

**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

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

« _____ » _____ 2025 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин Петренко
(підпис) (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 холодопостачання фруктосховища місткістю 3500 т. у м. Вишневе з порівняльним аналізом роботи ХУ на базі різних схемних рішень.

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

_____ Клецький Роман Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник _____ Гриценко Роман Володимирович
(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

Клецького Романа Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодопостачання фруктосховища місткістю 3500 т. у м. Вишневе з порівняльним аналізом роботи ХУ на базі різних схемних рішень керівник роботи к.т.н., Грищенко Роман Володимирович

(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 Холодильник має місткість 3500 тонн. На зберігання яблук та груш припадає по 50% місткості холодильника.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1.Технологічна схема холодильного оброблення продукції, 2.Техніко – економічне обґрунтування, 3.Визначення основних розмірів і планування приміщень холодильника, 4.Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника, 5.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень, 6. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресор 7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки, 8.Розрахунок та оцінка схемних рішень з використанням різних холодоагентів, 9. Вибір теплообмінних апаратів, 10. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер, 11. Підбір допоміжного обладнання, 12. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах, 13. Вибір насосного обладнання, 14.Електропостачання холодильної установки, 15.Автоматизація, 16.Розрахунок техніко – економічних показників, 17. Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу

План та розріз будівлі, схема холодильної установки, розді автоматизації, електричний розділ

АНОТАЦІЯ

У магістерській кваліфікаційній роботі виконано проєктування та розроблено систему холодопостачання для фруктосховища у місті Вишневе, розрахованого на 3500 тонн продукції. Охолодження камер реалізовано через застосування повітроохолоджувальних апаратів. У межах роботи здійснено розробку холодильної схеми з варіантними обчисленнями, проведено визначення оптимального холодильного режиму для тривалого збереження продукції та здійснено підбір технологічного обладнання з метою ефективного регулювання теплових процесів.

Результати обчислень дозволили визначити оптимальний комплект обладнання для забезпечення максимальної ефективності роботи в найбільш несприятливих умовах та мінімізації енергетичних витрат. Здійснено обчислення будівельних елементів, теплоізоляційних матеріалів, площ камер холодильника, теплових втрат та визначення основного і допоміжного обладнання холодильної системи.

Робота містить розділи з охорони праці, цивільного захисту та обчислення техніко-економічних характеристик. Графічна документація включає плани та розрізи холодильника, схеми трубопроводних систем, план машинного відділення, схеми автоматизації та електропостачання у форматах А0 та А1.

Для виконання розрахунків та проєктування використовувалися програмні комплекси "Microsoft Office 2007" та "Heat transfer fluid calculator". Креслення та схеми виконані за допомогою програмного забезпечення "AutoCAD 2010". Перелік використаних джерел включає 19 позицій.

Ключові слова: *фруктосховище, повітроохолоджувачі, енергоефективність, зберігання плодоовочевої продукції, техніко-економічні характеристики, AutoCAD, Microsoft Office, теплоізоляційні матеріали.*

					00.КМР.142.003.006.ПЗ			
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата	Проєкт холодопостачання фруктосховища місткістю 3500 т. у м. Вишневе з порівняльним аналізом роботи ХУ на базі різних схемних рішень	Літера	Лист	Листів
Розроб.		Клецький Р.О				у	4	87
Пров.		Грищенко Р.В						
Н. Контр.								
Затв.		Петренко В.П						
						НУХТ,ННІТІ,ТЕХТ		

ABSTRACT

The master's qualification work presents the design and development of a refrigeration supply system for a fruit storage facility in the city of Vyshneve, designed for 3,500 tons of capacity. The cooling of chambers is implemented through the use of air cooling units. Within the framework of the project, a refrigeration scheme with alternative calculations was developed, the optimal refrigeration mode for long-term product storage was determined, and equipment was selected for effective thermal process management.

