

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

(підпис) Сергій Блаженко
(ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

(підпис) Валентин Петренко
(ім'я та прізвище)

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____
Холодильні техніка та технологія

на тему: Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід у м.Біла Церква, місткістю 2300 тон, з варіативним розрахунком схеми холодильної установки, яка працює на різних холодоагентах

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-7М

Пуц Дмитро Віталійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Рябчук Олександр Миколайович _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Консультант _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Рецензент _____
(прізвище, ім'я) (підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2025 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“17” вересня 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Пуца Дмитра Віталійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильника для заморожування та зберігання ягід у м. Біла Церква, місткістю 2300 тон, з варіативним розрахунком схеми холодильної установки, яка працює на різних холодоагентах

керівник роботи доц. к.т.н., Рябчук Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 17.09.2025 року № 712-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 02.12.2025 року

3. Вихідні дані до роботи Цех заморожування продуктивністю 17 тон за добу та камери зберігання готової продукції місткістю 2300 тон

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
Вступ 1.Технологічна схема оброблення продукції. 2.Техніко-економічне обґрунтування 3. Визначення основних розмірів 4. Розрахунок ізоляційних конструкцій 5. Розрахунок тепл надходжень 6. Визначення навантажень на теплообміне обладнання та компресори 7. Вибір структури системи охолодження 8. Вибір розрахункового робочого режиму 9. Вибір теплообмінних апаратів 10.Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання 11. Вибір допомжного обладнання 12. Гідравлічний розрахунок 13. Розрахунок техніко-економічних показників 14. Електрообладнання та електропостачання 15. Автоматизація 16. Охорона праці 17. Цивільний захист

5. Перелік графічного матеріалу

1. План будівлі

2. Схема холодильної установки

3. Розріз будівлі

4. Схема автоматизації

5. Електрична схема

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 17.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	17.09-19.09.2025	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	20.09.25-17.11.25	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	18.11-02.12.2025	

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Пуц Д.В _____
(прізвище та ініціали)

Рябчук О.М _____
(прізвище та ініціали)

Анотація

У даній роботі виконано проєктування холодильника для заморожування та зберігання ягід у місті Біла Церква загальним обсягом 2300 тонн. Здійснено обчислення та підбір найбільш ефективної холодильної системи, обладнання, планувальних рішень приміщень, а також систем зберігання та заморожування продукції. Особливу увагу приділено вибору обладнання, яке забезпечує максимальну ефективність та економічну доцільність.

Проєктна робота охоплює обчислення будівельних конструкцій, економічних показників, основного та допоміжного обладнання, теплоізоляції приміщень. У роботі також представлені розділи з охорони праці, автоматизації холодильного обладнання, електрообладнання та електропостачання, а також аналіз економічної ефективності.

Пояснювальна записка містить технічні обчислення, а графічна частина представлена наступними матеріалами (формат А1):

- план і розріз холодильника;
- план і розріз машинного відділення;
- схема трубопроводів холодильної установки;
- схема автоматизації повітроохолодників;
- схема електропостачання.

Усі обчислення, креслення та схеми виконані за допомогою комп'ютерних програм: "Microsoft Office 2016", "Mathcad 16" та "AutoCad 2022".

Ключові слова: холодильник, заморожування, зберігання ягід, холодильна система, енергозбереження, економічна ефективність, охорона праці, автоматизація, Mathcad, AutoCad.

					00.MP.142.003.021.ПЗ			
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата				
Разроб	Пуц Д.В				Проєкт холодильника для заморожування та зберігання ягід у м. Біла Церква, місткістю 2300 тонн, з варіативним розрахунком холодильної установки на різних холодоагентах	Літера	Лист	Листів
Пров	Рябчук О.М					у	4	98.
Н. Контр.						НУХТ, ННІТІ, ТЕХТ		
Затв.	Петренко В.П							

Анотація

У даній роботі виконано проєктування холодильника для заморожування та зберігання ягід у місті Біла Церква загальним обсягом 2300 тонн. Здійснено обчислення та підбір найбільш ефективної холодильної системи, обладнання, планувальних рішень приміщень, а також систем зберігання та заморожування продукції. Особливу увагу приділено вибору обладнання, яке забезпечує максимальну ефективність та економічну доцільність.

Проектна робота охоплює обчислення будівельних конструкцій, економічних показників, основного та допоміжного обладнання, теплоізоляції приміщень. У роботі також представлені розділи з охорони праці, автоматизації холодильного обладнання, електрообладнання та електропостачання, а також аналіз економічної ефективності.

Пояснювальна записка містить технічні обчислення, а графічна частина представлена наступними матеріалами (формат А1):

- план і розріз холодильника;
- план і розріз машинного відділення;
- схема трубопроводів холодильної установки;
- схема автоматизації повітроохолодників;
- схема електропостачання.

Усі обчислення, креслення та схеми виконані за допомогою комп'ютерних програм: "Microsoft Office 2016", "Mathcad 16" та "AutoCad 2022".

Ключові слова: холодильник, заморожування, зберігання ягід, холодильна система, енергозбереження, економічна ефективність, охорона праці, автоматизація, Mathcad, AutoCad.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Abstract

This project involves the design of a refrigeration facility for freezing and storing berries in Bila Tserkva with a capacity of 2300 tons. The project includes the calculation and selection of the most efficient refrigeration system, equipment, room layout, as well as systems for product storage and freezing. Special attention is given to selecting equipment that ensures maximum efficiency and economic feasibility.

The development encompasses the calculation of building structures, economic indicators, primary and auxiliary equipment, and room insulation. The project also includes sections on occupational safety, automation of refrigeration equipment, electrical systems, and power supply, along with an economic efficiency analysis.

The explanatory note contains technical calculations, while the graphical section is represented by the following materials (A1 format):

- plan and section of the refrigeration facility;
- plan and section of the machine room;
- pipeline diagram of the refrigeration system;
- automation scheme of air coolers;
- power supply scheme.

All calculations, drawings, and diagrams were created using computer software: "Microsoft Office 2016," "Mathcad 16," and "AutoCad 2022."

Keywords: *refrigeration facility, freezing, berry storage, refrigeration system, energy efficiency, economic efficiency, occupational safety, automation, Mathcad, AutoCad.*

Зміст

Вступ.....	7
1. Технологічна схема оброблення продукції.....	8
2. Техніко-економічне обґрунтування.....	12
3. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.....	13
4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	15
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	18
6. Визначення навантажень на теплообмінне обладнання камер та компресори.....	23
7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки.....	25
8. Вибір розрахункового робочого режиму та тепловий розрахунок холодильної машини.....	26
9. Вибір теплообмінних апаратів.....	60
10. Розрахунок та вибір теплообмінного обладнання холодильних камер.....	61
11. Вибір допоміжного обладнання.....	62
12. Гідравлічний розрахунок всмоктуючого трубопроводу.....	63
13. Розрахунок техніко-економічних показників.....	65
14. Електрообладнання та електропостачання.....	71
15. Автоматизація системи холодильної установки.....	83
16. Охорона праці.....	86
17. Цивільний захист.....	88
18. Список використаних джерел.....	97

Вступ

На сьогоднішній день культивування ягід становить вагомую частку світового рослинництва. Це пояснюється високою концентрацією поживних елементів і вітамінів у ягодах, їхніми смаковими характеристиками та зростаючим попитом на дану продукцію. Проте культивування та транспортування ягід супроводжується низкою труднощів. Переважна більшість ягід є швидкопсувними продуктами, тому їх необхідно оперативно доставляти до споживача, що підвищує ризики псування певної частини врожаю. Додатково, культивування ягід у районах із забрудненим довкіллям, наприклад, поблизу великих міст, негативно впливає на якісні показники продукції.

Додатковою складністю є обмежений термін збору ягід (приблизно місяць), характерний для регіонів із сезонним кліматом. За таких умов найефективнішим методом зберігання врожаю є холодильна обробка. Заморожування та підтримка оптимальних температурних режимів дозволяють зберегти якісні характеристики ягід, продовжити їхній термін зберігання і запобігти втратам.

Основними параметрами, які потребують контролю під час зберігання, є температура та відносна вологість у приміщенні. Дотримання цих умов забезпечує збереження максимальної кількості поживних речовин, запобігає злипанню ягід, а при правильному розморожуванні дозволяє уникнути витікання соку.

Основні завдання проєкту:

- вибір оптимального режиму зберігання ягід;
- розробка планування з оптимальними розмірами будівлі та зручним розташуванням приміщень;
- вибір будівельних та ізоляційних матеріалів;
- організація системи відведення тепла;
- розробка логістики переміщення продукту.

Під час вирішення цих завдань особлива увага приділялася мінімізації витрат електроенергії, підвищенню економічної ефективності та забезпеченню високих стандартів якості зберігання продукції.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						7
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ

Проектований холодильник призначений для швидкого заморожування та тривалого зберігання лісових ягід і розміщується в місті Біла Церква. До його складу входить морозильний цех із добовою потужністю 18 тонн та складські приміщення для зберігання готових заморожених продуктів загальною ємністю 2300 тонн. Головне завдання об'єкта полягає у глибокому заморожуванні ягідної продукції та забезпеченні її якісного зберігання протягом тривалого періоду до моменту відвантаження споживачам.

Метод заморожування плодово-ягідної продукції відноситься до консерваційних технологій, що забезпечують збереження первинного біохімічного складу, органолептичних характеристик, природного аромату, кольору та вітамінного комплексу продуктів. Даний технологічний процес ефективно сповільнює мікробіологічну активність та ферментативні реакції, зберігаючи вихідну поживну цінність сировини.

Для морозильної обробки відбирають свіжозібрані ягоди у стадії технічної зрілості. Заморожування здійснюється з цілими плодами.

Технологічний ланцюг заморожування плодово-ягідної сировини складається з трьох послідовних стадій:

- **Попередній етап** – приймання вихідної сировини, калібрування, санітарна обробка
- **Центральний етап** – кріогенна обробка продукції
- **Фінальний етап** – порціонування у споживчу тару та маркувальні операції

1.1 ПОПЕРЕДНЯ ТЕХНОЛОГІЧНА ОБРОБКА

Приймання вихідної сировини

Ягідна продукція надходить автотранспортом у найкоротші терміни після збирання – не пізніше шістдесяти хвилин, що дозволяє організувати безперервну подачу невеликими партіями впродовж робочої зміни. По прибуттю сировину розвантажують за допомогою вилкового навантажувача на приймальний майданчик і направляють до експедиційного відділення для проведення вагометричного контролю. Експедиційна зона оснащена трьома воротами, що

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		8

забезпечують прямий доступ до технологічного цеху та складських камер. Така архітектурна концепція виключає необхідність використання транзитних коридорів, оптимізуючи загальну площу споруди та знижуючи будівельні витрати.

Калібрування

На початковій стадії ягідна маса проходить через механічну систему сит із калібрувальними отворами, які відокремлюють фракції, що не відповідають стандартним габаритним параметрам. Наступним кроком продукція потрапляє на оптико-електронну сортувальну лінію, оснащену CCD-сенсорами та лазерними детекторами, де здійснюється основне відбракування, вилучення недостиглої та механічно пошкодженої продукції. Ягоди, які відповідають якісним стандартам, транспортуються на контрольну ділянку для обов'язкової візуальної інспекції. За потреби окремі екземпляри можуть бути вилучені за допомогою спеціалізованого вакуумного пристрою. У випадку виявлення інспектором значної кількості дефектної продукції, передбачена можливість тимчасової зупинки всієї технологічної лінії для проведення очисних робіт.

Санітарна обробка

Очищення свіжозібраних ягід відбувається на високотехнологічній обробній лінії. У ході процесу ягідний потік послідовно очищається від дрібнофракційних, незрілих і перестиглих плодів, а також плодоніжок, листкового сміття, каменів та інших сторонніх включень.

На даному етапі інтегровані потужні магнітні сепаратори, які уловлюють металеві забруднення. Після цього ягідна маса обробляється потужним повітряним струменем, що забезпечує видалення легких домішок, таких як листя та моху. Спеціальні технологічні агрегати гарантують ефективне відокремлення плодоніжок, забезпечуючи високу якість очищеної продукції.

1.2 ОСНОВНА ТЕХНОЛОГІЧНА ОБРОБКА

Кріогенна обробка

Після завершення підготовчої стадії ягідна продукція транспортується до морозильного цеху, де підтримується температурний режим 0°C для забезпечення оптимальної роботи флюїдизаційної установки АСМФ-2500 конвеєрного типу.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						9
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Установка характеризується продуктивністю 2500 кілограмів на годину, що забезпечує заморожування до 18 тонн продукції за одну робочу зміну.

У флюїдизаційній установці ягоди перебувають у псевдозваженому стані та проходять заморожування у потоці охолодженого повітря, створюючи ефект так званого "киплячого шару". Повітряна суміш подається через спеціалізовані перфоровані решітки у робочу камеру із такою інтенсивністю, яка забезпечує ефект псевдокипіння.

Тривалість кріогенної обробки у даній установці становить лише 8–15 хвилин, залежно від фракційного складу ягід.

1.3 ЗАВЕРШАЛЬНА ТЕХНОЛОГІЧНА ОБРОБКА

Порціонування

Після завершення процесу кріогенної обробки ягідна продукція розфасовується на порційні одиниці. Оскільки продукція, що надходила у флюїдизаційну установку, вже пройшла калібрування і відповідає однаковим критеріям якості, кольоровості та розміру, повторне сортування не проводиться. Ягоди фасуються у відповідну тару та укладаються на транспортні піддони.

Маркувальні операції

Вся транспортна тара маркується згідно з встановленими регламентами. Маркування містить дані про час кріогенної обробки, партійний номер та класифікаційну категорію якості продукції.

Складське зберігання

Порціонована ягідна продукція транспортується до складських камер, де розміщується на піддонах. Параметри зберігання підтримуються на рівні температури -20°C та відносної вологості повітря 95%.

Комерційна реалізація

Перед відвантаженням на реалізацію ягідна продукція повертається в експедиційне приміщення, де проводиться контрольне вагометричне визначення. Після цього продукція завантажується на автомобільні платформи та транспортується в рефрижераторні автомобілі для доставки кінцевим споживачам.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						10
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

У даному проекті холодильника для міста Біла Церква в якості робочого тіла холодильної системи обрано холодоагент R507, що обумовлено низкою вагомих переваг:

- Компактні габарити холодильної системи;
- Відповідність екологічним вимогам та стандартам;
- Помірна температура робочого тіла на виході з компресорного агрегату;
- Зручність технічного обслуговування, можливість поповнення системи після кожного витoku холодоагенту.

В якості компресорного обладнання обрано поршневий тип агрегатів. Це рішення забезпечує високий рівень експлуатаційної надійності та енергоефективності, а також гарантує помірну температуру робочого тіла в кінці циклу стиснення.

Система охолодження реалізована за прямою схемою з примусовою циркуляцією повітряних мас, що підвищує ефективність теплообміну та забезпечує однорідний розподіл охолодженого повітря по всьому об'єму холодильних камер.

Застосовано повітряні конденсатори з розвиненою оребреною поверхнею, що дозволяє виключити використання системи циркуляційного водопостачання. Для швидкого заморожування ягідної продукції застосовано флюїдизаційний апарат, який характеризується наступними перевагами:

- Високоінтенсивний процес кріогенної обробки;
- Автоматизована система управління процесом заморожування;
- Автоматичне розфасування після завершення кріогенної обробки;
- Мінімізовані втрати продукції внаслідок усушки.

Для кожного температурного рівня випаровування передбачений окремий холодильний агрегат, що мінімізує ризик одночасного виходу з ладу всіх складських камер при виникненні аварійної ситуації.

3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ ТА ПЛАНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИКА

3.1 Визначення необхідної площі основних камер

а) Камери складського зберігання продукції

Розрахунок проводимо за формулою:

Камера складування ягід №1:

$$F(\text{к.з.1}) = B(k) / (q(v) \cdot h(\text{гр}) \cdot \beta) = 2300 / (0,35 \cdot 5 \cdot 0,9) = 1396 \text{ м}^2$$

де $B(k)$ - місткість складських камер, т;

$q(v)$ - питоме навантаження на 1 м³ корисного об'єму камери;

$h(\text{гр})$ - корисна висота штабелювання;

β - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

При цьому визначаємо кількість будівельних модулів:

$$n = F(\text{стр}) / f(\text{стр}) = 1396 / 36 = 38 \text{ модулів}$$

де $F(\text{стр})$ - будівельна площа камер різного призначення, м²;

$f(\text{стр})$ - будівельна площа одного модуля при прийнятій сітці колон, м².

Сітку колон приймаємо 6×6 м, висоту камер – 8 м (до нижньої поверхні балки). Висоту складування приймаємо 7 м. Стелі в камерах влаштовуємо гладкими, а підлогу розташовуємо на висоті платформи 1,2 метри.

Приймаю камеру складування розміром 48 будівельних модулів.

2. Камеру заморожування приймаю 9 модулів
3. Розраховуємо площу охолоджуваного складу
4. Площу машинного відділення приймаємо 6 модулів
5. Приймаємо площу службових приміщень 15 модулів
6. Площу експедиції приймаємо 10 модулів.
7. Наносимо на плані машинне і службові приміщення, автомобільну платформу шириною 7,5 м, адміністративну будівлю (рис.3.1):

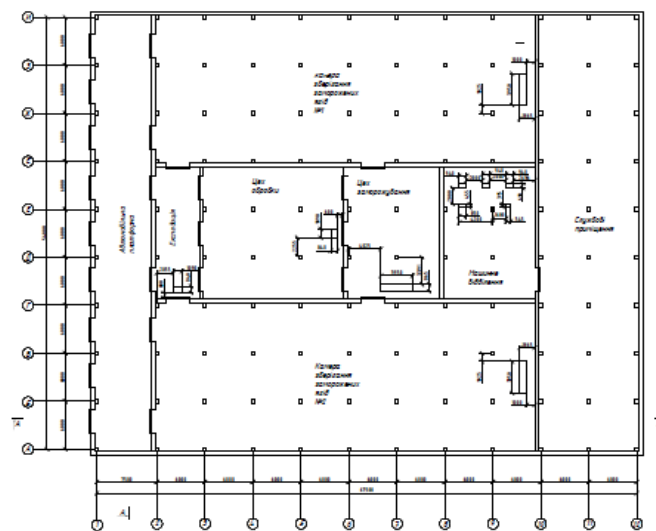


Рис. 3.1 Планування приміщень

Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

00.MP.142.003.021.ПЗ

Лист

13

4. РОЗРАХУНОК ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ ХОЛОДИЛЬНИКА

Середньорічну температуру зовнішнього повітря для міста Біла Церква приймаємо рівною 8°C.

Розрахунок теплоізоляції зовнішньої стінової панелі складської камери:

$$t(в) = -20^{\circ}\text{C}$$

Конструкція стіни представлена в табл. 4.1. Величини коефіцієнта тепловіддачі для камери з $t(в) = -20^{\circ}\text{C}$: $k = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, $\alpha(н) = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, $\alpha(в) = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Розраховуємо термічний опір окремих прошарків будівельної конструкції:

$$R(i) = \delta(i) / \lambda(i)$$

де $\delta(i)$ - товщина прошарку матеріалу в конструкції (м),

$\lambda(i)$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$).

Обчислюємо сумарний термічний опір без урахування ізоляції:

$$\Sigma(\delta(i) / \lambda(i)) = 0,502 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$$

Визначення товщини шару ізоляції:

$$\delta(із) = \lambda(із) \cdot ((1/k) - (1/\alpha(н) + \Sigma(\delta(i)/\lambda(i)) + 1/\alpha(в)))$$

де $\lambda(із)$ - коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного матеріалу ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$),

k - нормативний коефіцієнт теплопередачі огороження ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$),

$\alpha(н)$ - коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні стіни ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$),

$\alpha(в)$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни камери до повітря ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$).

$$\delta(із) = 0,05 \cdot ((1/0,21) - (1/23 + 0,502 + 1/8)) = 0,05 \cdot (4,762 - 0,67) = 0,2 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 200 мм (2 прошарки по 100 мм) для всієї камери.

При $t(в) = 0^{\circ}\text{C}$

Величина коефіцієнта теплопередачі $k = 0,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Визначення товщини теплоізоляційного шару:

$$\delta(із) = 0,05 \cdot ((1/0,28) - (1/23 + 0,502 + 1/8)) = 0,05 \cdot (0,125 - 0,752) = 0,145 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150 мм (1 прошарок 100 мм і 1 прошарок 50 мм).

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						14
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Фактичне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k(d) = 1 / (0,752 + 0,145/0,05) = 0,274 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Покриття складської камери:

$$t(v) = -20^\circ\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття для внутрішньої поверхні $k = 0,20 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Коефіцієнт тепловіддачі для внутрішньої поверхні приймаємо рівним $\alpha(v) = 7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Теплоізоляція покриття з плитних матеріалів (пінопласт марки ПСБ-С).

Сумарний термічний опір всіх прошарків прийнятої конструкції покриття:

$$\Sigma(\delta(i) / \lambda(i)) = 0,079 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Визначення товщини шару ізоляції:

$$\delta(iz) = 0,05 \cdot ((1/0,2) - (1/23 + 0,079 + 1/7)) = 0,05 \cdot (5 - 0,26) = 0,237 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 250 мм (2 прошарки 100 мм і 1 прошарок 50 мм).

Фактичне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k(d) = 1 / (0,26 + 0,25/0,05) = 0,19 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Підлога складських камер:

$$t(v) = -20^\circ\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття підлоги $k = 0,21 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Коефіцієнт тепловіддачі підлоги приймаємо рівним $\alpha(v) = 7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Сумарний термічний опір шарів конструкції (крім теплоізоляції):

$$\Sigma(\delta(i) / \lambda(i)) = 2,43 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Визначення товщини теплоізоляційного шару:

$$\delta(iz) = 0,05 \cdot ((1/0,21) - (2,43 + 1/7)) = 0,05 \cdot (4,762 - 2,57) = 0,11 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 125 мм (1 прошарок 100 мм і 1 прошарок 25 мм).

