{\text{сз}}}, \text{ Ом}$$

$$R_{\text{с}} = \frac{4,23 \cdot 3,37}{4,23 + 3,37} = 1,89 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом.}$$

$R_{\text{с}} \leq 4 \text{ Ом}$, що говорить про правильність розрахунку заземлителя.

Пожежі на машинобудівних підприємствах представляють велику небезпеку для працюючих і можуть заподіяти величезний матеріальний збиток. Питання забезпечення пожежної безпеки виробничих будівель і споруд мають велике значення і регламентуються спеціальними державними постановами і рішеннями.

Пожежна безпека може бути забезпечена заходами пожежної профілактики і активного пожежного захисту. Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для попередження виникнення пожежі або зменшення його наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечною ситуацією.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Як вже було вказано вище, це виробництво по вибухопожежної і пожежній небезпеці належить до категорії б (вибухопожежонебезпечні).

Згідно EN378-2017, усі будівельні матеріали і конструкції діляться на ті, що не згорають, важкоспалимі і такі, що згорають.

Для захисту будівель і споруд від поширення пожежі на увесь об'єкт (при його виникненні на якому або ділянці) передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод відноситься протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи та ін. Усі конструкції виконуються з негорючих матеріалів (гіпсові або гіпсоволокнисті плити при вмісті органічної маси 8% (по масі)).

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є однією з основних умов забезпечення пожежної безпеки в машинобудуванні, оскільки дозволяє оповістити черговий персонал про пожежу і місце його виникнення.

Сповіщувачі пожежі ділять на прилади ручної дії, призначені для видачі дискретного сигналу при натисненні відповідної пускової кнопки, і автоматичної дії для видачі дискретного сигналу досягши заданого значення фізичного параметра(температури, спектру світлового випромінювання, диму та ін.).

Для гасіння пожежі, в основному застосовують вогнегасники. При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високократної піни ГВП і хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають декілька типоразмерів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричним розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л/с).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вогнегасник ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні електроустановок, що горять, оскільки піна, що утворюється, електропровідна.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж : в електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В, в музеях, на виставках і тому подібне, оскільки діоксид вуглецю не викликає псування матеріалів.

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянь на мотоциклах, легкових і вантажних машинах.

Пожежна водойма, призначена для запасу води, розраховується по формулі:

$$V = \frac{g \cdot k \cdot \tau \cdot n}{1000} \cdot 3600, \text{ м}^3,$$

де: k = коефіцієнт запасу, приймається $k = 1, 1.1, 2$;

n - кількість пожеж, шт;

g - витрата води на 1 м² приміщення;

τ - час пожежогасінні.

$$V = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 1}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3.$$

Вентиляція. Вид вентиляції залежить від вживаного холодагенту. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок обладнали системами припливно-витяжною механічною вентиляцією з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для припливу і 3 для витягу.

Система вентиляції може служити для подання (припливу) або видалення (витяг) повітря з приміщення або для того і іншого (припливно-витяжний). Вона також може бути загальнообмінною або місцевою.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахуємо повітрообмін в приміщенні за годину:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{година}$$

де: k - кратність вентиляції або повітрообміну :

- у лабораторії холодильної техніки $k_{\text{прит}} = 2$;

- витяг $k_{\text{вит}} = 4$;

- аварійного відділення кавар $k_{\text{авар}} = 8$;

V - об'єм приміщення, м^3 ;

$$V = A \cdot B \cdot H = 12 \cdot 12 \cdot 4,5 = 648 \text{ м}^3.$$

Продуктивність припливної вентиляції :

$$L_{\text{прит}} = k_{\text{прит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{година};$$

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 648 = 1269 \text{ м}^3/\text{година};$$