The calculation results enabled the selection of optimal equipment to ensure maximum efficiency under the most unfavorable conditions and minimize energy consumption. Calculations of building structures, thermal insulation, refrigerator chamber areas, heat losses, and selection of main and auxiliary refrigeration equipment were performed.

The project includes sections on occupational safety, civil defense, and calculation of technical and economic indicators. The graphic part includes plans and sections of the refrigerator, piping diagrams, engine room layout, automation and electrical supply schemes in A0 and A1 formats.

Microsoft Office 2007 and Heat transfer fluid calculator software were used for calculations and design. Drawings and diagrams were created using AutoCAD 2010. The list of references contains 19 sources.

Keywords: *fruit storage, air coolers, energy efficiency, refrigerated product storage, technical and economic indicators, AutoCAD, Microsoft Office, thermal insulation.*

					<i>00.KMP.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
						5
<i>Вун.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ЗМІСТ

Вступ

1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції.....	8
2. Техніко-економічне обґрунтування.....	11
3. Визначення основних розмірів і планування приміщень холодильника.....	13
4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	15
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	19
6. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресор.....	25
7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки.....	26
8. Розрахунок та оцінка схемних рішень з використанням різних холодоагентів.....	28
9. Вибір теплообмінних апаратів.....	41
10. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер.....	43
11. Підбір допоміжного обладнання.....	45
12. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.....	46
13. Вибір насосного обладнання.....	50
14. Електропостачання холодильної установки	51
15. Автоматизація.....	58
16. Розрахунок техніко-економічних показників.....	60
17. Нормативно-правова база для кліматичних та енергоефективних альтернатив.....	67

Список використаної літератури

					00.КМР.142.003.006.ПЗ	Лист
						6
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

1. ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ

Холодильне сховище для зберігання фруктів розміщене у місті Вишневе та призначене для зберігання плодової продукції, а саме: яблук та груш. Загальна місткість холодильника становить 3500 тонн. Для зберігання яблук та груш виділено по 50% загальної місткості холодильника.

У структурі холодильника присутні наступні виробничі зони:

- Камери для зберігання фруктової продукції
- Автомобільні платформи для приймання та відпуску товарів
- Машинне приміщення
- Допоміжні приміщення

Фруктова продукція з місць збирання автомобільним транспортом на контейнеровозах доставляється під навіс приймальної рампи. Висота платформи відповідає рівню кузова для зручності розвантаження-навантаження електронавантажувачами. Температура фруктів, що надходять до камери, знаходиться в межах 17°C. Перед завантаженням камер продукцію зважують, сортують та розміщують у тару. Також з яблук та груш видаляють залишки вологи, листя, забруднення, що присутні на шкірці.

У камері фруктова продукція зберігається в контейнерах розміром 1000×1200×800 мм. Об'єм контейнера становить 0,73 м³, навантаження 350 кг продукції на один контейнер. У холодильнику контейнери укладаються по вертикалі кількістю 5-7 штук. Штабелі в камерах встановлюються з відступами від стін 30-40 см. Між кожною парою спарених штабелів залишають проходи 60-70 см для забезпечення доступу до кожного штабелю. Між суміжними рядами ящиків у штабелях передбачений зазор 10 см для циркуляції повітряних мас.

Температурний режим є ключовим фактором, що впливає на збереженість фруктової продукції. Від температури залежить життєдіяльність мікроорганізмів, що уражують продукцію. При оптимальному температурному режимі фрукти перебувають у стані спокою, економно витрачаючи поживні речовини на дихання.

					00.КМР.142.003.006.ПЗ	Лист
Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		8

Підготовка продукту до відпуску

Протягом двох діб поступово підвищується температура в холодильній камері до +10°C. Далі фрукти перебирають, сортують та пакують. Проводиться зважування на товарних вагах. Товар відвантажується.

Після звільнення всіх камер від продукції проводять очищення камер. Із камер видаляють все сміття та залишки плодів. Миють підлогу та дезінфікують приміщення.