Фактичне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k(d) = 1 / (2,57 + 0,125/0,05) = 0,2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Внутрішні стінові панелі:

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						15
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

$$t(в) = -20^{\circ}\text{C}$$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k = 0,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Визначення товщини теплоізоляційного шару:

$$\delta(із) = 0,05 \cdot ((1/0,28) - (1/8 + 0,502 + 1/8)) = 0,05 \cdot (3,57 - 0,752) = 0,141 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150 мм (1 прошарок 100 мм і 1 прошарок 50 мм).

Фактичне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k(д) = 1 / (0,752 + 0,15/0,05) = 0,266 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

При $t(в) = 0^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Визначення товщини теплоізоляційного шару:

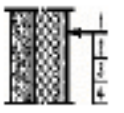
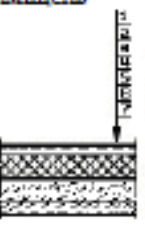
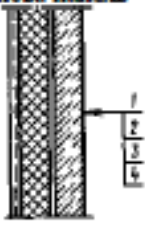
$$\delta(із) = 0,05 \cdot ((1/0,4) - (1/8 + 0,502 + 1/8)) = 0,05 \cdot (2,5 - 0,752) = 0,0874 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 100 мм (1 прошарок 100 мм).

Фактичне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k(д) = 1 / (0,752 + 0,1/0,05) = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Таблиця 4.1 Склад і будова конструкцій будівлі.

Найменування і конструкція огороження	№ шару	Найменування і матеріал шару	Товщина δ_i , м	Коеф. теплопровідності λ_i , Вт/мК	Тепловий опір $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² К/Вт
Зовнішня стінова панель 	1	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
	2	Теплоізоляція з пінопласту полістирольного ПСБ-С	визначаємо	0,05	визначаємо
	3	Пароізоляція – 2 шари гідроізолу на бітумній мастичі	0,004	0,3	0,013
	4	Зовнішній шар із цегли	0,38	0,81	0,469 $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,502$
Покриття приміщень 	1	5 шарів гідроізолу на бітумній мастичі	0,012	0,3	0,04
	2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
	3	Пароізоляція (шар пергаменту) ПСБ – С	0,001	0,15	не враховуємо
	4	Залізобетонна плита	визначаємо	0,05	визначаємо
	5		0,035	2,04	0,017 $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,079$
Підлога приміщень 	1	Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,04	1,86	0,022
	2	Бетонна стяжка	0,08	1,86	0,043
	3	Пароізоляція (шар пергаменту) ПСБ – С	0,001	0,15	не враховуємо
	4	Цементно-піщаний розчин	визначаємо	0,05	визначаємо
	5		0,025	0,98	0,026
	6	Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,338
	7	Бетонна підготовка з електронагрівниками	–	–	– $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,43$
Внутрішня стінова панель 	1	Цегла	0,38	0,81	0,469
	2	Пароізоляція (2 шари гідроізолу на бітумній мастичі)	0,004	0,3	0,013
	3	ПСБ – С	визначаємо	0,05	визначаємо
	4	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02 $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,502$

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНаДХОДЖЕНЬ ДО ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

5.1 Теплонадходження через будівельні конструкції

Розраховуються за формулою:

$$Q_1 = Q(1_T) + Q(1_c)$$

де $Q(1_T)$ - теплонадходження внаслідок температурної різниці (кВт),

$Q(1_c)$ - теплонадходження внаслідок дії сонячної радіації (кВт).

Теплонадходження через стінові панелі, перегородки, перекриття або покриття обчислюємо за формулою:

$$Q(1_T) = k(d) \cdot F \cdot (t(n) - t(v)) \cdot 10^{(-3)}$$

де $k(d)$ - фактичний коефіцієнт теплопередачі огороження, розрахований при визначенні товщини теплоізоляційного шару, Вт/(м²·К);

F - теплопередаюча поверхня огороження, м²;

$t(n)$ - розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, °С;

$t(v)$ - розрахункова температура повітря всередині охолоджуваного приміщення, °С.

Теплонадходження від сонячного випромінювання через зовнішні стіни і покриття холодильників $Q(1_c)$ (у кВт) визначаємо за формулою:

$$Q(1_c) = k(d) \cdot F \cdot \Delta t(c) \cdot 10^{(-3)}$$

де $k(d)$ - фактичний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м²·К);

F - площа поверхні огороження, що опромінюється сонцем, м²;

$\Delta t(c)$ - надлишкова різниця температур, що характеризує вплив сонячної радіації в літній період, °К.

Обчислюємо надходження теплоти через будівельні конструкції:

Таблиця 5.1

огородження	$k, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$F = \text{м}^2$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$\theta, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{тр}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{\text{с}}, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{лс}}, \text{кВт}$	$Q_{\text{л}}, \text{кВт}$
Камера зберігання ягід 1 ($t_{\text{вн}} = -20 ^\circ\text{C}$)								
північна	0,21	288	30	50	3,024	0	0	3,024
південна	0,266	288	0	20	1,532	0	0	1,532
південна	0,266	144	24	44	1,685	0	0	1,685
східна	0,266	144	24	44	1,685	0	0	1,685
західна	0,19	864	30	50	8,208	14,9	2,45	10,654
Покрівля	0,2	864	1	21	3,629	0	0	3,629
Підлога								
$\sum Q_{\text{л}} = 22,21 \text{ кВт}$								
Камера зберігання ягід 2 ($t_{\text{вн}} = -20 ^\circ\text{C}$)								
південна	0,21	288	30	50	3,024	4,9	0,3	3,324
північна	0,266	288	0	20	1,532	0	0	1,532
східна	0,266	144	24	44	1,685	0	0	1,685
західна	0,266	144	24	44	1,685	0	0	1,685
Покрівля	0,19	864	30	50	8,208	14,9	2,45	10,654
Підлога	0,2	864	1	21	3,629	0	0	3,629
$\sum Q_{\text{л}} = 22,51 \text{ кВт}$								
Цех заморожування ($t_{\text{вн}} = 0 ^\circ\text{C}$)								
східна	0,36	144	24	24	1,245	0	0	1,245
західна	0,36	144	0	0	0	0	0	0
північна	0,36	96	-20	-20	-0,7	0	0	-0,7
південна	0,36	96	-20	-20	-0,7	0	0	-0,7
Покрівля	0,19	216	30	30	1,231	14,9	1,23	2,462
Підлога	0,2	216	1	1	0,0432	0	0	0,0432
$\sum Q_{\text{л}} = 2,37 \text{ кВт}$								
Цех обробки ($t_{\text{вн}} = 0 ^\circ\text{C}$)								
східна	0,36	144	0	0	0	0	0,236	0
південна	0,36	144	-20	-20	-1,03	0	0,12	-1,03
західна	0,36	144	0	0	0	0	0	0
північна	0,36	144	-20	-20	-1,03	0	0	-1,03
Покрівля	0,19	324	30	30	1,84	14,9	1,85	3,7
Підлога	0,2	324	1	1	0,065	0	0	0,065
$\sum Q_{\text{л}} = 1,7 \text{ кВт}$								
Експедиція ($t_{\text{вн}} = 0 ^\circ\text{C}$)								

південна	0,266	48	-20	-20	-0,255	0	0	0,255
східна	0,266	144	24	24	0,92	0	0	0,92
західна	0,266	48	0	0	0	0	0	0
північна	0,266	144	-20	-20	-0,77	0	0	-0,77
Покрівля	0,19	144	30	30	0,82	14,9	0,407	1,228
Підлога	0,2	144	1	1	0,029	0	0	0,029
$\sum Q_i = 1,16 \text{ кВт}$								
Флюїдизаційний апарат ($t_{\text{вн}} = -32^\circ\text{C}$)								
Зовнішня стіна:								
північна	0,167	19,36	0	32	0,103	0	0	0,103
південна	0,167	19,36	0	32	0,103	0	0	0,103
східна	0,167	25,96	0	32	0,138	0	0	0,138
західна	0,167	25,96	0	32	0,138	0	0	0,138
Покрівля	0,167	25,96	0	32	0,138	0	0	0,138
Підлога	0,167	25,96	0	32	0,138	0	0	0,138
$\sum Q_i = 0,762 \text{ кВт}$								

Загальні теплонадходження через огородження:

$$Q_1 = 23,14 + 23,45 + 2,46 + 2,13 + 1,20 + 0,79 = 53,17 \text{ кВт}$$

5.2 Теплонадходження при заморожуванні продукції

Визначаються за формулою:

$$Q(2\text{пр}) = M(\text{пр}) \cdot \Delta i \cdot 10^3 / (8 \cdot 3600)$$

де $M(\text{пр})$ - добове надходження продуктів, т/добу;

Δi - різниця питомих ентальпій продуктів, що відповідають початковій і кінцевій температурам продукту (кДж/кг).

$$Q(2\text{пр}) = 18 \cdot (328 - 6,7) \cdot 10^3 / (8 \cdot 3600) = 201 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від тари:

$$Q(2\text{т}) = M(\text{т}) \cdot C(\text{т}) \cdot (t_1 - t_2) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600) \cdot 0,2$$

$$Q(2\text{т}) = 18 \cdot 2,5 \cdot (15 - (-18)) \cdot 10^3 / (8 \cdot 3600) \cdot 0,3 = 15,5 \text{ кВт}$$

5.3 Експлуатаційні теплонадходження

Експлуатаційні теплонадходження визначаються як сума теплонадходжень окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

Теплонадходження від освітлення q_1 обчислюємо за формулою:

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{(-3)}$$

де A - теплота, що виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги, Вт/м²;

F - площа камери, м².

Теплонадходження від перебування людей q_2 :

$$q_2 = 0,35 \cdot n$$

де 0,35 - тепловиділення однієї людини при важкій фізичній праці, кВт;

n - кількість людей, що працюють у даному приміщенні.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів q_3 при розташуванні електродвигунів в охолоджуваному приміщенні визначаємо за формулою:

$$q_3 = N(\text{э})$$

де $N(\text{э})$ - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

Теплонадходження при відкриванні дверей q_4 розраховують за формулою:

$$q_4 = B \cdot F \cdot 10^{(-3)}$$

де B - питомий теплоприплив від відкривання дверей, Вт/м²;

F - площа камери, м².

Камера складування ягід №1:

$$F = 900 \text{ м}^2, A = 1,16 \text{ Вт/м}^2$$

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{(-3)} = 1,16 \cdot 900 \cdot 10^{(-3)} = 1,044 \text{ кВт}$$

$$n = 2 \text{ чоловіка}, q_2 = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт}$$

$$q_3 = N(\text{э}) = 0 \text{ кВт}$$

$$K = 2,5 \text{ Вт/м}^2$$

$$q_4 = B \cdot F \cdot 10^{(-3)} = 2,5 \cdot 900 \cdot 10^{(-3)} = 2,25 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 1,044 + 0,7 + 0 + 2,25 = 3,99 \text{ кВт}$$

Інші камери розраховуються аналогічним чином.

Результати розрахунків теплонадходжень зводимо у табл. 5.2:

Таблиця 5.2

№ кам.	F(K), м ²	A, Вт/м ²	q1, кВт	n	q2, кВт	K, Вт/м ²	q4, кВт	Q(заг4), кВт
1	900	1,16	1,044	2	0,7	2,5	2,25	3,99
2	900	1,16	1,044	2	0,7	2,5	2,25	3,99
3	337,5	4,5	1,52	10	3,5	12	4,05	9,07
4	225	4,5	1,69	4	1,4	7	2,64	5,73
5	112,5	4,5	0,33	2	0,7	12	0,9	1,98

6. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ КАМЕР ТА КОМПРЕСОРИ

Спочатку обчислюємо навантаження на обладнання камер:

$$Q(\text{обл}) = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5$$

Камера складування ягід №1: $Q(\text{обл}) = 23,14 + 0 + 0 + 3,99 + 0 = 27,13 \text{ кВт}$

Камера складування ягід №2: $Q(\text{обл}) = 23,45 + 0 + 0 + 3,99 + 0 = 27,44 \text{ кВт}$

Цех заморожування: $Q(\text{обл}) = 2,46 + 201 + 0 + 9,07 + 15,5 = 228,03 \text{ кВт}$

Цех обробки: $Q(\text{обл}) = 2,13 + 0 + 0 + 5,73 + 0 = 7,86 \text{ кВт}$

Флюїдизаційний апарат: $Q(\text{обл}) = 0,79 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0,79 \text{ кВт}$

Експедиція: $Q(\text{обл}) = 1,20 + 0 + 0 + 1,98 + 0 = 3,18 \text{ кВт}$

Результати обчислень навантаження на обладнання камер заносимо у таблицю 6.1:

Таблиця 6.1. Навантаження на обладнання камер

Приміщення	t(В)	Q1		Q2		Q4		ΣQ	
		Обладн ання	Компр есор		Обладн ання	Компр есор	Обладн ання	Компр есор	
Камера складуван ня ягід №1	- 20	23,14	23,14	0	4,0	2,1	27,14	25,24	
Камера складуван ня ягід №2	- 20	23,45	23,45	0	4,0	2,1	27,45	25,55	
Цех заморожув ання	0	2,46	2,46	216 ,5	9,1	4,8	228	7,26	
Цех обробки	0	2,13	2,13	0	5,7	3,0	7,83	5,13	
Флюїдизац ійний апарат	- 32	0,79	0,79	0	0	0	0,79	0,79	

Експедиція	0	1,20	1,20	0	2,0	1,0	3,2	2,2	
------------	---	------	------	---	-----	-----	-----	-----	--

Визначимо навантаження на компресори:

Навантаження на холодильну машину, що працює при температурі кипіння $t(o) = -10^{\circ}\text{C}$:

$$\Sigma Q(-10^{\circ}\text{C}) = \Sigma Q3 + \Sigma Q4 + \Sigma Q6 = 7,26 + 5,13 + 2,2 = 14,59 \text{ кВт}$$

$$Q(\text{окк}) = K \cdot \Sigma Q(-10^{\circ}\text{C}) / b = 1,05 \cdot 14,59 / 0,9 = 17,0 \text{ кВт}$$

Навантаження на холодильну машину, що працює при температурі кипіння $t(o) = -30^{\circ}\text{C}$:

$$\Sigma Q(-30^{\circ}\text{C}) = Q1 + Q2 = 25,24 + 25,55 = 50,79 \text{ кВт}$$

$$Q(\text{окк}) = K \cdot \Sigma Q(-30^{\circ}\text{C}) / b = 1,05 \cdot 50,79 / 0,9 = 59,25 \text{ кВт}$$

Навантаження на холодильну машину, що працює при температурі кипіння $t(o) = -40^{\circ}\text{C}$:

$$\Sigma Q(-40^{\circ}\text{C}) = Q4 = 0,79 \text{ кВт}$$

$$Q(o) = K \cdot \Sigma Q(-40^{\circ}\text{C}) / b = 1,1 \cdot 0,79 / 0,9 = 0,97 \text{ кВт}$$

де K - коефіцієнт запасу (1,05-1,1);

b - коефіцієнт робочого часу компресорів (0,85-0,9).

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

Для холодильного комплексу обрано поршневий компресор, який володіє рядом переваг: висока надійність експлуатації, економічна ефективність порівняно з альтернативними типами, знижена температура наприкінці процесу стиснення, простота в обслуговуванні та можливість швидкого ремонту. Поршневі компресорні агрегати промислового класу демонструють високу ефективність роботи в умовах періодичного режиму експлуатації, що забезпечує суттєву економію електроенергії в порівнянні з гвинтовими компресорними установками.

Для флюїдизаційної установки передбачено автономну одноступеневу систему безпосереднього охолодження, оскільки вона функціонуватиме в періодичному режимі та використовуватиме альтернативний холодильний агент. Вибрано конденсатори повітряного типу з оребренням, що дає змогу виключити необхідність використання системи циркуляційного водопостачання.

Система охолодження передбачає примусову циркуляцію повітря, що гарантує рівномірне та інтенсивне охолодження всіх зон камери, а також оперативне відновлення температурного режиму після відкриття дверей.

Для кожної камери встановлено індивідуальні холодильні агрегати, що функціонують при різних температурах кипіння холодильного агента, що забезпечує максимальну ефективність роботи і адаптацію до різноманітних експлуатаційних умов.

Додатково, буде виконано варіативний розрахунок з використанням іншого типу холодоагенту з метою зіставлення енергоефективності, економічних витрат та екологічних параметрів, щоб обрати найбільш оптимальне рішення для системи охолодження.

8. Визначення розрахункового експлуатаційного режиму та теплотехнічний розрахунок холодильного агрегату

Температурні параметри кипіння холодоагенту:

Для холодильних камер зберігання заморожених ягід (з використанням повітряних охолоджувачів):

$$t_o = t_b - 10^{\circ}\text{C} = -30^{\circ}\text{C}$$

Для апарату флюїдизаційного типу (охолодження через повітроохолодник):

$$t_o = t_b - 8^{\circ}\text{C} = -40^{\circ}\text{C}$$

Для зони заморожування, обробного цеху та експедиційного відділення (охолодження повітроохолодником):

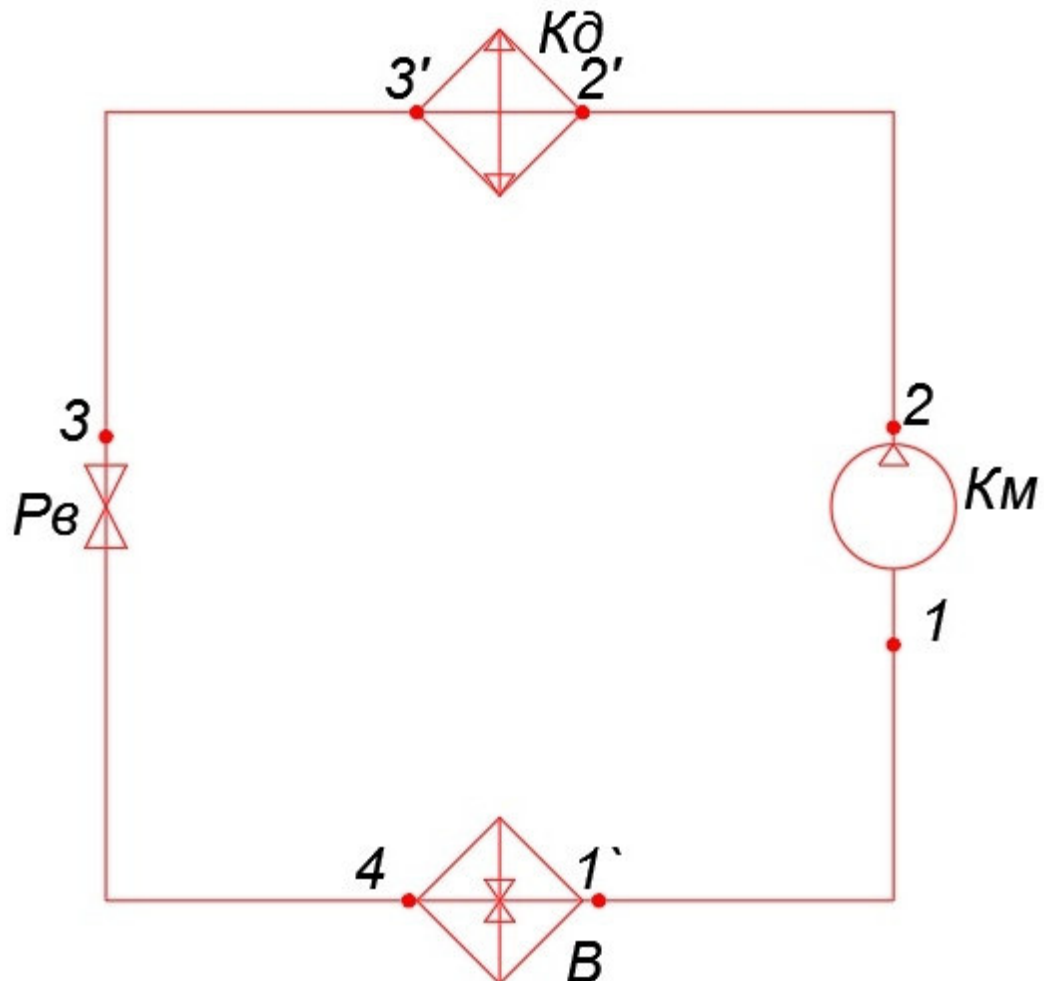
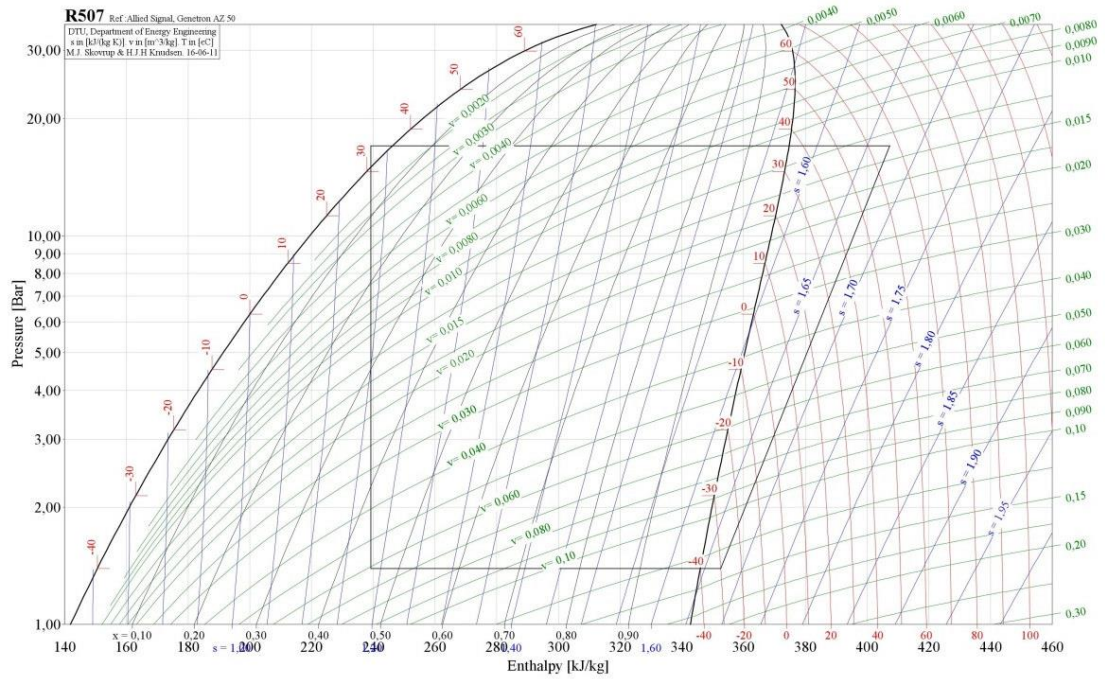
$$t_o = t_b - 10^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{C}$$

Враховуючи кліматичні умови міста Біла Церква з розрахунковими показниками ($t_z=30^{\circ}\text{C}$ та $\phi_z=56\%$), температура процесу конденсації становитиме $t_k=37^{\circ}\text{C}$.