Продуктивність витяжної вентиляції :

$$L_{\text{вит}} = k_{\text{вит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{година};$$

$$L_{\text{вит}} = 4 \cdot 648 = 2592 \text{ м}^3/\text{година};$$

Производительность аварийной вентиляции :

$$L_{\text{авар}} = k_{\text{авар}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{година};$$

$$L_{\text{авар}} = 8 \cdot 648 = 5184 \text{ м}^3/\text{година};$$

Розрахунок потужності електродвигуна системи вентиляції :

Для припливної вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1269 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,25 \text{ кВт};$$

Для витяжної вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 2592 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,38 \text{ кВт};$$

Для аварійної вентиляції:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N = \frac{1,5 \cdot 5184 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 1,54 \text{ кВт}.$$

Правильно спроектоване і виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи і безпека на виробництві значною мірою залежать від умов освітлення.

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом неба (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і поєднане, при якому у світлий час доби недостатнє по нормах природне освітлення доповнюється штучним.

Проведемо розрахунок освітлення машинного відділення методом світлового потоку. При цьому вибираємо: джерело світла - лампи люмінесцентні; систему освітлення - загальне освітлення; тип світильника - ПВЛ; розміри приміщення : довжина $A = 12$ м, ширина $B = 12$ м, висота $H = 4,5$ м. Приймаємо:

$$L/H_p = 1,5$$

де: L - відстань між центрами світильників, м;

H_p - висота світильників над робочою поверхнею, м.

Визначимо висоту світильників над робочою поверхнею:

$$H_p = H - (H_1 + H_2), \text{ м}$$

де: H_1 - висота робочої поверхні, м; $H_1 = 0,8$ м;

H_2 - відстань від світильника до стелі, м; $H_2 = 0,5$ м;

$$H_p = 4,5 - (0,8 + 0,5) = 3,2 \text{ м.}$$

Визначимо відстань між центрами світильників. З рівняння

$$L/H_p = 1,5$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

знаходимо, що:

$$L = 1,5 \cdot 3,2 = 4,8 \text{ м.}$$

Кількість світильників :

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{12 \cdot 12}{4,8^2} = 6,25$$

Приймаємо $n = 7$ шт.

Визначимо світловий потік:

$$\Phi = \frac{E_H \cdot k \cdot z \cdot F \cdot 100}{n \cdot \eta_{\text{сп}}}, \text{ лм}$$

де: E_H - нормативна мінімальна освітленість, лм; $E_H = 150$ лм;

k - коефіцієнт запасу, $k = 1,5$;

z - коефіцієнт мінімальної освітленості для люмінесцентних ламп, $z = 1,1$;

$\eta_{\text{сп}}$ - коефіцієнт використання світлового потоку, вибирається залежно від вибраного світильника і індексу приміщення і:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p (A + B)} = \frac{12 \cdot 12}{3,2(12 + 12)} = 1,87;$$

По таблиці визначаємо, що $\eta_{\text{сп}} = 40$, тоді:

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 144 \cdot 100}{7 \cdot 40} = 12728 \text{ лм.}$$

Підбираємо ($N = 3$) стандартну лампу типу ЛД80 зі світловим потоком $\Phi = 4070$ лм.

Визначимо електричну потужність усієї освітлювальної системи :

$$P_{\text{сист}} = P \cdot N \cdot n = 80 \cdot 3 \cdot 7 = 1680 \text{ Вт}$$

де: P - потужність лампи, Вт; $P = 80$ Вт;

N - кількість ламп в одному світильнику, $N = 3$.

Визначимо погрішність:

$$\Delta = \frac{\Phi_d - \Phi_n}{\Phi_d} \cdot 100\% = \frac{12728 - 12210}{12728} \cdot 100\% = 4\%$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перша допомога при поразці аміаком.

Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен уміти надавати першу допомогу потерпілим при отруєнні і поразці холодагентами. При отруєнні аміаком необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання потерпілого припинилося, потрібно провести штучне дихання, викликати лікаря, по можливості змінити одяг і укрити його потепліше. За наявності дихання проводять інгалацію теплою парою 1-2% -ного розчину лимонної кислоти (з чайника через паперову трубочку). Для нейтралізації аміаку, що потрапив в органи травлення, дають потерпілому всередину лимонад або 3% -й розчин молочної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватною кулькою або марлевою серветкою до появи чутливості і почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього стерильну пов'язку.