Знезаражувальна обробка

Знезаражування здійснюється шляхом розпилення 36-відсоткового формалінового розчину за допомогою спеціального обприскувача. Під час процедури необхідно забезпечити повну ізоляцію оброблюваних площ від зовнішнього середовища. Обробка виконується за умови, що температура всередині становить щонайменше 17 градусів Цельсія, а показник вологості досягає 95 відсотків. Після завершення обробки формаліном простір залишають закритим протягом одного-двох днів, після чого його провітрюють і висушують до повного виведення хімічного запаху. Знезаражування піддонів, рейкових конструкцій, столових поверхонь та іншого устаткування формаліном відбувається у допоміжних зонах. Для цього готується розчин формаліну концентрацією 30%, яким обробляють поверхні до стану помірного зволоження. Працівники під час проведення дезінфекційних заходів повинні використовувати засоби індивідуального захисту органів дихання та захисний робочий одяг.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
						10
<i>Вип.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Конструктивне виконання холодильника реалізовано з використанням металевих сандвіч-панелей з пінополіуретановим заповненням, які кріпляться на металеву конструкцію. Тип покриття холодильника – безгорищний.

Основне та допоміжне обладнання розташоване в машинному відділенні в окремій споруді, яка прилягає до торцевої стіни холодильника та відділена від нього протипожежною стіною.

При розміщенні всього обладнання в одному приміщенні забезпечується найкоротший зв'язок між окремими елементами холодильної установки, що дозволяє зменшити довжини трубопроводних систем.

Як холодильний агент застосовується аміак. Серед переваг аміаку його низька вартість, екологічна безпечність для навколишнього середовища та висока теплота пароутворення. До недоліків можна віднести його негативний вплив на організм людини у випадку аварії, горючість та вибухонебезпечність. Також аміак є агресивним до деталей та сплавів міді.

Оскільки холодильник розташований у помірній кліматичній зоні з порівняно невисокою літньою температурою, конденсатор обрано з повітряним охолодженням.

Застосовано систему з проміжним охолодженням, тому при аварійній ситуації чи поломці легше проводити ремонтні роботи. Як теплоносій застосовано пропіленгліколь. Він працює в широкому інтервалі температур від $-40...+108^{\circ}\text{C}$, не токсичний, оскільки навіть застосовується в харчовій промисловості як харчова добавка E1520. У разі витоку на продукцію не псує її, у той час коли при безпосередньому охолодженні, якщо станеться витік аміаку на продукцію, вона псується.

Пристинні повітроохолоджувачі розташовані над дверима для полегшення обслуговування при ремонті. Циркуляція повітря забезпечує кращий відбір теплоти для дихання фруктів та не допускає шкідливого впливу продуктів розкладу, які виділяються в процесі їх життєдіяльності.

					00.КМР.142.003.006.ПЗ	Лист
Вип.	Лист	№ докum	Підпис	Дата		11

Як компресор обрано гвинтовий компресор. Серед значних переваг у порівнянні з іншими є надійність у роботі, мала металомісткість та досить невеликі габаритні розміри. Крім того, використання гвинтового компресора дозволяє значно економити електроенергію.

Для вантажно-розвантажувальних робіт (перевезення вантажів, завантаження та розвантаження холодильних камер і автотранспорту) застосовуються електронавантажувачі марки EP Equipment, моделі CPDS15J-D1 виробництва Японія, вантажопідйомністю 1,5 тонн. Висота підйому до 6200 мм з радіусом повороту 1440 мм. Акумулятор 48В, до 400 годин автономної роботи. Характеризується екологічністю та низьким рівнем шуму, а також плавністю управління та швидкістю роботи, що досягається шляхом використання енергії змінного струму.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Вип.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ І ПЛАНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИКА

Визначення будівельної площі F_k камер здійснюється за формулою:

$$F_k = \frac{E_k}{(q_v \cdot h \cdot \beta)} = \frac{3500}{(0,41 \cdot 4,9 \cdot 0,9)} = 1937 \text{ м}^2$$

де E_k - загальна місткість холодильника, т.; q_v - норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери; h_v - вантажна висота штабелювання, м; β - коефіцієнт використання площі камери.