8.1. Побудова термодинамічного циклу та обчислення характеристик холодильної машини

Здійснюємо побудову термодинамічного циклу з використанням холодильного агента R507 при температурі кипіння $t_{o1} = -40^{\circ}\text{C}$; $t_k=37^{\circ}\text{C}$; $t_p=10^{\circ}\text{C}$; $t_{np}=5^{\circ}\text{C}$.

Цикл розроблено з використанням програмного комплексу Coolpack, характеристики ключових точок фіксуються в таблиці.



Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

00.MP.142.003.021.ПЗ

Лист

26

Таблиця 8.1 - Характеристики ключових точок термодинамічного циклу

№ точки	Температура, °С	Тиск, Бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг
1'	-40	1,35	346	0,134
1	-30	1,35	352	0,14
2	67	17	407	0,137
2'	37	17	376	0,011
3'	37	17	248	0,00134
3	32	17	241	-
4	16	17	241	-

Обчислення параметрів холодильної системи:

Питома холодопродуктивність 1 кг холодоагенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 346 - 241 = 225 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата циркулюючого холодоагенту:

$$G_1 = \Sigma Q_{01}/q_{01} = 251,8/225 = 1,12 \text{ кг/с}$$

Фактичний об'єм парової фази, що подається до компресора:

$$V_{d1} = G_1 \cdot v_1 = 1,12 \cdot 0,14 = 0,157 \text{ м³/с}$$

Коефіцієнт подачі компресорного агрегату: $\lambda = 0,77$

Теоретичний об'єм, що описується поршнем:

$$V_1 = V_{d1}/\lambda = 0,157/0,77 = 0,204 \text{ м³/с} = 734 \text{ м³/год}$$

Відповідно до розрахованого об'єму обираємо 3 компресорні установки для температурного режиму $t_{04} = -40^\circ\text{C}$ марки GEA Bock HGX88e/3235-4s з об'ємною продуктивністю $V=281,3 \text{ м³/год}$, технічні параметри яких наведені нижче:

**Таблиця 8.2 - Технічні параметри компресорних установок GEA Bock
HGХ88е/3235-4s**

Параметр	Значення
Модель	HGX88e/3235-4s
Продуктивність	281,3 м³/год
Кількість циліндрів	8
Вага	442 кг
Габаритні розміри	940/610/655

Адіабатна потужність процесу стиснення:

$$N_{T1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 1,12 \cdot (407 - 352) = 61,6 \text{ кВт}$$

Фактична (індикаторна) потужність стиснення:

$$N_{i1} = N_{T1}/\eta_i = 61,6/0,82 = 75,1 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресорного агрегату):

$$N_{e1} = N_{i1}/\eta_m = 75,1/0,87 = 86,3 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсаторний апарат (фактичне):

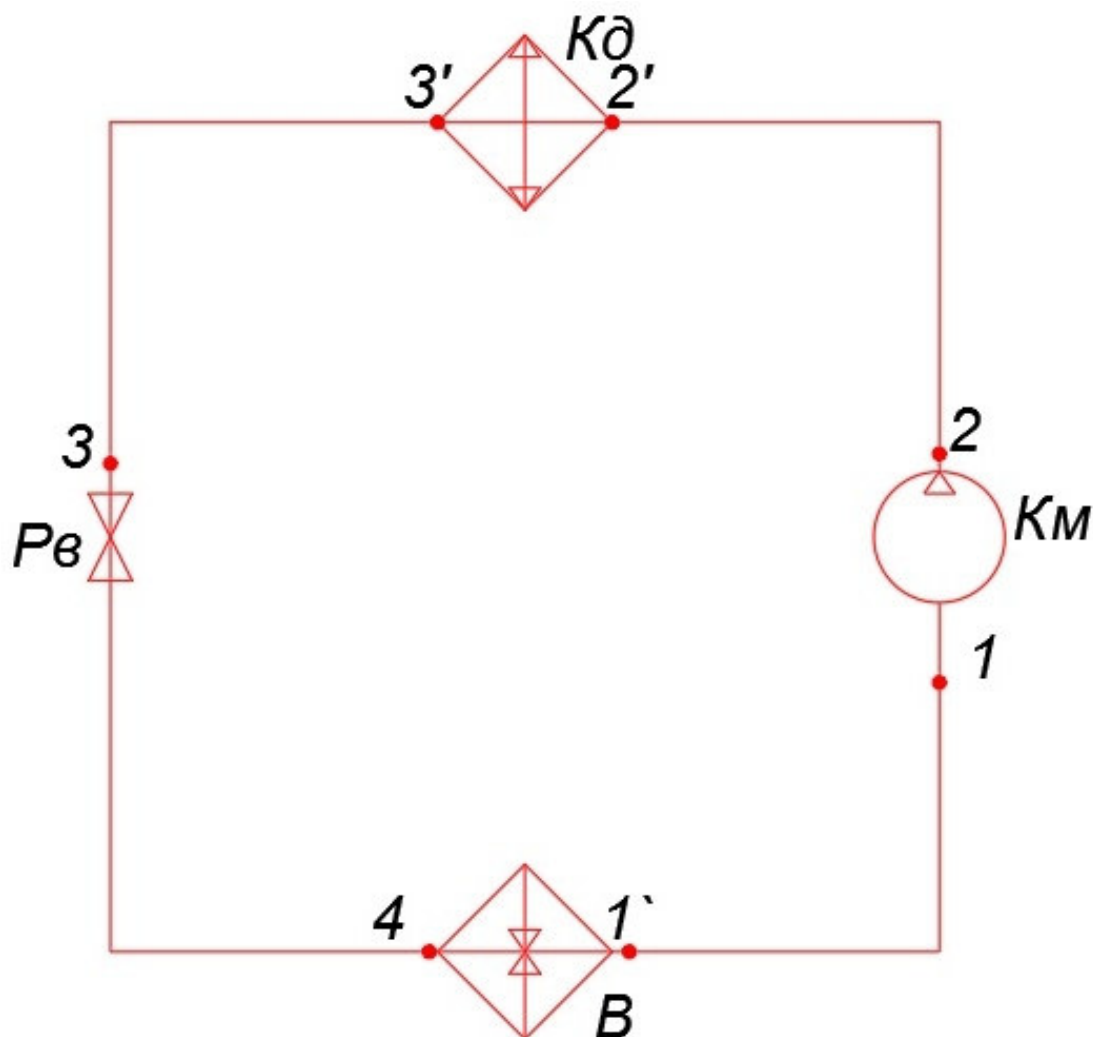
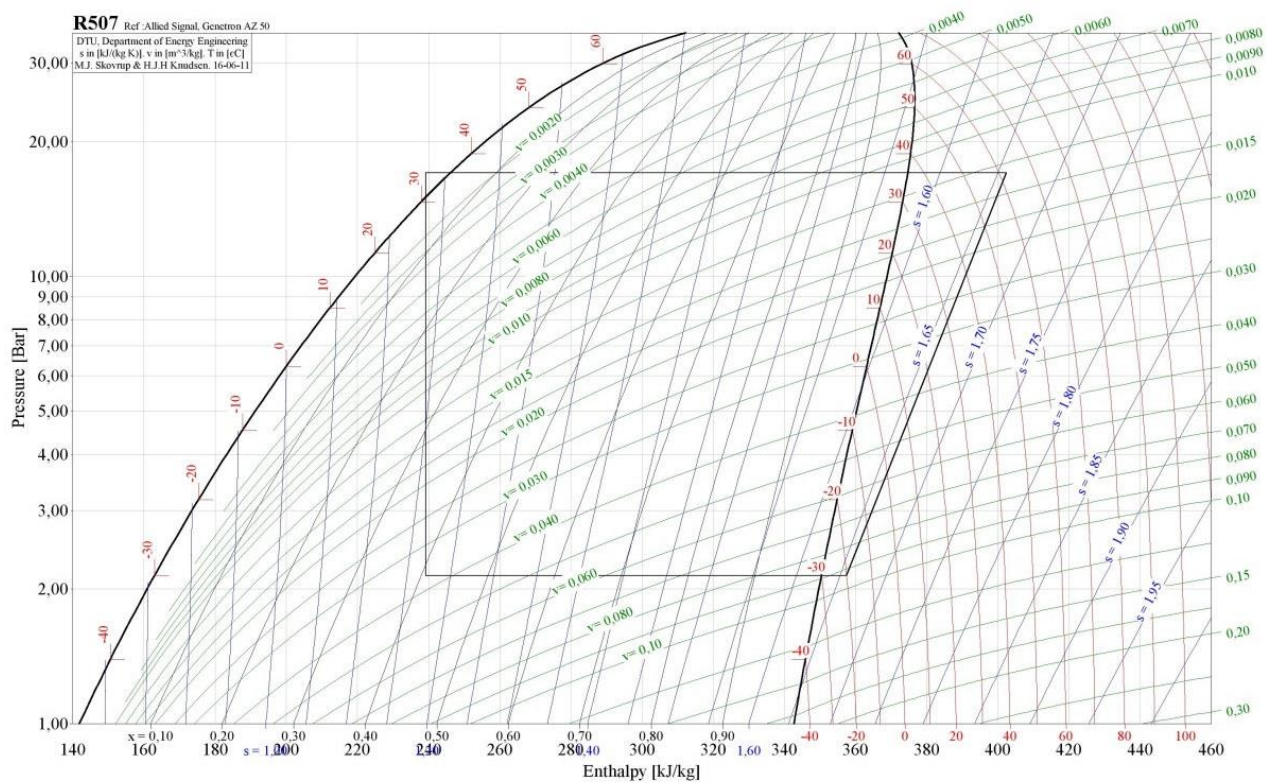
$$Q_k = Q_{01} + N_1 = 251,8 + 86,3 = 338,1 \text{ кВт}$$

Здійснюємо побудову термодинамічного циклу з використанням холодоагенту R507 при температурі кипіння $t_{01} = -30^\circ\text{C}$; $t_k = 37^\circ\text{C}$; $t_p = 10^\circ\text{C}$; $t_{pr} = 5^\circ\text{C}$.

Цикл створюється за допомогою програмного забезпечення Coolpack, параметри характерних точок фіксуються в таблиці.

R507 Ref: Allied Signal, Genetron AZ 50

DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen, 16-06-11



Лист

00.MP.142.003.021.ПЗ

29

Впр. Лист № докум Підпис Дата

Таблиця 8.3 - Характеристики робочих точок циклу

№ точки	Температура, °С	Тиск, Бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг
1'	-30	2,14	346	0,0134
1	-20	2,14	357	0,1
2	67	17	402	0,014
2'	37	17	376	0,011
3'	37	17	248	0,00134
3	32	17	241	-
4	-30	17	241	-

Обчислення параметрів холодильного агрегату:

Питома холодопродуктивність одиниці маси холодоагенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 357 - 241 = 216 \text{ кДж/кг}$$

Масова циркуляція холодоагенту:

$$G_1 = \Sigma Q_{01}/q_{01} = 56,84/216 = 0,263 \text{ кг/с}$$

Фактичний об'єм парової фази на вході компресора:

$$V_{д1} = G_1 \cdot v_1 = 0,263 \cdot 0,1 = 0,0263 \text{ м³/с}$$

Коефіцієнт подачі компресорного агрегату: $\lambda = 0,77$

Теоретичний об'єм, що описується поршневою групою:

$$V_1 = V_{д1}/\lambda = 0,0263/0,77 = 0,034 \text{ м³/с} = 122,4 \text{ м³/год}$$

Згідно з розрахованим об'ємом підбираємо компресорну установку HGX7/1620-4s з об'ємною продуктивністю $V=140,6 \text{ м³/год}$, технічні параметри наведені далі:

Таблиця 8.4 - Технічні параметри компресора HGX7/1620-4s

Параметр	Значення
Модель	HGX7/1620-4s
Продуктивність	140,6 м³/год
Кількість циліндрів	6
Вага	299 кг
Габаритні розміри	835/758/535

Теоретична потужність процесу стиснення:

$$N_{T1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 0,263 \cdot (402 - 357) = 11,8 \text{ кВт}$$

Фактична (індикаторна) потужність процесу стиснення:

$$N_{i1} = N_{T1}/\eta_i = 11,8/0,82 = 14,4 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресорної установки):

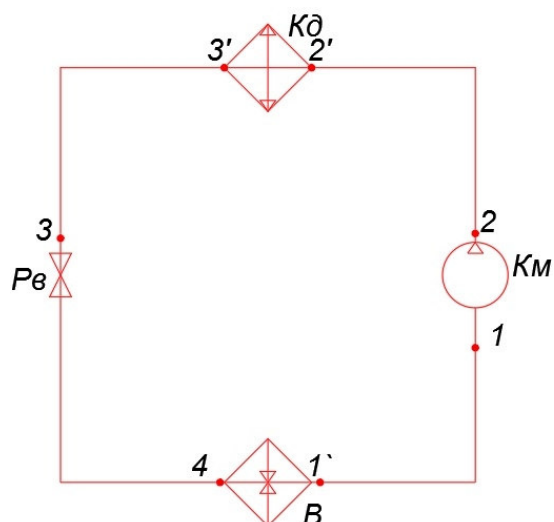
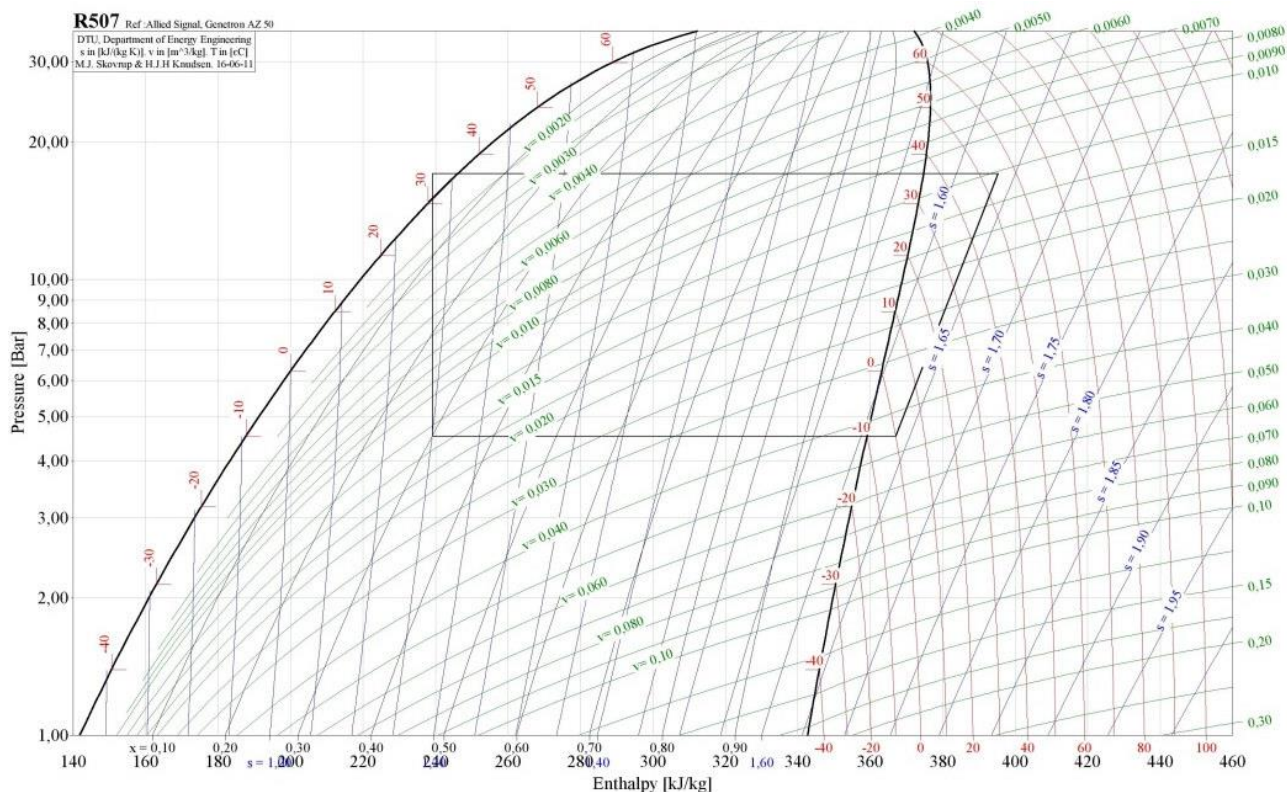
$$N_{e1} = N_{i1}/\eta_m = 14,4/0,87 = 16,6 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсаторний блок (фактичне):

$$Q_k = Q_{o1} + N_{i1} = 56,84 + 16,6 = 73,4 \text{ кВт}$$

Розробляємо термодинамічний цикл з використанням холодоагенту R507 при температурному рівні кипіння $t_{o1} = -10^\circ\text{C}$; $t_k=37^\circ\text{C}$; $t_p=10^\circ\text{C}$; $t_{np}=5^\circ\text{C}$.

Цикл формується за допомогою програмного комплексу Coolpack, характеристики визначальних точок заносяться до таблиці.



Таблиця 8.5 - Параметри робочих точок циклу

№ точки	Температура, °C	Тиск, Бар	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг
1'	-10	4,54	367	0,045
1	0	4,54	352	0,043
2	54	17	394	0,0126
2'	37	17	376	0,011

3'	37	17	248	0,00134
3	32	17	241	-
4	-10	17	241	-

Обчислення параметрів холодильної системи:

Питома холодопродуктивність одиниці маси холодоагенту:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 367 - 241 = 226 \text{ кДж/кг}$$

Масова циркуляція холодоагенту:

$$G_1 = \Sigma Q_{01}/q_{01} = 35,3/226 = 0,156 \text{ кг/с}$$

Фактичний об'єм парової фази на вході до компресора:

$$V_{D1} = G_1 \cdot v_1 = 0,156 \cdot 0,043 = 0,0067 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресорної установки: $\lambda = 0,77$

Теоретичний об'єм, описуваний поршнями:

$$V_1 = V_{D1}/\lambda = 0,0067/0,77 = 0,0087 \text{ м}^3/\text{с} = 31,32 \text{ м}^3/\text{год}$$

За розрахованим об'ємом обираємо 1 компресорну установку для температурного режиму $t_{04} = -10^\circ\text{C}$ марки GEA Bock HGX34e/380-4s з об'ємною продуктивністю $V=31,32 \text{ м}^3/\text{год}$, технічні характеристики наведено нижче:

Таблица 8.6 - Технические характеристики компрессора GEA Bock HGX34e/380-4s

Параметр	Значения
Модель	HGX34e/380-4s
Продуктивность	33,1 м ³ /год
Количество цилиндров	4
Вес	96 кг
Габаритные размеры	540/285/315

Теоретична потужність процесу компресії:

$$N_{T1} = G_1 \cdot (i_2 - i_1) = 0,156 \cdot (394 - 352) = 6,6 \text{ кВт}$$

Фактична (індикаторна) потужність процесу компресії:

$$N_{i1} = N_{T1}/\eta_i = 6,6/0,82 = 8,0 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (на валу компресора):

$$N_{e1} = N_{i1}/\eta_M = 8,0/0,87 = 9,2 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсаторний апарат (фактичне):

$$Q_k = Q_{o1} + N_{i1} = 35,3 + 9,2 = 44,5 \text{ кВт}$$

Оскільки відповідно до технічного завдання необхідно виконати розрахунок обраної схеми з використанням альтернативного холодоагенту, то всі припущення щодо вибору температурних параметрів, побудови циклу холодильної машини та схема залишаються незмінними.

Для визначення робочого режиму необхідно встановити температуру кипіння t_0 та температуру конденсації t_k .

Приймаємо охолодження камер через повітроохолодники безпосередньо аміаком.

Температура кипіння в приміщеннях з температурою $+4^\circ\text{C}$:

$$t_{0-4} = t_{+4} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = +4 - 8 = -4^\circ\text{C}$$

Температура кипіння в камерах зберігання замороженого м'яса:

$$t_{0-25} = t_{-18} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = -18 - 7 = -25^\circ\text{C}$$

Температура кипіння в камері заморожування:

$$t_{0-32} = t_{-25} - (5 \dots 10)^\circ\text{C} = -25 - 7 = -32^\circ\text{C}$$

Для процесу конденсації приймаємо випарний конденсатор, де відбувається конденсація та охолодження циркуляційної води.

Кліматичні параметри зовнішнього повітря у м. Біла Церква наступні:

- розрахункова літня температура 30°C
- розрахункова зимова температура -22°C
- відносна вологість влітку 56%

Визначаємо температуру конденсації відповідно до рекомендацій літератури за температурою мокрого термометра ($t_m=21^\circ\text{C}$) та за густиною теплового потоку $q_F=3,0 \text{ кВт/м}^2$. Приймаємо температуру конденсації $t_k=37^\circ\text{C}$.