У разі утворення на тілі пухирів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла потрібно також накласти стерильну пов'язку. При сильному обмороженні уражену ділянку закривають асептичною пов'язкою.

При попаданні аміаку в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4% -ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній браком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується питво (міцний солодкий чай, кава, лимонад), вдихання кисню в течії 30 - 45 хв. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було вирішено комплексну інженерну задачу розробки виробничого холодильника для птахофабрики, розташованої у місті Одеса.

Обґрунтовано актуальність створення сучасної холодильної установки для забезпечення тривалого зберігання та шокової заморозки м'яса птиці в умовах південного регіону України.

Розроблено конструктивне рішення будівлі холодильника: одноповерхова споруда з висотою камер 6 м та сіткою колон 6×12 м, що відповідає вимогам технологічного процесу.

Визначено температурні режими камер: -20°C для тривалого зберігання та -25°C для шокової заморозки, що забезпечує якість та безпечність продукції.

Вибрано холодильний агент — аміак R717, який характеризується високою енергоефективністю та екологічною безпечністю. Виконано теплотехнічні розрахунки: визначено сумарні теплопритоки при повному завантаженні камер, підібрано теплоізоляційні конструкції на основі ПСБ-С.

Обґрунтовано вибір обладнання: компресорні агрегати фірми Bitzer та теплообмінні апарати Alfa-Laval, що забезпечують надійність та ефективність роботи системи.

Розглянуто сучасні аналоги обладнання (конденсатори, повітроохолоджувачі), що дозволяє підвищити енергоефективність та адаптувати систему до сучасних стандартів.

Економічний аналіз підтвердив доцільність впровадження проєкту, оскільки він забезпечує оптимальне співвідношення капітальних витрат та експлуатаційних витрат.

Таким чином, у роботі доведено ефективність запропонованого технічного рішення. Розроблений виробничий холодильник відповідає сучасним вимогам енергоефективності, технологічної надійності та екологічної безпечності, що робить його перспективним для впровадження на підприємствах харчової промисловості України.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Холодильні установки спеціального призначення : конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. Дані/
2. Холодильне обладнання [Текст] : підручник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко ; ХДУХТ. — Харків : Світ Книг, 2021. — 633 с.
3. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222-223.
4. Хмельнюк, М. Г. Холодильні установки спеціального призначення [Текст] : підручник /Хмельнюк Михайло Георгійович, Подмазко Олександр Степанович ; Одес. нац. акад. харч.технологій. - Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. -488 с. : табл., рис. - Бібліогр.: с. 483. - ISBN978-966-2660-87-6.
5. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 34 с. — Електрон. текст. дані.
6. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Аналіз та проектування енергетичних систем» для студентів СВО «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» галузі знань 14 «Електрична інженерія» денної та заочної форм навчання / Хмельнюк М.Г., Трандафілов В.В., Яковлева О.Ю. — Одеса ОНТУ, 2022. – 70 с.
7. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу "Холодильні установки" [Електронний ресурс] : для студентів СВО "Бакалавр" спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання / М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, В. В. Трандафілов ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — 28 с.
8. Холодильні установки. Системи відводу теплоти конденсації : метод. вказівки [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. А. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 21 с.
9. Вступ до фаху. Енергетичне машинобудування [Електронний ресурс] = Introduction to the specialty. Power machinery : навч. посіб. для здобувачів освіти спец. 142 "Енергетичне машинобудування", ОП "Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря" / М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, В. В. Трандафілов ; відп. ред. М. Г. Хмельнюк ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 204 с.
10. 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. Яковлева та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — Електрон. текст. дані: 20 с.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.1.12</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84