Обираємо одноповерхову будівлю холодильника з автомобільною платформою.

Сітка будівельних колон складає 6 × 18 м

Розрахунок кількості будівельних прямокутників n , шт. здійснюється за формулою:

$$n_k = \frac{F_k}{(a \cdot b)} = \frac{1937}{(6 \cdot 18)} = 18 \text{ шт.}$$

Визначаємо 18 прямокутників, які розподіляються на 6 камер.

Встановлюємо камери №1-3 для збереження яблук, №4-6 для збереження груш.

Фактична ємність камер E , тонн, визначається за формулою:

$$E_{\text{дійсн.}} = f \times n \times q_{\text{дійсн.}} \times \beta \times h_{\text{дійсн.}}$$

де f - площа камери, м²; n - кількість камер для певної продукції; $q_{\text{дійсн.}}$ - норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери конкретної продукції; β - коефіцієнт використання площі камери; $h_{\text{дійсн.}}$ - вантажна висота штабелювання конкретної продукції.

Камери для збереження яблук №1-3:

$$E_{\text{дійсн.}} = 331 \times 3 \times 0,41 \times 0,9 \times 4,9 = 1796 \text{ т}$$

Камери для збереження груш №4-6:

$$E_{\text{дійсн.}} = 331 \times 3 \times 0,41 \times 0,9 \times 4,9 = 1796 \text{ т}$$

$$E = \sum E_{\text{дійсн.}} = 3592 \text{ т}$$

Ширина вантажних коридорів встановлюється 6 м.

Площа цеху товарної обробки становить 30% від загальної площі камер:

$$F_{\text{ц}} = F_{\text{к}} \times 0,3 = 1937 \times 0,3 = 581,1 \text{ м}^2$$

Площа машинного відділення становить 10% від загальної площі камер:

$$F_{\text{м}} = F_{\text{к}} \times 0,1 = 1937 \times 0,1 = 193,7 \text{ м}^2$$

На основі розрахунків здійснюємо планування камер холодильника.