За діаграмою $\lg p-h$ визначаємо тиски, що відповідають прийнятим температурним параметрам:

- для температурного рівня кипіння -4°C $p_{0-4}=0,365 \text{ МПа}$
- для температурного рівня кипіння -25°C $p_{0-25}=0,15 \text{ МПа}$
- для температурного рівня кипіння -32°C $p_{0-32}=0,106 \text{ МПа}$
- для тиску конденсації $p_k=1,4 \text{ МПа}$

Визначаємо тип машини (одно- чи двоступінчаста), необхідної для кожного температурного рівня кипіння:

- температурний рівень кипіння -4°C : $p_k/p_{0-4}=1,4/0,365=3,84$ – одноступінчаста машина
- для температурного рівня кипіння -25°C : $p_k/p_{0-25}=1,4/0,15=9,33$ – двоступінчаста машина
- для температурного рівня кипіння -32°C : $p_k/p_{0-32}=1,4/0,106=13,21$ – двоступінчаста машина

Для побудови циклу визначаємо проміжний тиск та відповідну температуру.

Температурний рівень кипіння -25°C :

$$p_m = \sqrt{(p_k \cdot p_{0-25})} = \sqrt{(1,4 \cdot 0,15)} = 0,46 \text{ МПа}$$

відповідна температура $t_m=2^{\circ}\text{C}$

Температурний рівень кипіння -32°C :

$$p_m = \sqrt{(p_k \cdot p_{0-32})} = \sqrt{(1,4 \cdot 0,106)} = 0,385 \text{ МПа}$$

відповідна температура $t_m=-3^{\circ}\text{C}$

Приймаємо в якості проміжної температури $t_m=-4^{\circ}\text{C}$.

Для побудови термодинамічного циклу приймаємо наступні вихідні параметри:

- насосно-циркуляційна подача холодоагенту до охолоджувальних приладів (підвищення тиску насосом на $0,25\ldots 0,4$ МПа, при цьому підвищення температури становить $3\ldots 5^{\circ}\text{C}$)
- перегрів пари перед всмоктуванням в одноступінчастій машині: $t_{вс1} = t_{0-11} + (5\ldots 10)^{\circ}\text{C}$
- перегрів пари на першому ступені двоступінчастої машини: $t_{вс2} = t_{0-из} + (10\ldots 20)^{\circ}\text{C}$
- переохолодження холодоагенту в конденсаторі: $t_{по} = t_k - (2\ldots 3)^{\circ}\text{C}$

Розрахункову схему холодильної машини зображено на рисунку 8.1.

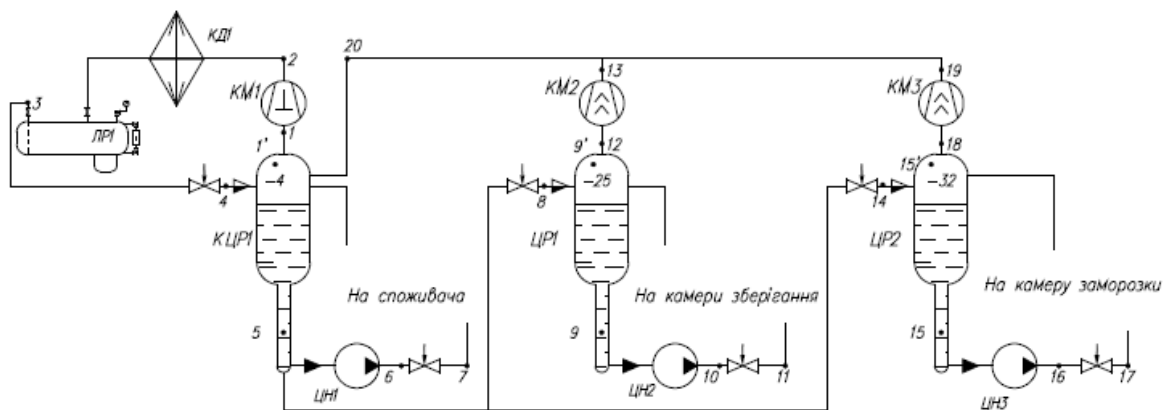


Рис. 8.1. Розрахункова схема холодильної машини

За даною схемою побудовано цикл машини на рисунку 8.2. На діаграмі враховано всі вихідні параметри, що були перелічені вище. Відповідно значення цих температур наступні:

$$t_{вс1} = -4 + 6 = 2^{\circ}\text{C}$$

$$t_{вс12} = -25 + 15 = -10^{\circ}\text{C}$$

$$t_{вс18} = -32 + 12 = -20^{\circ}\text{C}$$

$$t_{по} = 37 - 2,5 = 34,5^{\circ}\text{C}$$

За даними побудованого циклу заповнюємо таблицю 8.7



Таблиця 8.7 - Параметри робочих точок термодинамічного циклу

№ точки	Температура, °С	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг
1	-4	0,15	1630	0,35
1'	2	0,15	1610	-
2	104	1,4	1830	-
3	34,5	1,4	510	-
4	-4	0,365	510	-
5	-4	0,365	330	-
6	0	0,8	350	-
7	-4	0,365	350	-
8	-25	0,15	330	-
9	-25	0,15	240	-
9'	-25	0,15	1580	-
10	-22	0,4	260	-
11	-25	0,15	260	-
12	-10	0,15	1620	0,83
13	50	0,365	1740	-
14	-32	0,106	330	-
15	-32	0,106	210	-
15'	-32	0,106	1570	-
16	-28	0,3	230	-
17	-32	0,106	230	-
18	-20	0,106	1600	1,12
19	60	0,365	1770	-
20	65	0,365	1758	-

Визначаємо витрату холодоагенту, що необхідно відводити від випарних апаратів:

$$m_1 = Q_{охл}(-4)/(h_1' - h_7) = 41,65/(1600 - 350) = 0,033 \text{ кг/с}$$

$$m_2 = Q_{охл}(-25)/(h_9' - h_{11}) = 27,6/(1580 - 260) = 0,021 \text{ кг/с}$$

$$m_3 = Q_{охл}(-32)/(h_{15}' - h_{17}) = 42,07/(1570 - 230) = 0,0314 \text{ кг/с}$$

Визначаємо ентальпію парової фази після змішування після компресорів першого ступеня з теплового балансу, де $M_{1ст} = M_3 + M_2 = 0,0314 + 0,021 = 0,0524 \text{ кг/с}$.

$$M_{1ст} \cdot h_{20} = M_3 \cdot h_{19} + M_2 \cdot h_{13}$$

$$h_{20} = (M_3 \cdot h_{19} + M_2 \cdot h_{13})/M_{1ст} = (0,0314 \cdot 1770 + 0,021 \cdot 1740)/0,0524 = 1758 \text{ кДж/кг}$$

Загальна кількість пари, що всмоктується компресором високого тиску з врахуванням пари, утвореної в результаті барботування:

$$M \cdot h_1 + M_{1ст} \cdot h_5 + M_1 \cdot h_5 = M \cdot h_4 + M_{1ст} \cdot h_{20} + M_1 \cdot h_1'$$

де M - загальна кількість аміаку, що рухається через конденсатор

$$M \cdot (h_1 - h_4) = M_{1ст} \cdot h_{20} + M_1 \cdot h_1' - M_{1ст} \cdot h_5 - M_1 \cdot h_5$$

$$M = (M_{1ст}(h_{20} - h_5) + M_1(h_1' - h_5))/(h_1 - h_4) = (0,0524 \cdot (1758 - 330) + 0,033 \cdot (1610 - 330))/(1630 - 510) = 0,105 \text{ кг/с}$$

Визначаємо теоретичні показники термодинамічного циклу:

Питома масова холодопродуктивність ступенів:

$$q_0(-32) = h_{15}' - h_{17} = 1570 - 230 = 1340 \text{ кДж/кг}$$

$$q_0(-25) = h_9' - h_{11} = 1580 - 260 = 1320 \text{ кДж/кг}$$

$$q_0(-4) = h_1' - h_7 = 1610 - 350 = 1260 \text{ кДж/кг}$$

Питома теоретична робота компресорів:

$$w_h(-32) = h_{19} - h_{18} = 1770 - 1600 = 170 \text{ кДж/кг}$$

$$w_h(-25) = h_{13} - h_{12} = 1740 - 1620 = 120 \text{ кДж/кг}$$

$$w_h(-4) = h_2 - h_1 = 1830 - 1630 = 200 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теоретичне навантаження на конденсатор:

$$q_K = h_2 - h_3 = 1830 - 510 = 1320 \text{ кДж/кг}$$

Визначаємо об'ємну продуктивність компресорів (об'ємну подачу):

$$V_{hKM1} = M \cdot v_1 = 0,105 \cdot 0,35 = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{hKM2} = M_2 \cdot v_{12} = 0,021 \cdot 0,83 = 0,017 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{hKM3} = M_3 \cdot v_{18} = 0,0314 \cdot 1,12 = 0,0352 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахунок теоретичного циклу завершено. За об'ємною продуктивністю та необхідною холодопродуктивністю випарників приймаємо поршневі компресори на верхній ступінь та гвинтові компресори на перші ступені установки.

Теоретичну подачу компресорного агрегату, $\text{м}^3/\text{с}$, визначаємо за формулою:

$$V_T = V_D / \lambda$$

де λ - об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі поршневого компресорного агрегату визначаємо за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega}$$

де λ_i - індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора; λ'_{ω} - коефіцієнт нагрівання.

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресорного агрегату визначаємо за формулою:

$$\lambda_i = (p_0 - \Delta p_{вс}) / p_0 - c \cdot [(p_k + \Delta p_n) / p_0]^{(1/n)} - (p_0 - \Delta p_{вс}) / p_0$$

де $\Delta p_{вс}$ - депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{вс}=5\ldots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{вс}=0,01$ МПа); Δp_n - депресія на нагнітанні, $\Delta p_n=5\ldots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_n=0,01$ МПа); $c=0,03\ldots 0,05$ - відносний мертвий простір (приймаю $c=0,04$); n - показник політропи розширення (приймаю $n=1,15$).

$$\lambda_i(-4) = (0,365 - 0,01) / 0,365 - 0,04 \cdot [(1,4 + 0,01) / (0,365 - 0,01)]^{(1/1,15)} - (0,365 - 0,01) / 0,365 = 0,882$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей:

$$\lambda'_{\omega}(-4) = T_0 / (T_k - 36,5) = (-4 + 273) / (37 + 273) = 0,869$$

$$\lambda(-4) = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega} = 0,882 \cdot 0,869 = 0,767$$

$$\Sigma V_T(-4) = 0,037 / 0,767 = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}$$

На температурний рівень кипіння $t_0=-4^\circ\text{C}$ приймаємо два поршневі компресорні агрегати Bitzer W6HA з об'ємною подачею $V_T=110,5 \text{ м}^3/\text{год}=0,0307 \text{ м}^3/\text{с}$.

Дійсна масова витрата:

$$\Sigma M_{KM}(-4) = \lambda(-4) \cdot V_{KM}(W6GA) / v_1 = 0,767 \cdot 0,0307 / 0,35 = 0,067 \text{ кг/с}$$

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		40

Теоретична потужність компресорного агрегату, кВт:

$$\Sigma N_T(-4) = \Sigma MKM(-4) \cdot wh(-4) = 0,067 \cdot 200 = 13,45 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність компресорного агрегату, кВт:

$$\Sigma N_i = \Sigma N_T / \eta_i$$

де η_i - індикаторний ККД компресора, який визначаємо за формулою І.І.Левіна:

$$\eta_i = \lambda' \omega + v \cdot t_0$$

(v - дослідний коефіцієнт, $v=0,002$ та $v=0,001$ відповідно для аміачних горизонтальних та вертикальних компресорів). Приймаємо, що встановлено горизонтальний компресор, тому $v=0,002$.

$$\eta_i(-4) = \lambda' \omega(-4) + 0,002 \cdot (-4) = 0,869 + 0,002 \cdot (-4) = 0,861$$

$$\Sigma N_i(-4) = 13,45 / 0,861 = 15,62 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресорного агрегату, кВт, що враховує витрату потужності в парах тертя:

$$\Sigma N_e = \Sigma N_T / \eta_e = \Sigma N_i / \eta_m = \Sigma N_T / (\eta_i \cdot \eta_m)$$

де η_e - ефективний ККД; η_m - механічний ККД.

Приймаю $\eta_e=0,755$; $\eta_m=0,89$.

$$\Sigma N_e(-4) = 15,62 / 0,89 = 17,55 \text{ кВт}$$

Потужність тертя, кВт:

$$\Sigma N_T(-4) = \Sigma N_e(-4) - \Sigma N_i(-4) = 17,55 - 15,62 = 1,94 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна:

$$\Sigma N_{ел} = \Sigma N_e / \eta_{ел}, \text{ кВт}$$

де $\eta_{ел}=0,9$ - електричний ККД.

$$\Sigma N_{ел}(-4) = 17,55 / 0,9 = 19,5 \text{ кВт}$$

Встановлюємо електродвигуни з номінальною потужністю 30 кВт.

Визначаємо необхідну об'ємну продуктивність гвинтових компресорних агрегатів. З графіка 11.2 літератури приймаємо коефіцієнт подачі:

$$t_{0-25} = -25^\circ\text{C} \quad p_m/p_{0-25} = 0,365/0,15 = 2,43 \quad \lambda(-25) = 0,865$$

$$t_{0-32} = -32^\circ\text{C} \quad p_m/p_{0-32} = 0,365/0,106 = 3,44 \quad \lambda(-32) = 0,855$$

Необхідна (теоретична) продуктивність компресорного агрегату:

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						41
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

$$\Sigma VT(-25) = VhKM2/\lambda(-25) = 0,017/0,865 = 0,0196 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\Sigma VT(-32) = VhKM3/\lambda(-32) = 0,0352/0,855 = 0,0412 \text{ м}^3/\text{с}$$

Згідно з даними каталогів фірми Bitzer для температурного рівня кипіння $t_0 = -25^\circ\text{C}$ приймаємо один гвинтовий компресорний агрегат OSNA-5351-K стандартної комплектації з об'ємною продуктивністю $VT = 100 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для температурного рівня кипіння $t_0 = -32^\circ\text{C}$ приймаємо один гвинтовий компресорний агрегат тієї ж фірми марки OSNA-7441-K стандартної комплектації з об'ємною продуктивністю $VT = 165 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0458 \text{ м}^3/\text{с}$.

Дійсна масова витрата компресорного агрегату:

$$\Sigma MKM(-25) = \lambda(-25) \cdot \Sigma VKM(-25)/v_{12} = 0,865 \cdot 0,0278/0,83 = 0,029 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma MKM(-32) = \lambda(-32) \cdot \Sigma VKM(-32)/v_{18} = 0,855 \cdot 0,0458/1,12 = 0,035 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність компресорного агрегату:

$$\Sigma N_T(-25) = \Sigma MKM(-25) \cdot wh(-25) = 0,029 \cdot 120 = 3,48 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_T(-32) = \Sigma MKM(-32) \cdot wh(-32) = 0,035 \cdot 170 = 5,95 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність компресорного агрегату:

$$\Sigma N_i(-25) = \Sigma N_T(-25)/\eta_i(-25)$$

$$\Sigma N_i(-32) = \Sigma N_T(-32)/\eta_i(-32)$$

де згідно з літературою рекомендується приймати $\eta_i \approx \lambda$, тому приймаємо $\eta_i(-25) = 0,865$, $\eta_i(-32) = 0,855$.

$$\Sigma N_i(-25) = 3,48/0,865 = 4,02 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_i(-32) = 5,95/0,855 = 6,96 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресорного агрегату (приймаємо $\eta_m = 0,9$):

$$\Sigma N_e(-25) = \Sigma N_i(-25)/\eta_m = 4,02/0,9 = 4,47 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_e(-32) = \Sigma N_i(-32)/\eta_m = 6,96/0,9 = 7,73 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна (приймаємо $\eta_{ел} = 0,9$):

$$\Sigma N_{ел}(-25) = \Sigma N_e(-25)/\eta_{ел} = 4,47/0,9 = 4,96 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{ел}(-32) = \Sigma N_e(-32)/\eta_{ел} = 7,73/0,9 = 8,59 \text{ кВт}$$

Таким чином, необхідно встановити на компресорні агрегати електродвигуни номінальною потужністю 7,5 та 11 кВт відповідно.

Для визначення реального навантаження на конденсаторний апарат знаходимо реальне положення точки 2 через індикаторний ККД:

$$\eta_i = (h_2 - h_1)/(h_2' - h_1)$$

Звідси:

$$h_2' = (h_2 - h_1)/\eta_i + h_1 = (1830 - 1630)/0,861 + 1630 = 1862,3 \text{ кДж/кг}$$

Навантаження на конденсаторний апарат:

$$Q_{КД} = M \cdot (h_2' - h_3) = 0,105 \cdot (1862,3 - 510) = 142 \text{ кВт}$$

Для визначення реального навантаження на маслоохолодник знаходимо реальне положення точок 13 та 19 через індикаторний ККД:

$$\eta_{i-25} = (h_{13} - h_{12})/(h_{13}' - h_{12})$$

$$\eta_{i-32} = (h_{19} - h_{18})/(h_{19}' - h_{18})$$

Звідси:

$$h_{13}' = (h_{13} - h_{12})/\eta_{i-25} + h_{12} = (1740 - 1620)/0,865 + 1620 = 1758,7 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{19}' = (h_{19} - h_{18})/\eta_{i-32} + h_{18} = (1770 - 1600)/0,855 + 1600 = 1798,8 \text{ кДж/кг}$$

Відповідні реальні температури кінця стискання становлять $t_{13}'=60^\circ\text{C}$ та $t_{19}'=75^\circ\text{C}$. Таким чином, встановлення маслоохолодників не передбачається, оскільки за рекомендаціями виробника температура мастила повинна коливатися в межах $60\div 80^\circ\text{C}$.

Конденсаторний апарат

Для конденсації парів аміаку застосовуємо випарні конденсаторні установки.

Відповідно до рекомендацій літературних джерел розрахунок випарних конденсаторних апаратів проводимо за наступною методикою.

Приймаємо, що навантаження на основну секцію конденсаторного апарату становить 92% від сумарного навантаження на конденсатор. Густина теплового потоку $q_F=2,5 \text{ кВт/м}^2$.

Навантаження на конденсаторний апарат, визначене в тепловому розрахунку компресорних установок, $Q_K=142 \text{ кВт}$.

Необхідна площа теплообмінної поверхні основної секції:

$$F_K = 0,92 \cdot Q_K/q_F = 0,92 \cdot 142/2,5 = 52,3 \text{ м}^2$$

Встановлюємо один випарний конденсаторний апарат виробництва фірми Орелхолодмаш марки ЕСА-400 з площею теплообмінної поверхні 120 м². Технічні параметри наведено у таблиці 8.8.

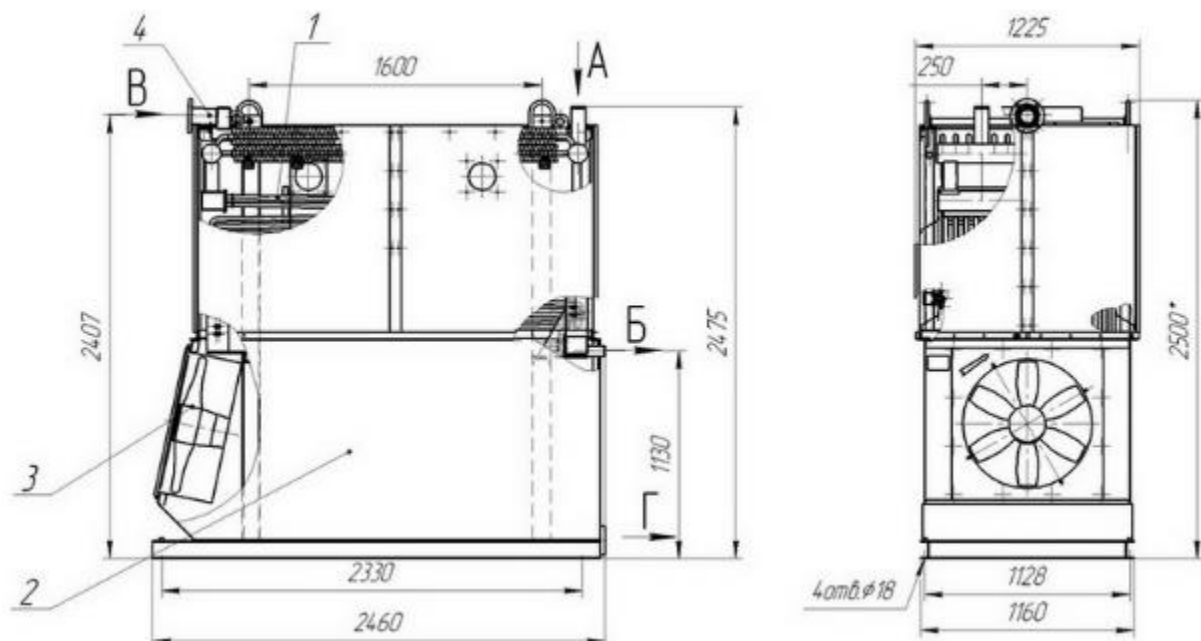


Рис. 8.3. Ескіз випарного конденсаторного апарату ЕСА-400

Випарні апарати

Для охолодження камер передбачається встановлення повітроохолодників з безпосереднім кипінням аміаку.

Схему розподілу температури у випарному апараті представлено на рисунку 8.4.

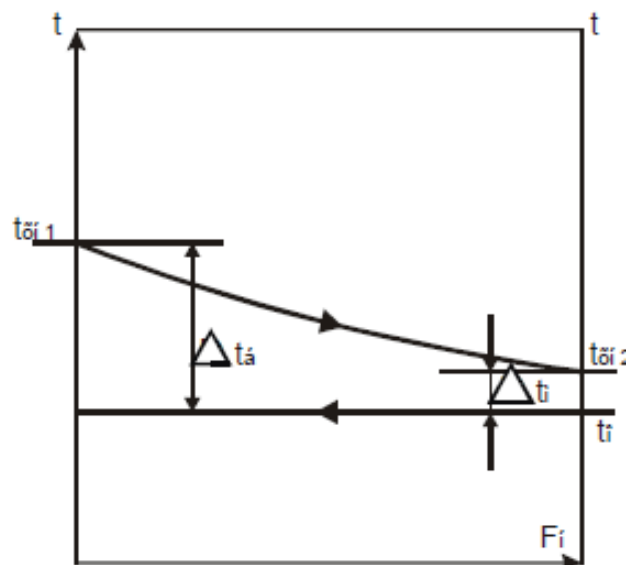


Рис. 8.4. Зміна температури у повітроохолодному апараті

Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

00.MP.142.003.021.ПЗ

Лист

44

Камера зберігання заморожених ягід

З визначення теплового навантаження (таблиця 6.1) на камерне обладнання маємо $\Sigma Q_{\text{обл.}} = 18,1 \text{ кВт}$.

На представленому малюнку $t_{\text{хн1}} = +6^\circ\text{C}$, $t_{\text{хн2}} = +2^\circ\text{C}$, $t_0 = -4^\circ\text{C}$.

Всі розрахунки по підбору обладнання проводимо у програмному забезпеченні фірми виробника Goedhard. За результатами підбору встановлюємо один повітроохолодний апарат ZFB-82408, технічні параметри наведено у таблиці 8.7.

Таблиця 8.7 - Технічні параметри повітроохолодного апарату ZFB-82408

Параметр	Значення
Виконання	Кубічний "на продув"
Холодоносій	R717
Холодопродуктивність, кВт	17,8
Витрата повітря, м³/год	6086
Поверхня, м²	71
Відстань між ребрами, мм	8
Температура в приміщенні, °C	4,0
Температура кипіння, °C	-4,0
Матеріал	Fe/Zn
Кількість вентиляторів	2
Діаметр вентиляторів, мм	400
Швидкість обертання, об./хв	1350
Фази - Напр. - Частота	3-400-50
Потужність підводима, Вт	255
Сила току, А	0,6
Клас захисту	IP44
Рівень шуму - відстань, dB(A)-м	60@3
Довжина x глибина x висота, мм	1656x985x600
Маса (пустого), кг	300
Об'єм, дм³	26,0

Розрахунок діаметрів основних трубопроводів

В даному розрахунку визначаємо гідравлічні втрати трубопроводів циркуляційної води, трубопроводів подачі та повернення аміаку до охолоджувальних приладів.

Розрахунок трубопровідних систем проводимо для підбору насосного обладнання, тобто визначаємо гідравлічні втрати тих гілок, які безпосередньо контактують з насосними агрегатами.

Визначення діаметрів трубопровідних систем

Трубопроводи циркуляційної води

Вихідні параметри:

- об'ємна витрата води, що надходить до компресорних установок ($1 \text{ м}^3/\text{год}$), одночасно працює 2 компресорні агрегати другого ступеня
- витрата води через випарний конденсаторний апарат $20,5 \text{ м}^3/\text{год}$

$$VKM = 1 \cdot 2 + 20,5 = 22,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

- швидкість руху води $\omega = 1 \text{ м/с}$

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$DB = \sqrt[4]{(4 \cdot VKM / (\pi \cdot \omega \cdot 3600))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 22,5 / (\pi \cdot 1 \cdot 3600))} = 0,089 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр магістрального трубопроводу до і від насосних установок зовнішній діаметр 108 мм, внутрішній - 101 мм, умовним проходом 100 мм та площею перерізу $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Трубопроводи подачі рідкого аміаку від ЦР2 до випарних апаратів

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від ЦР2 до камер $m_3 = 0,0314 \text{ кг/с}$
- швидкість руху аміаку $\omega = 0,3 \text{ м/с}$
- питомий об'єм рідкого аміаку $v = 0,001475 \text{ м}^3/\text{кг}$

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D-32.\text{наг} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_3 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,0314 \cdot 0,001475 / (\pi \cdot 0,3))} = 0,014 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній - 14,8 мм, умовним проходом 16 мм та площею перерізу $0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Трубопроводи подачі рідкого аміаку від ЦР1 до випарних апаратів

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від ЦР1 до камер $m_2=0,021$ кг/с
- швидкість руху аміаку $\omega=0,3$ м/с
- питомий об'єм рідкого аміаку $v=0,001475$ м³/кг

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D_{25.наг} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_2 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,021 \cdot 0,001475 / (\pi \cdot 0,3))} = 0,0115 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній - 14,8 мм, умовним проходом 16 мм та площею перерізу $0,17 \cdot 10^{-3}$ м².

Трубопроводи подачі рідкого аміаку від КЦР до випарного апарату

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від КЦР $m_1=0,033$ кг/с
- швидкість руху аміаку $\omega=0,3$ м/с
- питомий об'єм рідкого аміаку $v=0,001475$ м³/кг

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D_{4.наг} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_1 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,033 \cdot 0,001475 / (\pi \cdot 0,3))} = 0,0143 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо зовнішній діаметр 18 мм, внутрішній - 14,8 мм, умовним проходом 16 мм та площею перерізу $0,17 \cdot 10^{-3}$ м².

Трубопровід повернення рідкого аміаку до ЦР2 від випарних апаратів

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від ЦР2 до камер зберігання $m_3=0,0314$ кг/с
- швидкість руху аміаку $\omega=1,2$ м/с
- питомий об'єм рідкого аміаку $v=0,1$ м³/кг

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D_{32.пов} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_3 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,0314 \cdot 0,1 / (\pi \cdot 1,2))} = 0,0577 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо трубопровідну систему з зовнішнім діаметром 76 мм, внутрішнім - 69 мм та умовним проходом 70 мм та площею перерізу $3,74 \cdot 10^{-3}$ м².

Трубопровід повернення рідкого аміаку до ЦР1 від випарних апаратів

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від ЦР1 до камер зберігання $m_2=0,021$ кг/с
- швидкість руху аміаку $\omega=1,2$ м/с
- питомий об'єм рідкого аміаку $v=0,083$ м³/кг

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D_{25.пов} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_2 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,021 \cdot 0,083 / (\pi \cdot 1,2))} = 0,043 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо трубопровідну систему з зовнішнім діаметром 57 мм, внутрішнім - 50 мм та умовним проходом 50 мм та площею перерізу $1,96 \cdot 10^{-3}$ м².

Трубопроводи подачі рідкого аміаку до КЦР від випарних апаратів

Вихідні параметри:

- масова витрата аміаку, що надходить від КЦР $m_1=0,033$ кг/с
- швидкість руху аміаку $\omega=1,2$ м/с
- питомий об'єм рідкого аміаку $v=0,035$ м³/кг

Необхідний діаметр трубопровідної системи:

$$D_{4.пов} = \sqrt[4]{(4 \cdot m_1 \cdot v / (\pi \cdot \omega))} = \sqrt[4]{(4 \cdot 0,033 \cdot 0,035 / (\pi \cdot 1,2))} = 0,035 \text{ м}$$

Таким чином, приймаємо зовнішній діаметр 38 мм, внутрішній - 34 мм та умовним проходом 32 мм та площею перерізу $0,91 \cdot 10^{-3}$ м².

Ресиверні апарати

Циркуляційний ресивер №2

Для розрахунку приймаємо, що в камерному обладнанні застосовується нижня подача аміаку. Тоді:

$$V_{Ц.Р.} = K \cdot (V_{н.т} + 0,2 \cdot V_{В.О.} + 0,3 \cdot V_{В.т})$$

де $V_{н.т}$ - внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насосного агрегату, $V_{В.т}$ - внутрішній об'єм трубопровідних систем поєднаного всмоктування парів та зливу рідини.

Приймаємо, що буде встановлено горизонтальний апарат, що поєднує функції відділювача рідини, з рідинним стояком. Відповідно до цього коефіцієнт $K=3$. Робоче заповнення ресиверного апарату складає 30%.

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насосного агрегату.

Розрахований діаметр трубопровідної системи від аміачного насосного агрегату до охолоджувальних приладів $d_{вн}=14,8$ мм.

Довжина нагнітального трубопроводу $L_{н.т}=15$ м.

Тоді:

$$V_{н.т} = L_{н.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2 / 4 = 15 \cdot \pi \cdot 0,0148^2 / 4 = 0,00258 \text{ м}^3$$

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм трубопровідних систем поєданого всмоктування парів та зливу рідини. Діаметр трубопровідної системи до циркуляційного ресивера від охолоджувальних приладів $d_{вн}=69$ мм. Довжина зворотного трубопроводу $L_{в.т} = 15$ м.

$$V_{в.т} = L_{в.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2 / 4 = 15 \cdot \pi \cdot 0,069^2 / 4 = 0,0561 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм повітроохолодників, які обслуговуються даним циркуляційним ресивером.

$$V_{в.о.} = 1 \cdot 0,106 = 0,106 \text{ м}^3$$

Тоді місткість ресиверного апарату складає:

$$V_{ц.р.2} = 3 \cdot (0,00258 + 0,2 \cdot 0,106 + 0,3 \cdot 0,0561) = 0,122 \text{ м}^3$$

Приймаємо для встановлення 1 циркуляційний ресиверний апарат 0,75РД фірми «Орелхолодмаш» з наступними параметрами:

- ємність 0,794 м³
- діаметр 630 мм
- товщина стінки 10 мм
- довжина 3109 мм
- діаметр патрубка входу рідкого аміаку 32 мм
- діаметр патрубка виходу рідкого аміаку 32 мм
- до зрівноважувальної лінії 25 мм
- злив мастила 10 мм

- до запобіжного клапана 20 мм
- до аміачного насосного агрегату 80 мм
- маса 589 кг

Циркуляційний ресивер №1

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насосного агрегату.

Розрахований діаметр трубопровідної системи від аміачного насосного агрегату до охолоджувальних приладів $d_{вн}=14,8$ мм.

Довжина нагнітального трубопроводу $L_{н.т}=55$ м.

$$\text{Тоді } V_{н.т} = L_{н.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2/4 = 55 \cdot \pi \cdot 0,0148^2/4 = 0,00946 \text{ м}^3$$

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм трубопровідних систем поєднаного всмоктування парів та зливу рідини. Діаметр трубопровідної системи до циркуляційного ресивера від охолоджувальних приладів $d_{вн}=50$ мм. Довжина зворотного трубопроводу $L_{в.т} = 55$ м.

$$V_{в.т} = L_{в.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2/4 = 55 \cdot \pi \cdot 0,05^2/4 = 0,108 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм повітроохолодників, які обслуговуються даним циркуляційним ресивером.

$$V_{в.о.} = 5 \cdot 0,02 = 0,1 \text{ м}^3$$

Тоді місткість ресиверного апарату складає:

$$V_{Ц.Р.1} = 3 \cdot (0,00946 + 0,2 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,108) = 0,186 \text{ м}^3$$

Приймаємо для встановлення 1 циркуляційний ресиверний апарат 0,75РД фірми «Орелхолодмаш».

Компаундно-циркуляційний ресивер

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насосного агрегату.

Приймаємо діаметр трубопровідної системи від аміачного насосного агрегату до охолоджувальних приладів $d_{вн}=14,8$ мм.

Довжина нагнітального трубопроводу $L_{н.т}=60$ м

Тоді:

$$V_{н.т} = L_{н.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2 / 4 = 60 \cdot \pi \cdot 0,0148^2 / 4 = 0,01 \text{ м}^3$$

Визначаємо (орієнтовно) внутрішній об'єм трубопроводних систем поєднаного всмоктування парів та зливу рідини. Діаметр трубопроводної системи до циркуляційного ресивера від охолоджувальних приладів $d_{вн}=34$ мм. Довжина зворотного трубопроводу $L_{в.т} = 60$ м.

$$V_{в.т} = L_{в.т} \cdot \pi \cdot (d_{вн})^2 / 4 = 60 \cdot \pi \cdot 0,034^2 / 4 = 0,0545 \text{ м}^3$$

Об'єм теплообмінних апаратів:

$$V_{т.о.} = 0,026 + 0,026 + 0,007 + 0,014 + 3 \cdot 0,01 + 0,008 = 0,111 \text{ м}^3$$

Тоді місткість ресиверного апарату складає:

$$V_{к.ц.р.} = 3 \cdot (0,01 + 0,2 \cdot 0,111 + 0,3 \cdot 0,0545) = 0,067 \text{ м}^3$$

Приймаємо для встановлення 1 компаундно-циркуляційний ресиверний апарат 0,75РД фірми «Орелхолодмаш» внутрішнім об'ємом 0,77 м³.

Лінійний ресивер

За рахунок нижньої подачі аміаку до випарних апаратів, необхідний об'єм лінійного ресиверного апарату становитиме:

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot \Sigma V_{п.о.} = 0,6 \cdot (0,106 + 0,1 + 0,111) = 0,19 \text{ м}^3$$

Приймаємо для встановлення 1 лінійний ресиверний апарат 0,4РВ фірми «Орелхолодмаш» з наступними характеристиками:

- ємність 0,450 м³
- діаметр 530 мм
- товщина стінки 10 мм
- довжина 2520 мм
- діаметр патрубку входу рідкого аміаку 20 мм
- діаметр патрубку виходу рідкого аміаку 20 мм
- до зрівноважувальної лінії 25 мм
- злив мастила 10 мм
- до запобіжного клапана 15 мм
- маса 340 кг

Дренажний ресивер

Цей ресиверний апарат обираємо за загальним об'ємом системи.

За попередніми розрахунками виходить, що загальний вміст аміаку в системі без вмісту лінійного ресиверного апарату $0,374 \text{ м}^3$ і враховуючи заповнення ресиверних апаратів на 80%, необхідний об'єм дренажного ресиверного апарату становитиме:

$$V_{Д.Р} = 1,2 \cdot V = 1,2 \cdot 0,374 = 0,45 \text{ м}^3$$

Встановлюємо 1 дренажний ресиверний апарат 0,75РД.

Відділювачі рідини

Відділювачів рідини не підбираємо, оскільки парова фаза на компресорні установки надходить з циркуляційних ресиверів, які суміщають функцію відділювача рідини.

Маслововідділювачі

Маслововідділювачі підбираємо за діаметром нагнітального трубопроводу компресорних установ та перевіряємо за масовою продуктивністю компресорних агрегатів.

Гвинтові компресорні агрегати першого ступеня стискування мають діаметр нагнітального патрубку ДУ50 і відповідні масові продуктивності за розрахункового режиму $\Sigma \text{МКМ}(-25)=0,029 \text{ кг/с}=104,4 \text{ кг/год}$, $\Sigma \text{МКМ}(-32)=0,035 \text{ кг/с}=126 \text{ кг/год}$. Приймаємо однакові маслововідділювачі фірми Bitzer OA1854A з наступними характеристиками:

- максимальна масова витрата аміаку - 406 кг/год
- загальна ширина - 352 мм
- загальна глибина - 516 мм
- загальна висота - 724 мм
- діаметр вхідного патрубку - ДУ50
- діаметр патрубку виходу аміаку - ДУ40

Поршневі компресорні агрегати другого ступеня стискування мають діаметр нагнітального патрубку ДУ40 і масову продуктивність за розрахункового режиму $\Sigma \text{МКМ}(-4)=0,067 \text{ кг/с}=241,2 \text{ кг/год}$. Приймаємо однакові маслововідділювачі фірми Bitzer OA1854A, який є найменшим за типорозмірами і відповідає всім вимогам.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						52
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Маслозбірник

В якості маслозбірника приймаємо маслозаправочну ємність 60МЗС з наступними характеристиками:

- ємність 60 л
- діаметр 325 мм
- товщина стінки 9 мм
- висота 1280 мм
- маса 85 кг

Гідравлічний розрахунок трубопровідних систем

Циркуляційна вода

Схема циркуляційного водопостачання включає: вихід води з резервуара ($\xi_m=0,5$), 5 засувок ($\xi_m=0,5$), 2 фільтруючих пристроїв ($\xi_m=5$), зворотний клапан ($\xi_m=5$), 2 компресорні установки ($\xi_m=10$), 15 колін ($\xi_m=1$), 3 трійники ($\xi_m=1$) та 2 трубопровідні лінії однакової довжини ($L_2=L_1=60$ м).

Швидкість водного потоку задана раніше.

Динамічний напір:

$$\rho \cdot \omega^2 / 2 = 1000 \cdot 1^2 / 2 = 500 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = (\omega_1 \cdot d_{вн1} \cdot \rho) / \mu = (1 \cdot 0,101 \cdot 997) / (0,9 \cdot 10^{-3}) = 111886$$

Всі коефіцієнти прийняті з таблиці 16.5 літературного джерела.

Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт $K=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{трп1} = 0,11 \cdot [(k/d_{вн1}) + (64/Re_1)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,101) + (64/111886)]^{0,25} = 0,097$$

Місцеві гідравлічні втрати загальної системи:

$$Z = \sum \xi_m \cdot \rho \cdot \omega^2 / 2 = (0,5 + 5 \cdot 0,5 + 2 \cdot 5 + 5 + 2 \cdot 10 + 15 \cdot 1 + 3 \cdot 1) \cdot 500 = 28000 \text{ Па}$$

Втрати напору на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_{трп1} = \lambda_{трп1} \cdot (\rho \cdot \omega^2 / 2) \cdot (L_1 / d_{вн1}) = 0,097 \cdot 500 \cdot (60 / 0,101) = 28692 \text{ Па}$$

Загальні гідравлічні втрати складають:

$$\Delta p = 2 \cdot \Delta p_{трп1} + Z = 2 \cdot 28692 + 28000 = 85,4 \text{ кПа}$$

Приймаємо висоту подачі циркуляційної води $h_{п}=7,5$ м, висота всмоктування рідини $h_{вс}=0$ м.

Необхідний напір насосного агрегату:

$$H = h_{п} + h_{вс} + \Delta p / (\rho \cdot g) = 7,5 + 0 + 85383 / (997 \cdot 9,81) = 16,3 \text{ м}$$

Втрати на ЦР№2

Схема циркуляції аміаку від ЦР до випарних апаратів та назад включає: вихід аміаку з ЦР ($\xi_{м}=0,5$), 5 вентилів ($\xi_{м}=5$), 1 фільтруючий пристрій ($\xi_{м}=5$), 1 зворотний клапан ($\xi_{м}=5$), 1 теплообмінний апарат ($\xi_{м}=10$), 5 колін ($\xi_{м}=1$) та 2 трубопровідні лінії ($L_1=L_2=15$ м).

Динамічний напір:

подача: $\rho \cdot \omega_1^2 / 2 = (677,81 \cdot 0,3^2) / 2 = 30,5 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$

повернення: $\rho \cdot \omega_2^2 / 2 = (677,81 \cdot 1,2^2) / 2 = 488 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = (\omega_1 \cdot dy_1 \cdot \rho) / \mu = (0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 327830$$

$$Re_2 = (\omega_2 \cdot dy_2 \cdot \rho) / \mu = (1,2 \cdot 0,069 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 6113580$$

Всі коефіцієнти прийняті з таблиці 1 літературного джерела.

Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт $K=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{трп1} = 0,11 \cdot [(k/dy_1) + (64/Re_1)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,0148) + (64/327830)]^{0,25} = 0,1561$$

$$\lambda_{трп2} = 0,11 \cdot [(k/dy_2) + (64/Re_2)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,069) + (64/6113580)]^{0,25} = 0,106$$

Місцеві гідравлічні втрати загальної системи:

$$Z_H = \sum \xi_{м} \cdot \rho \cdot \omega_1^2 / 2 = (0,5 + 5 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 1 \cdot 10 + 5 \cdot 1) \cdot 488 = 24644 \text{ Па}$$

Втрати напору на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_{трп1} = \lambda_{трп1} \cdot (\rho \cdot \omega_1^2 / 2) \cdot (L_1 / dy_1) = 0,1561 \cdot 30,5 \cdot (15 / 0,0148) = 4825,4 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{трп2} = \lambda_{трп2} \cdot (\rho \cdot \omega_2^2 / 2) \cdot (L_2 / dy_2) = 0,106 \cdot 488 \cdot (15 / 0,069) = 11245,2 \text{ Па}$$

Загальні гідравлічні втрати складають:

$$\Delta p = \Delta p_{трп1} + \Delta p_{трп2} + Z_H = 4825,4 + 11245,2 + 24644 = 40714,6 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосного агрегату:

$$H = \Delta p / (\rho \cdot g) = 40714,6 / (677,81 \cdot 9,81) = 6,12 \text{ м}$$

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		54

Втрати на ЦР№1

Схема циркуляції аміаку від ЦР до випарних апаратів та назад включає: вихід аміаку з ЦР ($\xi_m=0,5$), 37 вентилів ($\xi_m=5$), 17 фільтрів ($\xi_m=5$), 1 зворотний клапан ($\xi_m=5$), 16 теплообмінних апаратів ($\xi_m=10$), 100 колін ($\xi_m=1$), 50 трійників ($\xi_m=1$) та 2 трубопровідні лінії ($L_1=L_2=150$ м).

Динамічний напір:

$$\text{подача: } \rho \cdot \omega_1^2 / 2 = (677,81 \cdot 0,3^2) / 2 = 30,5 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$$

$$\text{повернення: } \rho \cdot \omega_2^2 / 2 = (677,81 \cdot 1,2^2) / 2 = 488 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = (\omega_1 \cdot dy_1 \cdot \rho) / \mu = (0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 327830$$

$$Re_2 = (\omega_2 \cdot dy_2 \cdot \rho) / \mu = (1,2 \cdot 0,05 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 4430131$$

Всі коефіцієнти прийняті з таблиці 1 літературного джерела.

Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт $K=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{трп1}} = 0,11 \cdot [(k/dy_1) + (64/Re_1)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,0148) + (64/327830)]^{0,25} = 0,156$$

$$\lambda_{\text{трп2}} = 0,11 \cdot [(k/dy_2) + (64/Re_2)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,05) + (64/4430131)]^{0,25} = 0,115$$

Місцеві гідравлічні втрати загальної системи:

$$Z_H = \sum \xi_m \cdot \rho \cdot \omega_1^2 / 2 = (0,5 + 37 \cdot 5 + 17 \cdot 5 + 1 \cdot 5 + 16 \cdot 10 + 100 \cdot 1 + 50 \cdot 1) \cdot 488 = 285724 \text{ Па}$$

Втрати напору на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_{\text{трп1}} = \lambda_{\text{трп1}} \cdot (\rho \cdot \omega_1^2 / 2) \cdot (L_1 / dy_1) = 0,156 \cdot 30,5 \cdot (55 / 0,0148) = 17692 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\text{трп2}} = \lambda_{\text{трп2}} \cdot (\rho \cdot \omega_2^2 / 2) \cdot (L_2 / dy_2) = 0,115 \cdot 488 \cdot (55 / 0,05) = 83788 \text{ Па}$$

Загальні гідравлічні втрати складають:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{трп1}} + \Delta p_{\text{трп2}} + Z_H = 17692 + 83788 + 285724 = 387204 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосного агрегату:

$$H = \Delta p / (\rho \cdot g) = 387204 / (677,81 \cdot 9,81) = 58,2 \text{ м}$$

Втрати на КЦР

Схема циркуляції аміаку від КЦР до випарних апаратів та назад включає: вихід аміаку з КЦР ($\xi_m=0,5$), 21 вентиль ($\xi_m=5$), 2 фільтруючі пристрої ($\xi_m=5$), 2 зворотні клапани ($\xi_m=5$), 8 теплообмінних апаратів ($\xi_m=10$), 22 коліна ($\xi_m=1$), 10 трійників ($\xi_m=1$) та 2 трубопровідні лінії ($L_1=L_2=150$ м).

Швидкістю аміаку задалися раніше.

Динамічний напір:

$$\text{подача: } \rho \cdot \omega_1^2 / 2 = (677,81 \cdot 1,2^2) / 2 = 30,5 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$$

$$\text{повернення: } \rho \cdot \omega_2^2 / 2 = (677,81 \cdot 0,3^2) / 2 = 488 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2)$$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = (\omega_1 \cdot dy_1 \cdot \rho) / \mu = (0,3 \cdot 0,0148 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 327830$$

$$Re_2 = (\omega_2 \cdot dy_2 \cdot \rho) / \mu = (1,2 \cdot 0,034 \cdot 677,81) / (0,918 \cdot 10^{-5}) = 3012489$$

Всі коефіцієнти прийняті з таблиці 1 літературного джерела.

Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт $K=0,06$ для нових сталевих труб):

$$\lambda_{\text{трп1}} = 0,11 \cdot [(k/dy_1) + (64/Re_1)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,0148) + (64/327830)]^{0,25} = 0,156$$

$$\lambda_{\text{трп2}} = 0,11 \cdot [(k/dy_2) + (64/Re_2)]^{0,25} = 0,11 \cdot [(0,06/0,034) + (64/3012489)]^{0,25} = 0,127$$

Місцеві гідравлічні втрати загальної системи:

$$Z_H = \sum \xi_m \cdot \rho \cdot (\omega_1)^2 / 2 = (0,5 + 21 \cdot 5 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 5 + 8 \cdot 10 + 22 \cdot 1 + 10 \cdot 1) \cdot 488 = 115900 \text{ Па}$$

Втрати напору на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_{\text{трп1}} = \lambda_{\text{трп1}} \cdot (\rho \cdot \omega_1^2 / 2) \cdot (L_1 / dy_1) = 0,156 \cdot 30,5 \cdot (60 / 0,0148) = 19289 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\text{трп2}} = \lambda_{\text{трп2}} \cdot (\rho \cdot \omega_2^2 / 2) \cdot (L_2 / dy_2) = 0,127 \cdot 488 \cdot (60 / 0,034) = 109369 \text{ Па}$$

Загальні гідравлічні втрати складають:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{трп1}} + \Delta p_{\text{трп2}} + Z_H = 19289 + 109369 + 115900 = 244558 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосного агрегату:

$$H = \Delta p / (\rho \cdot g) = 244558 / (677,81 \cdot 9,81) = 36,8 \text{ м}$$

Підбір насосних агрегатів

Підбір насосного агрегату циркуляційної води

З попередніх розрахунків маємо необхідну подачу $V_{KM}=22,5 \text{ м}^3/\text{год}=6,25 \text{ л/с}$, необхідний напір $H=16,3 \text{ м}$.

Приймаємо для встановлення два насосні агрегати в паралель (один робочий, другий резервний). Одноступеневі відцентрові насосні агрегати марки K20/306 (об'ємна подача $8,0 \text{ л/с}$, напір 15 м , ККД 58%) з частотою обертання валу 2900 хв^{-1} та потужністю електродвигуна $2,2 \text{ кВт}$.

Підбір аміачного насосного агрегату до ЦР№2

З попередніх розрахунків маємо необхідну подачу $V=0,0014 \text{ м}^3/\text{с}=5,04 \text{ м}^3/\text{год}$, необхідний напір $H=6,12 \text{ м}$.

Приймаємо для встановлення два насосні агрегати в паралель, один робочий, другий у резерв. Відкриті електронасосні агрегати фірми WITT GP51A з частотою обертання валу 960 хв^{-1} та потужністю електродвигуна $1,5 \text{ кВт}$. Характеристики: подача $V=2,5-6,5 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=17-2 \text{ м}$ рідкого аміаку.

Підбір аміачного насосного агрегату до ЦР№1

З попередніх розрахунків маємо необхідну подачу $V=0,0014 \text{ м}^3/\text{с}=5,04 \text{ м}^3/\text{год}$, необхідний напір $H=58,2 \text{ м}$.

Приймаємо для встановлення два насосні агрегати в паралель, один робочий, другий у резерв. Відкриті електронасосні агрегати фірми WITT GP52 з частотою обертання валу 1450 хв^{-1} та потужністю електродвигуна $5,5 \text{ кВт}$. Характеристики: подача $V=5-16,5 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=70-2 \text{ м}$ рідкого аміаку.

Підбір аміачного насосного агрегату до КЦР

З попередніх розрахунків маємо необхідну подачу $V=5 \text{ м}^3/\text{год}$, необхідний напір $H=36,8 \text{ м}$.

Приймаємо для встановлення два насосні агрегати в паралель, один робочий, другий у резерв, такі самі як і для ЦР№1.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						57
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Висновки

Вибір холодоагенту для холодильних систем є ключовим чинником, що впливає на енергоефективність, безпеку та екологічні характеристики системи. Ось кілька важливих аспектів, чому обрання холодоагенту R507A є доцільним:

Екологічні характеристики:

R507A є сумішшю гідрофторвуглеців (HFC), що характеризується нульовим впливом на озоновий шар ($ODP=0$) та помірним потенціалом глобального потепління ($GWP\approx 3985$).

Хоча аміак (R717) є більш екологічно чистим холодоагентом з точки зору парникового ефекту ($GWP=0$), його використання на даному об'єкті є неприйнятним з міркувань безпеки. Оскільки об'єкт розташований в межах населеного пункту, а в поточних умовах існує загроза обстрілів, застосування вибухонебезпечного та токсичного аміаку створює неприпустимі ризики для населення. У випадку пошкодження системи внаслідок обстрілу, витік аміаку може призвести до масового ураження людей.

Тому, з огляду на вимоги безпеки в умовах воєнного стану та розташування об'єкта в густонаселеній зоні, вибір R507A є обґрунтованим компромісним рішенням, яке забезпечує достатню екологічність при значно вищому рівні безпеки експлуатації.

Простота експлуатації та обслуговування:

Системи на R507A мають менші вимоги до спеціалізованих умов експлуатації та обслуговування в порівнянні з системами на аміачних холодоагентах. Аміак вимагає більш строгих стандартів безпеки, в тому числі витримки специфічних матеріалів, що обмежує його використання у певних типах установок, особливо в міських умовах.

Вартість і доступність:

Капітальні інвестиції: Початкові капітальні витрати на реалізацію системи з аміаком (R717) є значно вищими порівняно з R507A. Це обумовлено необхідністю використання спеціалізованого обладнання з підвищеною міцністю та стійкістю до аміаку, застосування дорожчих конструкційних матеріалів (сталь замість міді або

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						58
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

алюмінію), встановлення додаткових систем безпеки, таких як детектори витоку, аварійна вентиляція та системи нейтралізації, а також дотримання суворіших вимог до приміщень та обладнання згідно з нормами роботи з небезпечними речовинами.

Обладнання для R507A є стандартизованим та масово виробляється для комерційних холодильних систем, що робить його більш доступним та знижує початкові капіталовкладення.

Експлуатаційні витрати (вартість одиниці холоду): Водночас, вартість одиниці виробленого холоду при використанні аміаку є нижчою завдяки вищій енергоефективності R717, що забезпечує нижче споживання електроенергії на 1 кВт холоду, кращим теплофізичним властивостям аміаку та нижчій вартості самого холодоагенту.

Висновок: Вибір R507A є економічно виправданим для даного об'єкта, оскільки нижчі капітальні інвестиції компенсують дещо вищі експлуатаційні витрати, особливо з урахуванням додаткових вимог безпеки в умовах розташування об'єкта в межах населеного пункту.

9. ПІДБІР ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Визначення конденсаторів здійснюється з використанням програмного комплексу GPS.EU Customer.

Підбір конденсатора для флюїдизаційної системи

Теплове навантаження складає $Q_k = 315,8$ кВт.

Визначаємо площу теплопередавальної поверхні за співвідношенням:

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t_{cp}) = 315800 / (350 \times 3) = 301,7 \text{ м}^2$$

де:

- Q_k – показник теплового навантаження на конденсатор, Вт;
- k – показник теплопередачі конденсатора (залежить від типу конструкції), Вт/(м²·°C);
- Δt_{cp} – середньоарифметична різниця температур між холодоагентом, що конденсується, та охолоджувальним середовищем, °C.

Встановлюємо: Thermokey KH1580.B

Підбір конденсатора для заморожувальних камер

Розрахункове теплове навантаження: $Q_k = 62,15$ кВт.

Обчислення площі теплообмінної поверхні:

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t_{cp}) = 62150 / (350 \times 3) = 59,2 \text{ м}^2$$

Застосовуємо: Thermokey KH1163.C

Підбір конденсатора для камер зберігання

Теплове навантаження на апарат: $Q_k = 32,7$ кВт.

Розрахунок площі теплообміну:

$$F = Q_k / (k \cdot \Delta t_{cp}) = 32700 / (350 \times 3) = 31,2 \text{ м}^2$$

Обираємо: Thermokey KH1250.A

10. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ТЕПЛООБМІННОГО УСТАТКУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИМІЩЕНЬ

Обчислення апаратів для камери зберігання заморожених ягід

Потрібна поверхня апарата повітряного охолодження визначається за формулою:

$$F = Q_{об}/(k \cdot \Delta t) = 20850/(13 \times 10) = 160,4 \text{ м}^2$$

Здійснюємо вибір повітроохолоджувача та вносимо параметри до таблиці.

Інші апарати повітряного охолодження розраховуються аналогічним чином.

Таблиця 10. Теплообмінне устаткування холодильних приміщень

Приміщення	Тип повітроохолоджувача	Теплове навантаження, кВт	Площа теплопередавальної поверхні, м²	Довжина повітряного струменя, м	Кількість вентиляторів	Потужність вентиляторів, кВт	Об'єм витрата повітря, м³/год	Маса обладнання, кг
Заморозувальне відділення	AGHN 080.2H/212-AHS/24P.E	20,85	265,7	44	2	0,4	15085	532
Підготовче відділення	S-GHN 040.2F/14-ANW50.E	5,3	49	10	1	0,4	2810	57

Експед иційна зона	S-GHN 040.2F/14- ANW50.E	2,0	49	10	1	0,4	281 0	57
Камера зберіга ння №1	AGHN 080.2H/21 2- AHS/24P.E	5,7	265,7	44	2	0,4	150 85	532
Камера зберіга ння №2	AGHN 080.2H/21 2- AHS/24P.E	24,6	265,7	44	2	0,4	150 85	532

11. ПІДБІР ДОДАТКОВОГО УСТАТКУВАННЯ

Визначення лінійного ресивера

Об'єм лінійного ресивера обчислюється за наступним співвідношенням:

$$V_{\text{лр}} = (0,3 \cdot V_{\text{вип}}) / 0,5 \times 1,2 = (0,3 \times 0,25) / 0,5 \times 1,2 = 0,18 \text{ м}^3$$

де:

- $V_{\text{вип}}$ – об'єм випарної системи, м^3
- 0,5 – коефіцієнт, що враховує норму заповнення ресивера при експлуатації (50% від загального об'єму)
- 1,2 – коефіцієнт запасу

Застосовуємо: вертикальний рідинний ресивер GVN V10A.200.A5.A5.F4.H6 (технічні дані наведено у додатку).

Визначення масловіддільників

Вибір масловіддільника здійснюється відповідно до діаметра нагнітального патрубку компресора.

Встановлюємо: масловіддільники виробництва ALCO Controls:

- 1 шт. масловіддільник OSH 617
- 1 шт. масловіддільник OSH 613
- 3 шт. масловіддільників OSH 617

12. ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ У ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМАХ

Розрахункова швидкість руху холодоагенту на напірній магістралі: $\omega = 0,3 \div 0,5$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,5$ м/с

$$\dot{m} = Q_0/q_0 = 64/(1415-42) = 0,047 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt{(4 \times 0,047)/(3,14 \times 685 \times 0,5)} = 0,012 \text{ м}$$

Приймаємо: $d_{\text{вн}} = 13,8$ мм

Розрахункова швидкість руху на всмоктувальній магістралі: $\omega = 0,6 \div 1,2$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,9$ м/с

$$\rho = 1/v = 1/0,3 = 3,3 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt{(4 \times 0,047)/(3,14 \times 3,3 \times 0,9)} = 0,136 \text{ м}$$

Приймаємо: $d_{\text{вн}} = 140$ мм

Обчислення внутрішнього діаметра трубопроводу на рідинній лінії при температурі випаровування -18°C

Розрахункова швидкість на напірній магістралі: $\omega = 0,3 \div 0,5$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,5$ м/с

$$\dot{m} = Q_0/q_0 = 17,6/(1429-87) = 0,013 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt{(4 \times 0,013)/(3,14 \times 672,5 \times 0,5)} = 0,0067 \text{ м}$$

Приймаємо: $d_{\text{вн}} = 10,0$ мм

Розрахункова швидкість на всмоктувальній магістралі: $\omega = 0,6 \div 1,2$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,9$ м/с

$$\rho = 1/v = 1/0,2 = 5 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt{(4 \times 0,013)/(3,14 \times 5 \times 0,9)} = 0,059 \text{ м}$$

Приймаємо: $d_{\text{вн}} = 64$ мм

Визначення внутрішнього діаметра трубопроводу на рідинній магістралі при температурі кипіння 0°C

Розрахункова швидкість руху на напірній лінії: $\omega = 0,3 \div 0,5$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,5$ м/с

$$\dot{m} = Q_0/q_0 = 12,5/(1454-172) = 0,0098 \text{ кг/с}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt[4]{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt[4]{(4 \times 0,0098)/(3,14 \times 647 \times 0,5)} = 0,0058 \text{ м}$$

Встановлюємо: $d_{\text{вн}} = 10,0$ мм

Розрахункова швидкість на всмоктувальній лінії: $\omega = 0,6 \div 1,2$ м/с

Приймаємо: $\omega = 0,9$ м/с

$$\rho = 1/v = 1/0,09 = 11,1 \text{ кг/м}^3$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt[4]{(4 \times \dot{m})/(\pi \times \rho \times w)} = \sqrt[4]{(4 \times 0,0098)/(3,14 \times 11,1 \times 0,9)} = 0,033 \text{ м}$$

Встановлюємо: $d_{\text{вн}} = 37$ мм

Обчислення гідравлічних втрат

$$\omega = 0,5 \text{ м/с}$$

$$Z = 36,5 \times (685 \times 0,5^2)/2 = 3125 \text{ Па}$$

$$Re = (\omega \times d_{\text{вн}})/\nu = (0,5 \times 0,013)/(3,91 \times 10^{-7}) = 16615$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \times (k/d_{\text{вн}} + 64/Re)^{0,25} = 0,11 \times (0,06/0,013 + 64/16615)^{0,25} = 0,141$$

Втрати тиску від тертя по довжині трубопроводу 14,5 м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R = (0,141/0,013) \times (685 \times 0,5^2)/2 \times 14,5 = 4425 \text{ Па}$$

Сумарна втрата тиску:

$$\Delta P = 4425 + 3125 = 7550 \text{ Па}$$

13. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

13.1 Специфікація замовлення на устаткування

Специфікація замовлення на устаткування холодильної системи представлена у таблиці 13.1.

Таблиця 13.1 - Специфікація замовлення на устаткування холодильної системи

№ п	Найменування устаткування	Виробник	Вартість одиниці, тис. грн	Вартість транспортування та упаковки, тис. грн	Кількість, шт	Загальна вартість, тис. грн
1	Флюїдизаційна установка	ОАО "ГРАН"	4850	285	1	5135
2	Компресорний агрегат	GEA Bock	420	45	3	1395
3	Компресорний агрегат	GEA Bock	285	28	1	313
4	Компресорний агрегат	GEA Bock	95	12	1	107
5	Конденсаторна установка	Guentner	980	75	1	1055
6	Конденсаторна установка	Guentner	485	42	1	527
7	Конденсаторна установка	Guentner	125	18	1	143
8	Апарат повітряного охолодження	Guentner	465	35	2	1000
9	Апарат повітряного охолодження	Guentner	235	22	2	514
10	Апарат повітряного охолодження	Guentner	98	12	1	110
11	Рідинний ресивер	GVN	45	5	1	50
12	Масловідокремлювач	ALCO Contr	18	3	3	63
13	Масловідокремлювач	ALCO Contr	9	2	1	11

14	Трубопровідна система, арматура та система автоматизації	-	30%	0	1	3397
	Загальна сума					13820

13.2 Обчислення кількості виробленого холоду

Тривалість роботи устаткування при максимальному завантаженні становить 5400 годин протягом року. Обсяг виробленого приведенного холоду за рік складатиме:

$$Q = \Sigma Q_0 \cdot k \cdot n / 4,187 = (142 \times 1,1 \times 5400) / 4,187 + (39,1 \times 1,07 \times 5400) / 4,187 + (35,4 \times 1,05 \times 5400) / 4,187 + (11,2 \times 1,05 \times 5400) / 4,187 = 318765 \text{ кВт}$$

де:

- k - коефіцієнт обліку втрат у трубопровідних системах та апаратах
- Q_0 - холодопродуктивність компресорної установки в робочих умовах, кВт
- n - тривалість роботи одного компресора, год.

13.3 Витратна частина на електричну енергію

За цією статтею визначаються витрати на силову електроенергію для приводів компресорних агрегатів, насосного устаткування та вентиляторів, встановлених на основному холодильному обладнанні.

Річне споживання електричної енергії обчислюється за співвідношенням:

$$W = \Sigma N_e \times K_c \times n$$

де:

- N_e - номінальна потужність електродвигуна, кВт
- K_c - коефіцієнт використання (0,7)
- n - тривалість роботи устаткування при робочих умовах, год

Перелік електроприводів, їх технічні характеристики та обчислення витрат електричної енергії представлені у таблиці 13.2.

Таблиця 13.2 - Перелік електроприводів, їх технічні характеристики та обчислення витрат електричної енергії

№ п/п	Найменування устаткування	Робоча потужність, кВт	Кількість, шт	Тривалість роботи, год	Споживання електроенергії, кВт·год
1	Компресорний агрегат	24,5	3	1200	88200
2	Компресорний агрегат	17,9	1	5400	96660
3	Компресорний агрегат	4,98	1	1200	5976
4	Електродвигуни вентиляторів конденсатора	0,37	10	3000	11100
5	Електродвигуни вентиляторів апаратів повітряного охолодження	0,37	4	3000	4440
6	Електродвигуни вентиляторів апаратів повітряного охолодження	0,37	2	3000	2220
7	Електродвигуни вентиляторів апаратів повітряного охолодження	0,21	1	3000	630
8	Флюїдизаційна установка	30,6	1	1200	36720

Загальне річне споживання електроенергії: 245946 кВт·год

Тариф на електроенергію становить 4,32 грн за кВт·год. Таким чином, витрати на оплату електричної енергії складуть: $245946 \times 4,32 = 1062$ тис. грн.

13.4 Витратна частина на поповнення системи холодоагентом

Ці витрати перебувають у прямій залежності від продуктивності компресорних агрегатів. Норма витрати холодоагенту на охолодження з проміжним охолодженням складає 1,8 кг.

Витрати на поповнення системи холодоагентом, за умов вартості холодоагенту 370 грн/кг, складуть:

$$B_a = (185 \times 1,8) \times 370 = 123,4 \text{ тис. грн}$$

13.5 Витратна частина на поповнення системи мастилом

Незважаючи на те, що після кожного компресорного агрегату встановлено маслорідокремлювач, мастило виноситься з компресора. Обсяг мастила, що виноситься з компресора, пропорційно залежить від тривалості роботи компресорних агрегатів.

Річна потреба в мастилі визначається за співвідношенням:

$$M = \Sigma(g \times Z \times n) \times n/n_1$$

де:

- g - норма витрати мастила на 1 циліндр поршневого компресора або на ротор гвинтового, кг/год
- Z - кількість поршнів або роторів, шт
- n - кількість годин роботи компресора, год
- n_1 - нормативний час зміни мастила, год

Для поршневих компресорів $g = 0,001$ кг/год, а нормативний час становить 2700 год.

$$M = \Sigma(0,001 \times 30 \times 5400) \times 5400/2700 = 300 \text{ кг}$$

Витрати на поповнення системи мастилом при ціні на мастило 528 грн/кг складуть:

$$B_{\text{маст}} = 300 \times 528 = 158,4 \text{ тис. грн}$$

13.6 Витратна частина на оплату праці

Загалом з ПДВ працівники за рік отримують 690 тис. грн.