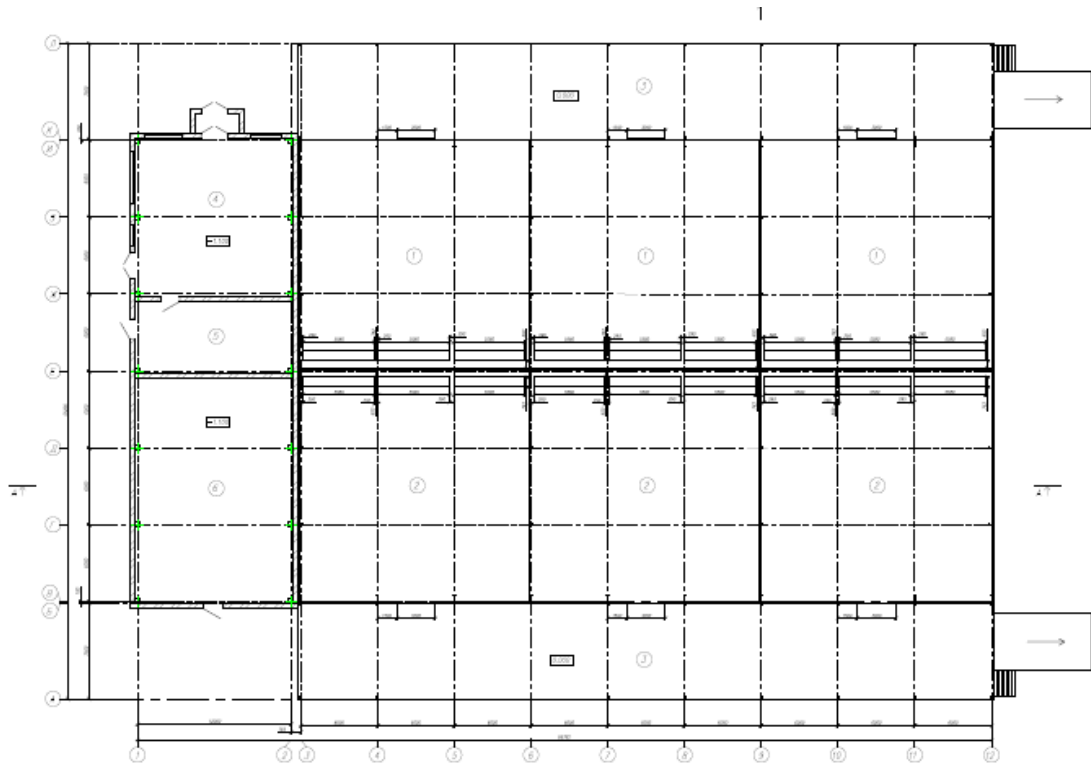


Рис. 3.1 Планування камер холодильника

Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

00.КМР.142.003.006.ПЗ

Лист

14

4. РОЗРАХУНОК ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ ХОЛОДИЛЬНИКА

Вертикальні та горизонтальні верхні поверхні холодильних відсіків виготовлено з багатошарових панельних конструкцій типу сендвіч.

У якості внутрішнього заповнення багатошарових панелей використовується пінополіуретановий матеріал, який відзначається мінімальним показником передачі тепла ($\lambda = 0,023$ Вт/мК), підвищеною міцністю, відноситься до категорії горючості Г1 (речовини з низькою здатністю до займання, що не підтримують власне горіння), є безпечним для здоров'я. Значні первісні капіталовкладення виправдовуються мінімальними витратами при експлуатації та тривалим терміном служби матеріалу.

Визначення необхідного розміру теплоізоляційного прошарку здійснюється за такою математичною залежністю:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \cdot \left[\left(\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_B} \right) \right) \right], м$$

у якій $\lambda_{із}$, λ_i представляють показники теплопровідності ізоляційного та будівельних матеріалів, що формують захисну конструкцію, Вт/(м×К); k_0 відображає потрібне значення теплопередачі огорожувальної системи, Вт/(м²×К); α_z , α_B позначають показники віддачі тепла з боку зовнішнього та внутрішнього середовища, Вт/(м²×К); δ_i означає розміри окремих прошарків захисної конструкції, м.

Після обчислення розміру ізоляції визначається реальний показник теплопередачі:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\alpha_z} + \sum (\delta_i / \lambda_i) + 1 / \alpha_B \right) + \delta_{із} / \lambda_{із} \right]}, \frac{Вт}{(м^2 \times К)}$$

Враховуючи, що у багатошарових панелях розмір металевих обшивок є мізерним, а їхній показник теплопровідності достатньо високий, ними можна не враховувати у розрахунках.

У такому випадку математичний вираз спрощується до форми:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \cdot \left[\left(\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) \right], м$$

Розрахунок товщини ізоляції для зовнішньої стінки



Рис. 4.1 Конструкція зовнішньої стінки

$$\delta_{із} = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{1}{0,41} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{1}{9} \right) \right) \right] = 0,052 \text{ м}$$

Приймаємо багат шарову панель з розміром 100 мм.

Реальний показник теплопередачі складає:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{23,3} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,1}{0,023} \right]} = 0,223 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \times \text{К})}$$

Розрахунок товщини ізоляції для внутрішньої стінки



Рис. 4.2 Конструкція внутрішньої стінки

$$\delta_{із} = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{1}{0,41} - \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{9} \right) \right) \right] = 0,051 \text{ м}$$

Приймаємо багат шарову панель з розміром 100 мм.

Реальний показник теплопередачі складає:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{8} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,1}{0,023} \right]} = 0,218 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \times \text{К})}$$

Розрахунок товщини ізоляції для перегородки



Рис. 4.3 Конструкція перегородки

$$\delta_{із} = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right) \right] = 0,034 \text{ м}$$

Приймаємо багатошарову панель з розміром 100 мм.

Реальний показник теплопередачі складає:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,1}{0,023} \right]} = 0,219 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \times \text{К})}$$

Розрахунок товщини ізоляції для підлоги

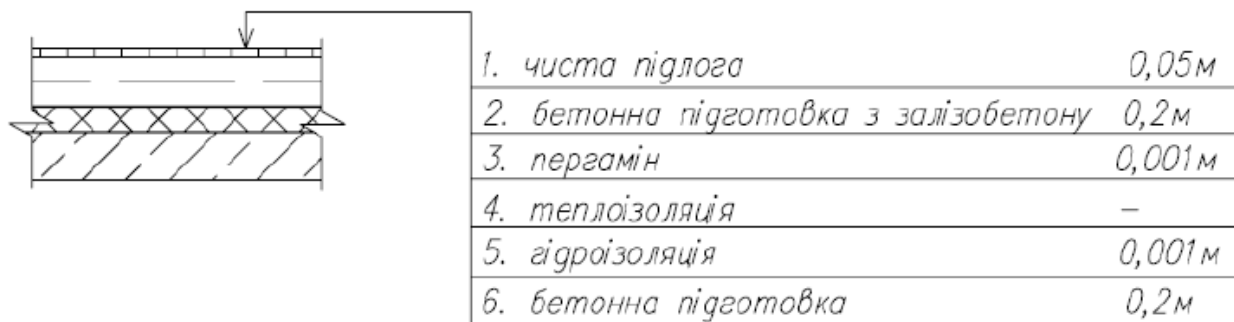


Рис. 4.4 Конструкція підлоги

$$\delta_{із} = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{1}{0,41} - \left(\frac{1}{9} + \frac{0,05}{4} + \frac{0,2}{1,6} + \frac{0,001}{0,14} + \frac{0,001}{0,3} + \frac{0,2}{1,4} \right) \right) \right] = 0,046 \text{ м}$$

Приймаємо багатошарову панель з розміром 80 мм.

Реальний показник теплопередачі складає:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{9} + \frac{0,05}{1,4} + \frac{0,2}{1,6} + \frac{0,001}{0,14} + \frac{0,001}{0,3} + \frac{0,2}{1,4}\right) + \frac{0,08}{0,023}\right]} = 0,256 \frac{Вт}{(м^2 \times К)}$$

Розрахунок товщини ізоляції для покрівлі

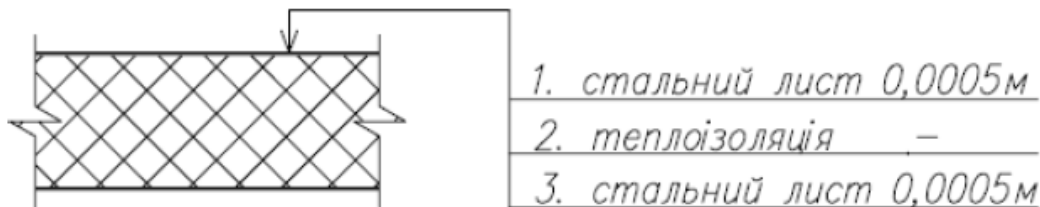


Рис. 4.5 Конструкція покрівлі

$$\delta_{із} = 0,023 \cdot \left[\left(\frac{1}{0,45} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right) \right] = 0,047 м$$

Обираємо сендвіч-панель товщиною 100 мм.