13.7 Амортизаційні відрахування на устаткування

Амортизаційні відрахування на устаткування становлять 10%:

$$4732 \times 0,1 = 473,2 \text{ тис. грн}$$

13.8 Витратна частина на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 2% від амортизаційних витрат:

$$B_{\text{поточні}} = 473,2 \times 0,02 = 9,5 \text{ тис. грн}$$

13.9 Утримання будівельних конструкцій

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		69

Вартість будівельних конструкцій визначається 2300 грн за кожен м² будівельної площі. Таким чином, вартість будівельних конструкцій складе:

$$2300 \times 3000 = 6900 \text{ тис. грн}$$

Амортизаційні відрахування на будівельні конструкції - 2%:

$$6900 \times 0,02 = 138 \text{ тис. грн}$$

13.10 Цехові витратні статті

Калькуляція цехових витрат представлена у таблиці 13.3.

Таблиця 13.3 - Собівартість одиниці виробленого холоду

Статті витрат	Значення показників, тис. грн
Електроенергія	1062
Масило	158,4
Холодоагент	123,4
Оплата праці	690
Амортизація	473,2
Поточні ремонти	9,5
Утримання будівельних конструкцій	138
Разом	2654,5

13.11 Обчислення собівартості одиниці виробленого холоду

Собівартість холоду:

$$C = 2654500/318765 = 8,33 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$$

14. СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРИЧНЕ УСТАТКУВАННЯ

14.1. Основні положення

На проєктованому об'єкті холодильного зберігання передбачено встановлення чотирьох окремих холодильних агрегатів (ХА), які отримують електроживлення від трансформаторних підстанцій (ТП), що з'єднані з енергетичною системою. Схема забезпечення електроенергією має два незалежних джерела електропостачання:

1 – основне введення №1, від трансформаторної підстанції районних електричних мереж (ТП РЕМ) з номінальною напругою $U_{\text{ном}} = 10,5 \text{ кВ}$;

2 – резервне введення №2 від трансформаторної підстанції (ТП) підприємства з номінальною напругою $U_{\text{ном}} = 10,5 \text{ кВ}$.

На трансформаторному устаткуванні передбачені системи захисту: диференціальний захист, струмовий захист від перевантажень, максимальний струмовий захист, захист від замикань на землю.

Розподіл електричної енергії на об'єкті здійснюється через кабельні електролінії.

В холодильній установці із заданою холодопродуктивністю встановлені компресорні агрегати з відповідною потужністю $P_{\text{ном}}$ і інше допоміжне електроустаткування, розраховане на цілодобовий режим роботи. Функціонування електроприводу допоміжного устаткування ХА після запуску основного технологічного обладнання характеризується тривалим стабільним (у межах 10% $P_{\text{ном}}$) режимом.

Розподіл електричної енергії на підприємстві з встановленою потужністю трансформаторів $S_{\text{ном}} = 2500 \text{ кВА}$ здійснюється на наступних рівнях напруги:

- 380/220 В – для забезпечення електроенергією основного цехового електроустаткування, включаючи системи освітлення (робоче та аварійне);
- 12 В – в мережі живлення від локальних трансформаторів для проведення ремонтних робіт.

Основними електроспоживачами ХА є асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором. За категорією забезпечення надійності електропостачання споживачі ХА належать переважно до 2-ої категорії.

Для надійного забезпечення електроприймачів відповідної категорії застосовуються наступні заходи:

1 – обрання відповідної структури схеми електропостачання: власні потреби ХА живляться на стороні високої напруги від незалежних джерел живлення (дві ТП), які підключаються до індивідуальних шаф і до різних секцій розподільного пристрою (РП) – 10 кВ;

2 – на стороні низької напруги джерела живлення резервуються завдяки наявності комутованої перемички між секціями РП: перемичка має для комутації з двох сторін два роз'єднувачі і між ними автоматичний вимикач;

3 – потужність кожного трансформатора ТП вибирається з розрахунку забезпечення одночасного живлення як власних електроспоживачів, так і електроспоживачів аварійно відключеного джерела (у цьому випадку пошкоджений трансформатор відключається власним перемикачем від його секції РП на стороні низької напруги і через міжсекційну перемичку ця секція підключається до секції працюючого трансформатора).

З метою підвищення надійності і на перспективу розвитку мережі підприємства на кожній секції розподільного пристрою ТП для групи електроспоживачів, а також для окремих споживачів передбачені резервні ланки з відповідним обладнанням. Аналогічно, в цехових шафах силових розподільних пунктів передбачені резервні електроапарати.

14.2. Мережа низької напруги

Основне цехове споживання електричної енергії відбувається при напрузі 380/220 В. Головними електроспоживачами ХА є асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором. При об'єднанні споживачів у групи необхідно враховувати однотипність виконання, характер навантаження, потужність споживання.

Для підвищення коефіцієнта потужності до нормованого значення 0,92 на кожній секції РП встановлюються батареї статичних конденсаторів - КУ1, КУ2.

Розподіл електроенергії між споживачами передбачено на напрузі 380/220В від шаф РПр - 0,4кВ трансформаторної підстанції через відповідні розподільні пункти РП1, РП2 на технологічних ділянках ХА.

Відповідно до вимог ПУЕ передбачаються наступні види освітлення: робоче, аварійне і місцеве. Робоче освітлення приміщень виробничого характеру забезпечується освітлювальними установками (ОУ) з люмінесцентними лампами типу ЛДЦ (основне освітлення робочих приміщень). Аварійне освітлення забезпечується лампами розжарювання. Для приміщень РПр, а також перед фасадом шаф контрольно-вимірювальних приладів і автоматики, передбачене місцеве освітлення газорозрядними лампами низького тиску (люмінесцентними).

Живлення мереж робочого і аварійного освітлення для надійної їх роботи здійснюється від різних секцій трансформаторної підстанції. Також передбачена мережа безпечної зниженої напруги 12В для проведення ремонтних робіт з живленням через стаціонарні знижувальні трансформатори 220/12 В.

14.3. Мережа високої напруги

Приймання електроенергії для ХА від джерел живлення і її розподіл між цеховими трансформаторними підстанціями виконує розподільний пристрій (РПр) із відповідною кількістю елементів. Розподільний пристрій встановлений поблизу найбільш потужних першого та другого агрегатів, що відповідає меншій відстані від центру електричних навантажень. Конструктивно розподільний пристрій виконується, згідно сучасних проектних рішень, як комплектний набір шаф відповідного заводу-виробника. Електролінія зв'язку з системою від шаф РПр ТП до шаф районної ТП підключається до комплектного розподільного пристрою КРПр силовими кабелями 10кВ, відповідно, через роз'єднувач і масляний вимикач (або високовольтний запобіжник).

Холодильні установки підключені силовими кабелями відповідно до своїх шаф КРПр. На високій стороні трансформаторної підстанції встановлені високовольтні запобіжники, роз'єднувачі і вимірювальні трансформатори струму.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						73
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Вибір високовольтного електроустаткування в лінії живлення трансформаторної підстанції проводиться на основі порівняння паспортних параметрів апаратів та результатів розрахунку струмів короткого замикання (КЗ).

14.4. Визначення номінальної потужності електричних двигунів приводу компресорів, вентиляторів, конденсаторів

Номінальну потужність електричних двигунів компресорів знаходимо за паспортними даними заводів-виготовлювачів. Потужності приводів вентиляторів з достатньою точністю можна обчислити за технічними параметрами:

$$P_{\text{ном}} = (1,1 \times Q_{\text{н}} \times H_{\text{н}} \times 10^{-2}) / (3670 \times \eta)$$

де:

- $Q_{\text{н}}$ - продуктивність вентилятора, м³/год
- $H_{\text{н}}$ - напір вентилятора
- η - ККД вентилятора, $\eta = 0,91$

Залежно від потужності вибираємо електродвигуни до приводу компресорів та вентиляторів. Умова вибору:

$$P_{\text{ДВ}} \geq P$$

Визначення номінального струму:

$$I_{\text{н}} = P_{\text{н}} / (\sqrt{3} \times 0,38 \times 10^3 \times \cos \varphi \times \eta)$$

де:

- β - коефіцієнт використання, $\beta = 1$
- η - ККД двигуна

Приклад розрахунку для вентилятора Guntner S-GHN 040.2H/212:

$$P_{\text{ном}} = (1,1 \times Q_{\text{н}} \times H_{\text{н}} \times 10^{-2}) / (3670 \times \eta) = (1,1 \times 6280 \times 24 \times 10^{-2}) / (3670 \times 0,91) = 0,45 \text{ кВт}$$

$$I_{\text{н}} = P_{\text{н}} / (\sqrt{3} \times 0,38 \times 10^3 \times \cos \varphi \times \eta) = (0,45 \times 10^3) / (\sqrt{3} \times 0,38 \times 10^3 \times 0,88 \times 0,91) = 0,86 \text{ А}$$

Результати розрахунків та відомі паспортні дані зводимо до таблиць 14.1 - 14.3.

Таблиця 14.1 - Компресорні агрегати

№ п/п	Найменування позиції	К- сть	Р _н , кВт	I _н , А	I _п /I _н	η, %	Сos φ	п, об/хв
1	КМ Поршневий GEA Bock HGX88e/3235-4s	3	84,4	148	5,8	0,93	0,91	1740
2	КМ Поршневий GEA Bock HGX7/1620-4s	1	43,9	77	5,6	0,91	0,91	1740
3	КМ Поршневий GEA Bock HG34e/380-4s	1	10,3	28,9	5,4	0,91	0,91	1740

Таблиця 14.2 - Конденсаторні установки

№ п/п	Найменування позиції	К- сть	Р _н , кВт	I _н , А	I _п /I _н	η, %	Сos φ	п, об/хв
1	Вентилятори конденсатора Thermokey KH1580	5	2,7	5	5,6	0,93	0,88	1340
2	Вентилятори конденсатора Thermokey KH1163	2	2,3	4,4	5,4	0,91	0,88	1340
3	Вентилятори конденсатора Thermokey KH1250	2	2,2	4,2	5,4	0,91	0,88	1340

Таблиця 14.3 - Апарати повітряного охолодження

№ п/п	Найменування позиції	К- сть	Р _н , кВт	I _н , А	I _п /I _н	η, %	Сos φ	п, об/хв
1	Вентилятори АПО AGHN 080.2H/212- AHS/24P.E	6	5,1	9,6	5,8	0,90	0,91	1750
2	Вентилятори АПО S- GHN 040.2F/14- ANW50.E	2	0,37	0,86	5,4	0,91	0,88	930

Лист

00.MP.142.003.021.ПЗ

75

Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

14.5. Підбір магнітних пускачів

Магнітні пускачі застосовуються для дистанційного керування асинхронними електричними двигунами різної потужності. Їх використовують на пультах керування або безпосередньо біля двигунів. Для захисту електричних двигунів від режимів перевантаження в магнітних пусках встановлюють теплове реле захисту.

Магнітні пускачі вибираються з умов:

1. $I_{\text{мп}} \geq I_{\text{н.дв}}$
2. $U_{\text{мп}} = U_{\text{н.дв}}$
3. $I_{\text{спр.т.р}} \geq 1,1 \times I_{\text{н}}$

де:

- $I_{\text{мп}}$ і $I_{\text{н}}$ - номінальний струм магнітного пускача та двигуна, відповідно
- $I_{\text{спр.т.р}}$ - струм спрацьовування теплового реле

Результати вибору наведені в таблиці 14.4.

Таблиця 14.4 - Підбір магнітних пускачів

№ п/п	$I_{\text{н}}, \text{A}$	$1,1 \times I_{\text{н}}, \text{A}$	Магнітний пускач	Теплове реле
			Тип	$I_{\text{н}}, \text{A}$
1	148	163	СЕМ95.00-230V	95
2	0,86	1,9	СЕМ9.10-230V	9
3	0,86	1,9	СЕМ9.10-230V	9
4	77	85	СЕМ95.00-230V	95
5	0,86	1,9	СЕМ9.10-230V	9
6	0,86	1,9	СЕМ9.10-230V	9
7	9,6	12	СЕМ25.00-230V	25
8	0,86	1,9	СЕМ9.10-230V	9

14.6. Підбір автоматичних повітряних вимикачів

Автоматичні повітряні вимикачі (автомати) застосовують для захисту мереж електричних споживачів від пошкоджень, які виникають під впливом струму, що перевищує допустимі значення, в тому числі і струмів короткого замикання.

Вони виробляються з електромагнітними і комбінованими роз'єднувачами.
Вибір автоматів виконується згідно умов:

1. $I_{н.а} \geq I_{л}$
2. $U_{н.а} \geq U_{л}$
3. $\Sigma I_{с.р} \geq 1,25 \times I_{пуск}$ (для кіл з одним двигуном)
4. $I_{т.р} \geq \beta \times I_{н}$

де:

- $I_{н.а}$ і $U_{н.а}$ - номінальний струм і напруга автоматів
- $I_{л}$ і $U_{л}$ - струм і напруга лінії
- $I_{с.р}$ - струм спрацювання електромагнітного роз'єднувача
- $I_{пуск}$ - пусковий струм двигуна
- $I_{т.р}$ - струм спрацювання теплового роз'єднувача

Результати вибору автоматичних повітряних вимикачів зводимо в таблиці 14.5 та 14.6.

Таблиця 14.5 - Автомати вентиляторів апаратів повітряного охолодження
Guntner

№ уст	Найменування позиції	$I_{н},$ А	$I_{пуск},$ А	$1,25 \times$ $I_{пуск},$ А	Автомати
					Тип
1	Вентилятори АПО Guntner	9,6	5,8	8,4	EB2S160\3LF16A 3р
2	Вентилятори АПО Guntner	0,86	1,9	8,4	EB2S160\3LF16A 3р

Таблиця 14.6 - Автомати вентиляторів конденсаторів Thermokey

№ агр	Найменування позиції	$I_{н},$ А	$I_{пуск},$ А	$1,25 \times$ $I_{пуск},$ А	Автомати
					Тип
1	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,7	5	8,4	EB2S160\3LF16A 3р

2	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,3	4,4	8,4	EB2S160\3LF16A 3p
3	Вентилятори конденсатора Thermokey	2,2	4,2	8,4	EB2S160\3LF16A 3p

14.7. Розрахунок та підбір шафи розподільчого пункту №1

Розраховуємо навантаження від апаратів повітряного охолодження та конденсаторів ХА №1 та №2 на шинах шафи розподільчого пункту №1.

Значення середньої потужності за максимально навантаженою зміну:

$$P_{зм} = K_{в} \times P_{н}$$

де $K_{в}$ - коефіцієнт використання.

Значення середньої реактивної потужності за максимально навантаженою зміну:

$$Q_{зм} = P_{зм} \times \operatorname{tg} \varphi$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 14.7.

Таблиця 14.7 - Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільчого пункту №1

№ п/п	Споживач	К- сть	$\Sigma P_{н}$, кВт	$P_{зм}$, кВт	$Q_{зм}$, квар	$K_{в}$	$\cos \varphi$	$\operatorname{tg} \varphi$
1	Вентилятори конденсатора Thermokey	5	2,7	2,45	3,15	0,75	0,93	0,62
2	Вентилятори конденсатора Thermokey	2	2,3	2,22	1,51	0,75	0,93	0,62
3	Вентилятори конденсатора Thermokey	2	2,2	2,22	1,51	0,75	0,93	0,62
4	Вентилятори АПО Guntner	12	5,5	5,02	2,86	0,91	0,87	0,57

5	Вентилятори АПО Guntner	12	5,7	5,13	2,92	0,91	0,87	0,57
	Всього	-	108,2	87,5	21,75	-	-	-

З таблиці $K_m = f(n_e, K_u)$ знаходимо $K_m = 1,7$.

Розрахункові значення потужностей:

- активної: $P_p = K_m \times \Sigma P_{зм} = 1,7 \times 87,5 = 148,75$ кВт
- реактивної: $Q_p = Q_{зм} \times 1,1 = 1,1 \times 21,75 = 23,92$ квар
- повної: $S_p = \sqrt{(P_p^2 + Q_p^2)} = \sqrt{(148,75^2 + 23,92^2)} = 150,66$ кВА

Коефіцієнт потужності РП:

$$\cos \varphi = P_p / S_p = 148,75 / 150,66 = 0,99$$

Значення розрахункового і короткочасного струму:

$$I_p = S_p / (1,732 \times U) = 150,66 / (1,732 \times 0,38) = 229 \text{ А}$$

$$I_{\max} = I_{п \max} + I_p = 116 + 229 = 345 \text{ А}$$

Приймаємо шину ШРА - 400, розраховану на: $I_n = 400$ А.

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9231 (виконання 128).

Встановлюємо в шафу вибране устаткування.

14.8. Розрахунок та підбір шафи розподільчого пункту №2

Розрахунки аналогічні тим, що були виконані в попередньому параграфі для розподільчого пункту №1, зводимо до таблиці 14.8.

Таблиця 14.8 - Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільчого пункту №2

№ п/п	Споживач	К- сть	ΣP_n , кВт	$P_{зм}$, кВт	$Q_{зм}$, квар	K_v	$\cos \varphi$	$\lg \varphi$
1	Вентилятори конденсатора	2	2,3	2,22	1,51	0,75	0,93	0,62
2	Вентилятори конденсатора	2	2,2	2,22	1,51	0,75	0,93	0,62
3	Вентилятори АПО Guntner	6	5,8	5,27	3	0,91	0,87	0,57

4	Вентилятори АПО Guntner	2	5,8	5,27	3	0,91	0,87	0,57
	Всього	-	102	82,6	21	-	-	-

З таблиці $K_m = f(n_e, K_u)$ знаходимо $K_m = 1,7$.

Розрахункове значення потужностей:

- активної: $P_p = K_m \times \Sigma P_{зм} = 1,7 \times 82,6 = 140,4$ кВт
- реактивної: $Q_p = Q_{зм} \times 1,1 = 1,1 \times 21 = 23,1$ квар
- повної: $S_p = \sqrt{(P_p^2 + Q_p^2)} = \sqrt{(140,4^2 + 23,1^2)} = 142,3$ кВА

Коефіцієнт потужності РП:

$$\cos \varphi = P_p / S_p = 140,4 / 142,3 = 0,99$$

Значення розрахункового і короткочасного струму:

$$I_p = S_p / (1,732 \times U) = 142,3 / (1,732 \times 0,38) = 216 \text{ А}$$

$$I_{\max} = I_{п \max} + I_p = 39,5 + 216 = 255,5 \text{ А}$$

Приймаємо шину ШРА - 400, розраховану на: $I_n = 400$ А.

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9231 (виконання 128).

Встановлюємо в шафу вибране устаткування.

14.9. Підбір кількості та визначення потужності трансформаторів для трансформаторної підстанції

Для надійного і безперервного забезпечення споживачів II категорії, до яких відносять ХА, вибрано двотрансформаторну підстанцію. При виході з ладу одного трансформатора трансформатор, що залишився, забезпечить живлення з урахуванням допустимих перевантажень.

Потужність силових трансформаторів вибрано за умов: а) нормального режиму роботи; б) необхідного забезпечення резервування живлення електроспоживачів з урахуванням допустимого перевантаження трансформатора: $K_T = 1,15 \leq 1,4$.

Номінальна потужність трансформаторів вибрана із розрахунку максимуму навантаження S_p . Згідно ПУЕ номінальна потужність трансформатора вибрана не більше, ніж 0,75 від прогнозованого максимуму навантаження, тобто $K_1 = 0,75$.

Величина допустимого перевантаження $K_2(t) = 1,1$.

Умови вибору:

$$S \geq S_p / (\beta_u(t) \times 0,75)$$

Таблиця 14.9 - Розрахунок загального навантаження

Найменування індивідуальних споживачів	РП та	Р _н , кВт	Р _{зм} , кВт	Q _{зм} , кВар	tg φ	cos φ	K _u
Компресори поршневі		84,4	173	76	0,46	0,91	0,8
Компресори поршневі		43,9	82,5	38,2	0,46	0,91	0,8
Компресори поршневі		10,3	35,6	16,4	0,46	0,91	0,8
РП1		108,2	84,9	22,05	0,26	0,98	0,8
РП2		102	80,5	21	0,26	0,99	0,8
Освітлення		66,3	53	9,9	0,62	0,93	0,8
Всього		376,2	303,5	99	-	-	-

$k_{зг} = 0,75$ - коефіцієнт завантаження; $t = 12$ год - час перевантаження.

Визначаємо:

- коефіцієнт перевантаження: $\beta_u(t) = f(k, t) = 1,1$
- номінальну потужність трансформатора:

Розрахункове значення потужностей:

1. активної: $P_p = K_m \times \Sigma P_{зм} = 1,7 \times 303,5 = 516$ кВт
2. реактивної: $Q_p = Q_{зм} \times 1,1 = 1,1 \times 99 = 109$ квар
3. повної: $S_p = \sqrt{(P_p)^2 + (Q_p)^2} = \sqrt{(516)^2 + (109)^2} = 527,4$ кВА

Вказану потужність необхідно врахувати при розрахунку і підборі трансформатора для цеху.

$$(S_n)_p = 527,4 / (1,1 \times 0,75) = 639 \text{ кВА}$$

До встановлення приймаємо 2 трансформатори типу ТМ-400.

Таблиця 14.10 - Технічні параметри трансформаторів ТМ-400

Номінальна потужність, кВА	Втрати холостого ходу, кВт	Номінальна напруга, кВ	Втрати короткого замикання, кВт	Струм холостого ходу, %	Схема і група з'єднання обмоток
		Висока	Низька		
400	3,57	10	0,4	11,8	3,0

14.10. Висновок

У дипломному проекті вирішено задачі розрахунку елементів зовнішньої та внутрішньої розподільчої мережі в системі електропостачання холодильного об'єкту.

Всі розрахунки і вибір низьковольтного устаткування (магнітних пускатів, автоматичних, масляних або повітряних вимикачів, шаф для цехового РП; лінійних шаф для розподільчого пристрою трансформаторної підстанції РПр - 0,4 кВ) було проведено після визначення потужності двигунів допоміжного електроустаткування ХА, визначення розрахункових навантажень на шинах РП і РПр ТП. Це дозволило визначити потужність трансформаторів для встановлення на ТП.

15. АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Вступ

Широке впровадження автоматизованих систем керування обумовлено значним економічним ефектом, який досягається завдяки: гарантуванню встановлених параметрів якості продукції, що виробляється, незалежно від людського фактору; зменшенню втрат цінної продукції; скороченню трудомісткості виробничих процесів; підвищенню рівня виробничої культури тощо. Сучасний розвиток індустрії супроводжується все більш широким впровадженням автоматизованих систем керування технологічними процесами. Причинами цього є: концентрація виробничих потужностей; зростання масштабів підприємств; застосування потокових і безперервних методів виробництва; оснащення підприємств сучасним високопродуктивним обладнанням; наявність сучасних засобів автоматизації.

Холодильна система з температурою $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$ повинна функціонувати в межах визначеного оптимального експлуатаційного режиму, забезпечуючи при цьому підтримку температурних параметрів процесів у напівавтоматичному режимі. Відповідно, під час експлуатації холодильної системи зазначені режими необхідно контролювати і коригувати. Це одна із ключових функцій інженерно-технічних працівників підприємства.

Таблиця 15.1 - Режими функціонування холодильної системи ($t_0 = -10^{\circ}\text{C}$)

№ п/п	Параметр, що характеризує режим холодильної системи	Величина
1	Тиск парів холодоагенту, що всмоктуються компресором	$P_0 = 0,029 \text{ МПа}$
2	Тиск нагнітання з компресорного агрегату	$P_{\text{конд}} = 1,43 \text{ МПа}$
3	Температура кінця стискування	$t_2 = 111^{\circ}\text{C}$ (теоретична)
4	Тиск мастила на виході масляного насоса	$P_{\text{мас}} = 0,2 \text{ МПа}$

5	Різниця тисків між картером компресора та тиском в системі мастилозабезпечення компресора	$\Delta P_{\text{мас}} = 0,17$ МПа
---	---	---------------------------------------

Для вимірювання температури, тиску, різниці тисків холодоагенту та мастила застосовуються такі достатньо відомі прилади, як термометри, манометри і мановакуумметри, давачі переміщення та реле струму.

Застосування контрольно-вимірювальних приладів (КВП) і використання їх показань для регулювання роботи холодильної системи є найважливішою умовою ефективної та безпечної експлуатації останньої.

Для забезпечення $t_0 = -10^\circ\text{C}$ у компресорному приміщенні встановлені холодильні машини FX PP 450 NH3. Машина складається з компресорного агрегату, випарника, електродвигуна, масловідокремлювача, арматури та панелі керування.

15.1 Регулювання функціонування компресора у складі машини FX PP 550

Пароподібний холодоагент всмоктується компресорним агрегатом з випарника. На всмоктувальній стороні компресора встановлені перетворювачі тиску та температури холодоагенту.

На нагнітальній стороні компресорного агрегату встановлені: перетворювачі тиску та температури холодоагенту.

Для захисту електродвигуна встановлюється перетворювач струму обмоток статора та перетворювач температури обмоток статора.

У системі мастилозабезпечення встановлені перетворювачі тиску та температури мастила після насосного агрегату.

Система регулювання продуктивності компресорного агрегату має перетворювач тиску мастила, що подається на гідравлічні поршні золотника, та перетворювач швидкості руху золотника.

Всі перетворювачі виводять сигнал до контролера, який дозволяє в автоматичному режимі керувати, регулювати, контролювати та забезпечувати профілактичний захист роботи компресорного агрегату.

Контролер має індикатор та реєструючий блок, що дозволяє перевірити будь-які вимірювання параметрів протягом 1000 годин роботи компресорного агрегату.

Всі перетворювачі розроблені за принципом відсутності контакту з середовищем, параметр якого вимірюється.

15.2 Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації

Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації складена на один компресорний агрегат.

Таблиця 15.2 - Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації

№ п оз	Параметр середовища	Найбільше значення	Місце встановлення	Найменування і характеристики	Тип приладу	Кількість	Завод- виготовлювач
1-1	Тиск	0,03 МПа	По місцю	-	PICT	2	GEA Grasso
2-1	Температура	0°C	По місцю	-	TI	2	GEA Grasso
3-1	Переміщення	-	По місцю	-	GIBT	2	GEA Grasso
4-1	Струм	250 А	По місцю	-	EICT	2	GEA Grasso
5-1	Температура	80°C	По місцю	-	TSZA	2	GEA Grasso
6-1	Температура	150°C	По місцю	-	TIZA	2	GEA Grasso
7-1	Температура	120°C	По місцю	-	PIZAT	2	GEA Grasso
8-1	Температура	40°C	По місцю	-	TIZA	2	GEA Grasso
9-1	Тиск	0,38 МПа	По місцю	-	PIT	2	GEA Grasso

16. ОХОРОНА ПРАЦІ

Розробка холодильного об'єкту для зберігання та заморожування ягід у м. Біла Церква здійснюється із застосуванням сучасних технологій, що забезпечують високий рівень автоматизації та дотримання апробованих часом стандартів охорони праці. Впровадження відповідних нормативів і стандартів дозволить мінімізувати ризики травмування працівників, пошкодження устаткування та запобігти можливим виходам зі строю критичних елементів системи. Завдяки використанню холодильних систем з холодоагентами HFC зменшується ймовірність небезпеки для працівників, проте важливо приділяти особливу увагу електробезпеці. Основною робочою зоною для працівників є машинне приміщення, яке буде обладнано відповідно до вимог охорони праці та техніки безпеки.

Однією з основних небезпек під час експлуатації холодильних систем є можливість раптового руйнування устаткування (випарників, конденсаторів, компресорних агрегатів, трубопроводних систем тощо), що може спричинити витік шкідливих парів і газів.

16.1 Умови праці

Машинне приміщення визначається як основна робоча зона для обслуговуючого персоналу. В процесі обслуговування холодильної системи шкідливими та небезпечними виробничими факторами є:

Рівень освітленості робочої зони - ключовий фактор для забезпечення видимості та безпеки працівників під час обслуговування устаткування.

Шум та вібрація на робочому місці - вплив цих факторів може спричинити порушення слуху та фізичні напруги.

Незахищені рухомі елементи устаткування - потенційний ризик травмування працівників через зіткнення з обертовими частинами.

Посудини та устаткування, що працюють під тиском - потенційна небезпека вибуху або витoku холодоагенту в разі пошкодження.

Небезпечний рівень напруги в електричному колі - ризик електротравм через недостатнє заземлення або несправність устаткування.

16.2 Нормативно-технічна документація на робочому місці

В машинному приміщенні ведеться обов'язковий добовий журнал функціонування холодильних систем. Також на пункті керування та в машинному приміщенні розміщуються затверджені інструкції, що регулюють роботу персоналу:

- Інструкції з експлуатації холодильних систем
- Інструкції з обслуговування машин, апаратів і охолоджувальних пристроїв
- Інструкції з обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматичних систем
- Інструкції з пожежної безпеки
- Інструкції з охорони праці, включаючи надання долікарської допомоги при ураженні електричним струмом, дії в разі аварійних ситуацій

Кожен працівник ознайомлений з цими інструкціями під підпис. Крім того, в пункті керування зберігаються:

- Річні та місячні графіки планово-попереджувальних ремонтів
- Схеми трубопроводних систем для холодоагентів HFC, масляних та водяних систем із пронумерованою запірною-регулювальною арматурою та приладами автоматики
- Інформація про розташування засобів індивідуального захисту (протигази, захисні костюми тощо)
- Контактні номери телефонів: швидкої медичної допомоги, пожежної служби, диспетчера електромереж, штабу цивільної оборони, поліції, старших змін, а також організації, що обслуговує автоматику холодильних систем

17. ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

Вступ

В Україні висока концентрація промисловості в окремих регіонах, наявність великих промислових комплексів, більшість з яких є потенційно небезпечними, значно підвищує ймовірність виникнення техногенних надзвичайних ситуацій. Для ефективного захисту виробничого персоналу та населення важливим елементом є організація системи оповіщення через пункти керування цивільного захисту (ЦЗ). Сигналами оповіщення для органів керування ЦЗ є: «Повітряна тривога», «Відбій повітряної тривоги», «Хімічна небезпека» (ХН), «Радіаційна небезпека» (РН). Інформація про загрозу повітряного нападу надходить від підрозділів військ протиповітряної оборони. Сигнали «Хімічна тривога» та «Радіаційна небезпека» керівництво ЦЗ отримує від штабу оперативного напрямку. Окрім того, рішення щодо оголошення сигналів «ХТ» і «РН» на території міста чи області може приймати начальник ЦЗ області на основі прогнозу хімічної, радіаційної та бактеріологічної обстановки.

17.1 Вимоги керівних документів щодо організації оповіщення населення у надзвичайних ситуаціях

Серед основних завчасно здійснюваних заходів цивільного захисту важливе місце займає організація оповіщення органів цивільного захисту, формувань ЦЗ і населення про можливу загрозу виникнення надзвичайної ситуації. Це особливо важливо у випадку раптового виникнення надзвичайних ситуацій мирного чи воєнного часу, оскільки своєчасне оповіщення значно знижує людські втрати.

Для ефективного оповіщення використовуються різноманітні засоби:

- засоби зв'язку (телефони, телерадіо);
- технічні засоби масової інформації (телевізори, радіоприймачі);
- електросирени;
- допоміжні засоби.

Для оповіщення населення про загрозу або виникнення стихійних лих, аварій і катастроф на об'єктах та транспорті, а також в умовах війни застосовується попереджувальний сигнал «Увага всім!». Цей сигнал подається через

електросирени, виробничі гудки та інші сигнальні пристрої. Після отримання сигналу «Увага всім!» населення повинно увімкнути радіо, телевізійні чи радіотрансляційні приймачі для отримання екстреного повідомлення. Мовна інформація через радіо, телевізійне та радіомовлення є основним засобом оповіщення в надзвичайних ситуаціях мирного часу і в умовах війни.

У воєнний час інформування здійснюється за наступними сигналами:

- «Повітряна небезпека»
- «Закінчення повітряної небезпеки»
- «Загроза хімічного зараження»
- «Загроза радіаційного зараження»

У мирний час використовуються такі повідомлення:

- «Аварія на атомній електростанції»
- «Аварія на хімічно небезпечному об'єкті»
- «Повінь»
- «Про можливий землетрус»
- «Штормове попередження»

При аварії на хімічно небезпечному об'єкті можливий варіант повідомлення: «Увага! Повідомляє штаб цивільної оборони міста. Громадяни! Сталася аварія на м'ясопереробному комбінаті з викидом сильнодіючої отруйної речовини - аміаку. Хмара зараженого повітря рухається в напрямку селища Пролетарка. Зона хімічного зараження охоплює завод «Прогрес» та селище Пролетарка. Населення на вулицях Некрасова, Кузнечній, Заводській та Степанова повинно перебувати в приміщеннях будинків, герметизувати вікна та двері. Людям на вулицях Зарічній, Зеленій та Ямській негайно слід залишити свої будинки та вийти в район гори Лиса. Про отриману інформацію сповістіть сусідів. Подальші дії - за вказівками штабу ЦЗ».

17.2 Схема оповіщення виробничого персоналу підприємства в робочий і неробочий час

Одним із елементів, що забезпечують захист виробничого персоналу в надзвичайних ситуаціях, є надійна система зв'язку і оповіщення.

Схема оповіщення виробничого персоналу зображена у додатку №1. Її функціонування забезпечується використанням існуючих загальнодержавних і місцевих систем зв'язку (телефон, телеграф, телетайп, гучномовець, селекторний зв'язок та інше). Для оповіщення підприємства про надзвичайну ситуацію використовуються апаратура радіотрансляційного вузла і сирени, які вмикаються у системі оповіщення району (міста). Система оповіщення повинна враховувати розміри території, всі сигнали і розпорядження цивільного захисту повинні бути почуті на будь-якій його ділянці. В місцях підвищеного шуму (компресорне приміщення) доцільно встановлювати додаткові сигнальні пристрої (світлосигнальні табло, дзвінки гучного бою, сирени та ін.).

Надійність функціонування видів зв'язку забезпечується їх дублюванням, а також за рахунок завчасного укриття вузлів зв'язку (комутаторів) у захисних спорудах.

Крім того, як дублюючий зв'язок призначаються відповідальні особи - розсильні, а для зв'язку з вищим керівництвом - система телефонного і радіозв'язку.

Отримавши інформацію про надзвичайну ситуацію, черговий диспетчер негайно передає інформацію на вузол зв'язку об'єкту. Потім одразу ж інформує чергові зміни аварійних служб, начальника караулу воєнізованої охорони об'єкту та персонал об'єкту, цехів, людей, що знаходяться в межах санітарно-захисної зони про надзвичайну ситуацію, що сталася. Далі відбувається оповіщення керівного складу і штабу ЦЗ та з надзвичайних ситуацій, оперативного чергового відділу з питань надзвичайних ситуацій та ЦЗ і чергового міського відділу МВС. Тим часом начальник караулу воєнізованої охорони об'єкту інформує керівників підприємств, установ, організацій, які знаходяться в межах санітарно-захисної зони. Також штабом ЦЗ та з надзвичайних ситуацій спільно з міським відділом МВС

відбувається оповіщення органів державної адміністрації, підприємств, установ, організацій та населення.

Залежно від виду небезпеки, про яку отримано інформацію, дії керівного складу і виробничого персоналу повинні відповідати нормам, що викладені вище та зазначені у додатку №1.

Висновок

В даному розділі дипломного проекту розглянуто організацію оповіщення в системі цивільного захисту в надзвичайних ситуаціях із використанням сучасних засобів зв'язку для передачі та розповсюдження інформації.

Звичайно ж система цивільного захисту передбачає чітку організацію евакуаційних заходів та засобів захисту, які в поєднанні з надійною та оперативною організацією оповіщення виробничого персоналу об'єкту, а також населення, що потрапляє у зону виникнення надзвичайної ситуації, забезпечує зменшення або взагалі уникнення негативних і трагічних її наслідків

АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Вступ

Масштабне застосування автоматизованих систем керування зумовлене суттєвим економічним ефектом, який досягається завдяки: забезпеченню встановлених якісних характеристик продукції, що виробляється, незалежно від суб'єктивних чинників; мінімізації втрат цінних продуктів; зниженню трудомісткості виробничих процесів; підвищенню культури виробництва і т.д. Сучасний розвиток індустрії супроводжується все більш масштабним застосуванням автоматизованих систем керування технологічними процесами. Причинами цього є: концентрація виробничих потужностей; зростання масштабів підприємств; застосування потокових і безперервних методів виробництва; оснащення підприємств новітнім високопродуктивним обладнанням; наявність сучасних засобів автоматизації.

Холодильна система з температурним режимом $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$ повинна функціонувати в рамках визначеного оптимального експлуатаційного режиму, гарантуючи при цьому підтримку температурних параметрів процесів у напівавтоматичному режимі. Відповідно, в процесі експлуатації холодильної системи, зазначені режими необхідно контролювати і коригувати. Це одна із пріоритетних функцій інженерно-технічного персоналу підприємства.

Таблиця 1. Режими функціонування холодильної системи ($t_0 = -10^{\circ}\text{C}$)

№ п/п	Параметр, що визначається режимом холодильної системи	Величина
1	Тиск парів холодоагенту, що всмоктуються компресорним агрегатом	$P_0 = 0,029 \text{ МПа}$
2	Тиск нагнітання з компресорного агрегату	$P_{\text{конд}} = 1,43 \text{ МПа}$
3	Температура завершення стискування	$t_2 = 111^{\circ}\text{C}$ (теоретична)
4	Тиск мастила на виході масляного насосного агрегату	$P_{\text{мас}} = 0,2 \text{ МПа}$

5	Різниця тисків між картером компресорного агрегату та тиском в системі мастилозабезпечення компресора	$\Delta P_{\text{мас}} = 0,17$ МПа
---	---	---------------------------------------

Для визначення температури, тиску, різниці тисків холодоагенту та мастила використовуються такі достатньо відомі прилади, як термометричні пристрої, манометричні прилади і мановакуумметричні пристрої, датчики переміщення та реле струму.

Застосування контрольно-вимірювальних приладів (КВП) і використання їх показань для коригування роботи холодильної системи є найважливішою умовою ефективної та безпечної експлуатації останньої.

Для забезпечення температурного режиму $t_0 = -10^\circ\text{C}$ у компресорному відділенні встановлені холодильні машини FX PP 450 NH3. Машина складається з компресорного агрегату, випарного апарату, електричного двигуна, маслорозподільника, запірно-регулювальної арматури та панелі керування.

Регулювання функціонування компресорного агрегату у складі машини FX PP 550

Пароподібний холодоагент всмоктується компресорним агрегатом з випарного апарату. На всмоктувальній стороні компресорного агрегату встановлені датчики-перетворювачі тиску та температури холодоагенту.

На стороні нагнітання компресорного агрегату встановлені: датчики-перетворювачі тиску та температури холодоагенту.

Для захисту електричного двигуна встановлюється датчик-перетворювач струму обмоток статора та датчик-перетворювач температури обмоток статора.

У системі мастилозабезпечення встановлені датчики-перетворювачі тиску та температури мастила після насосного агрегату.

Система коригування продуктивності компресорного агрегату має датчик-перетворювач тиску мастила, що подається на гідравлічні поршні золотникового пристрою, та датчик-перетворювач швидкості руху золотникового пристрою.

Всі датчики-перетворювачі виводять сигнал до контрольного пристрою, який забезпечує в автоматичному режимі керування, регулювання, контроль та профілактичний захист функціонування компресорного агрегату.

					00.MP.142.003.021.ПЗ	Лист
						93
Впр.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Контролерний пристрій має індикаторний дисплей та реєструючий блок, що дозволяє перевірити будь-які вимірювання параметрів протягом 1000 годин функціонування компресорного агрегату.

Всі датчики-перетворювачі спроектовані за принципом відсутності прямого контакту з середовищем, параметр якого вимірюється.

Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації

Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації сформована на один компресорний агрегат.

Таблиця 2. Специфікація замовлення на прилади і засоби автоматизації

№ поз иції	Параме тр робочог о середов ища	Максим альне значенн я	Місце розташу вання	Наймену вання і технічні характери стики	Тип вимірюва льного приладу	Кільк ість одини ць	Завод - вироб ник
1-1	Тиск	0,03 МПа	За місцем	-	PICT	2	GEA Grasso
2-1	Темпера тура	0°C	За місцем	-	TI	2	GEA Grasso
3-1	Перемі щення	-	За місцем	-	GIBT	2	GEA Grasso
4-1	Електри чний струм	250 А	За місцем	-	EICT	2	GEA Grasso
5-1	Темпера тура	80°C	За місцем	-	TSZA	2	GEA Grasso
6-1	Темпера тура	150°C	За місцем	-	TIZA	2	GEA Grasso
7-1	Темпера тура	120°C	За місцем	-	PIZAT	2	GEA Grasso

8-1	Темпера тура	40°C	За місцем	-	TIZA	2	GEA Grasso
9-1	Тиск	0,38 МПа	За місцем	-	PIT	2	GEA Grasso

Висновок

У даному розділі проекту представлено систему автоматизації холодильної установки, яка забезпечує надійне та безпечне функціонування всього технологічного комплексу. Застосування сучасних датчиків-перетворювачів та контролерних систем дозволяє здійснювати безперервний моніторинг всіх критичних параметрів роботи обладнання, своєчасно виявляти відхилення від нормального режиму та автоматично коригувати роботу системи. Це забезпечує не лише підвищення енергоефективності та продуктивності установки, але й суттєво підвищує рівень безпеки експлуатації холодильного об'єкту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: навчальний посібник / М.М. Масліков. – Київ: НУХТ, 2007. – 335 с.
2. Бодак М.П. Холодильна технологія та технічні засоби її забезпечення: підручник / М.П. Бодак, І.В. Сирохман; Центральна спілка споживчих товариств України, Львівський торговельно-економічний університет. – Львів: Видавництво Львівського торговельно-економічного університету, 2018. – 412 с.
3. Хмельнюк М.Г. Холодильні установки спеціального призначення: підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Подмазко. – Херсон: Грінь Д.С., 2013. – 488 с.
4. Чумак І.Г. Холодильні установки: підручник у 2-х книгах / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'янівський. – Київ: Либідь, 1995.
5. Холодильные установки. Проектирование: учебное пособие / И.Г. Чумак и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
6. Бурдо О.Г. Техника блочного вымораживания: монография / О.Г. Бурдо, С.И. Милинчук, В.П. Мордынский, Д.А. Харенко. – Одесса: Полиграф, 2011. – 294 с.
7. Баранов А.М. Холодильна техніка та технологія: навчальний посібник / А.М. Баранов, В.І. Гриценко. – Харків: ХДУХТ, 2015. – 268 с.
8. Розробка та проектування холодильних об'єктів: методичні вказівки / укл. О.П. Петренко, С.В. Ковальов. – Київ: НУХТ, 2019. – 156 с.
9. Технологічне обладнання холодильних підприємств: підручник / за ред. М.І. Кривопляс-Володіної. – Київ: Кондор, 2016. – 392 с.
10. www.sublimat.com.ua/uk/sublimatsionnaja_sushilka_dly_doma – ТМ «Вітамінний заряд»
11. www.en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle – Wikipedia
12. www.climeon.com – Climeon. Creating a sustainable future with waste heat recovery
13. www.primeholod.com.ua/uk – Праймхолод
14. www.delaval.com – ДеЛаваль

15. www.gea.com – GEA Group – холодильне обладнання
16. www.thermokey.com – Thermokey – теплообмінні апарати
17. Державні санітарні норми та правила утримання територій населених місць: ДСанПіН 145-11. – [Чинний від 2011-08-01]. – Київ: МОЗ України, 2011. – 98 с.
18. Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем: НПАОП 0.00-1.51-77. – [Чинний від 2015-01-01]. – Київ: Мінсоцполітики України, 2014. – 142 с.