Дійсний коефіцієнт теплопередачі становить:

$$k_d = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,1}{0,023} \right]} = 0,222 \frac{Вт}{(м^2 \times К)}$$

Таблиця 4.1

Камера	Тип огороження	Площа, м ²	Δt, °C	к _о , Вт/(м ² ·К)	δрозр, мм	δприйн, мм	к _д , Вт/(м ² ·К)
КАМЕРА №1 (яблука, +1°C)							
№1	Зовнішня стіна (північ)	108	27	0,41	53	100	0,222
№1	Перегородка з камерою №2	108	1	0,58	35	100	0,219
№1	Стіна з коридором	36	9	0,41	51	100	0,218
№1	Підлога	324	9	0,45	39	80	0,242
№1	Покрівля	324	27	0,45	48	100	0,222
КАМЕРА №2 (яблука, +1°C)							

№2	Перегородка з камерою №1	108	1	0,58	35	100	0,219
№2	Перегородка з камерою №3	108	1	0,58	35	100	0,219
№2	Стіна з коридором (2 сторони)	72	9	0,41	51	100	0,218
№2	Підлога	324	9	0,45	39	80	0,242
№2	Покрівля	324	27	0,45	48	100	0,222
КАМЕРА №3 (яблука, +1°C)							
№3	Зовнішня стіна (схід)	108	27	0,41	53	100	0,222
№3	Перегородка з камерою №2	108	1	0,58	35	100	0,219
№3	Стіна з коридором	36	9	0,41	51	100	0,218
№3	Підлога	324	9	0,45	39	80	0,242
№3	Покрівля	324	27	0,45	48	100	0,222
КАМЕРА №4 (груші, 0°C)							
№4	Зовнішня стіна (південь)	108	28	0,41	53	100	0,222
№4	Перегородка з камерою №5	108	1	0,58	35	100	0,219
№4	Стіна з коридором	36	10	0,41	52	100	0,218
№4	Підлога	324	10	0,45	40	80	0,242
№4	Покрівля	324	28	0,45	48	100	0,222
КАМЕРА №5 (груші, 0°C)							
№5	Перегородка з камерою №4	108	1	0,58	35	100	0,219
№5	Перегородка з камерою №6	108	1	0,58	35	100	0,219
№5	Стіна з коридором (2 сторони)	72	10	0,41	52	100	0,218
№5	Підлога	324	10	0,45	40	80	0,242
№5	Покрівля	324	28	0,45	48	100	0,222

Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
------	------	---------	--------	------

00.КМР.142.003.006.ПЗ

Лист

19

КАМЕРА №6 (груші, 0°С)							
№6	Зовнішня стіна (захід)	108	28	0,41	53	100	0,222
№6	Перегородка з камерою №5	108	1	0,58	35	100	0,219
№6	Стіна з коридором	36	10	0,41	52	100	0,218
№6	Підлога	324	10	0,45	40	80	0,242
№6	Покрівля	324	28	0,45	48	100	0,222

5.1.3. Перегородка з камерою №4 (Південь)

Дані:

- $k_d = 0,219 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F = 18 \times 6 = 108 \text{ м}^2$
- $t_z = +1^\circ\text{C}$ (температура в камері №4 - груші)
- $t_v = +2^\circ\text{C}$
- $\Delta t = 1 - 2 = -1^\circ\text{C}$

$$Q_1 = 0,219 \times 108 \times (-1) = -23,7 \text{ Вт}$$

Зовнішня стіна (Захід)

Дані:

- $k_d = 0,223 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F = 18 \times 6 = 108 \text{ м}^2$
- $t_z = +30^\circ\text{C}$
- $t_v = +2^\circ\text{C}$
- $\Delta t = 28^\circ\text{C}$

Теплоприплив через огороження:

$$Q_{1T} = 0,223 \times 108 \times 28 = 674,4 \text{ Вт}$$

Додатковий теплоприплив від сонячної радіації:

- Орієнтація: Захід
- $\Delta t_c = 4,7^\circ\text{C}$

$$Q_{1c} = 0,223 \times 108 \times 4,7 = 113,2 \text{ Вт}$$

Загальний теплоприплив:

$$Q_1 = 674,4 + 113,2 = 787,6 \text{ Вт} \approx 787,5 \text{ Вт}$$

Стеля (покрівля)

Дані:

- $k_d = 0,222 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		24

- $F = 18 \times 18 = 324 \text{ м}^2$
- $t_3 = +30^\circ\text{C}$
- $t_в = +2^\circ\text{C}$
- $\Delta t = 28^\circ\text{C}$

Теплоприплив через огородження:

$$Q_{1T} = 0,222 \times 324 \times 28 = 2015,0 \text{ Вт} \approx 2086 \text{ Вт}$$

Додатковий теплоприплив від сонячної радіації:

- Орієнтація: Горизонтальна поверхня
- $\Delta t_c = 14,9^\circ\text{C}$

$$Q_{1c} = 0,222 \times 324 \times 14,9 = 1072,0 \text{ Вт}$$

Загальний теплоприплив:

$$Q_1 = 2086 + 1072 = 3158 \text{ Вт} \approx 3153,6 \text{ Вт}$$

Підлога (зонування)

Підлога розділена на 4 зони залежно від відстані до зовнішньої стіни.

Коефіцієнт m:

$$\sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = \frac{0,2}{1,4} + \frac{0,001}{0,3} + \frac{0,001}{0,14} + \frac{0,08}{0,023} + \frac{0,2}{1,6} + \frac{0,05}{1,4} = 3,792$$

$$m = \frac{1}{[1 + 1,25 \cdot 3,792]} = 0,174$$

Зона 1 (0-2 м від зовнішньої стіни):

- $k_{ум1} = 0,470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F_1 = 2 \times (2 \times 18 + 2 \times 18) = 2 \times 36 = 72 \text{ м}^2$
- $t_{тр} = +14^\circ\text{C}$, $t_в = +2^\circ\text{C}$, $\Delta t = 12^\circ\text{C}$

$$Q_1 = 0,470 \times 72 \times 12 \times 0,174 = 70,66 \text{ Вт} \approx 70,7 \text{ Вт}$$

Зона 2 (2-4 м від зовнішньої стіни):

- $k_{ум2} = 0,230 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F_2 = 2 \times (2 \times 16 + 2 \times 16) = 2 \times 32 = 64 \text{ м}^2$
- $\Delta t = 12^\circ\text{C}$

$$Q_1 = 0,230 \times 64 \times 12 \times 0,174 = 30,74 \text{ Вт} \approx 30,7 \text{ Вт}$$

Зона 3 (4-6 м від зовнішньої стіни):

- $k_{ум3} = 0,120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F_3 = 2 \times (2 \times 14 + 2 \times 14) = 2 \times 28 = 56 \text{ м}^2$
- $\Delta t = 12^\circ\text{C}$

$$Q_1 = 0,120 \times 56 \times 12 \times 0,174 = 14,03 \text{ Вт} \approx 14,0 \text{ Вт}$$

Зона 4 (центральна зона, >6 м від стін):

- $k_{ум4} = 0,070 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
- $F_4 = 12 \times 12 = 144 \text{ м}^2$
- $\Delta t = 12^\circ\text{C}$

$$Q_1 = 0,070 \times 144 \times 12 \times 0,174 = 21,05 \text{ Вт} \approx 21,0 \text{ Вт}$$

Загальний теплоприплив через підлогу:

$$Q_{1\text{підл}} = 70,7 + 30,7 + 14,0 + 21,0 = 136,4 \text{ Вт}$$

Таблиця 5.1 (приклад для камери зберігання яблук, камера №1)

Огородження	$Q_{1т}, \text{ Вт}$	$Q_{1с}, \text{ Вт}$	$Q_1, \text{ Вт}$
Зовнішня стіна (Пн)	674,4	113,2	787,6
Перегородка (Сх)	0	-	0
Перегородка (Пд)	-23,7	-	-23,7
Зовнішня стіна (Зх)	674,4	113,2	787,6
Стеля	2086,0	1072,0	3158,0
Підлога (всі зони)	136,4	-	136,4
ВСЬОГО Q_1			4845,9 Вт

Подібні обчислення виконано для всіх інших відсіків та об'єднано в загальну таблицю.

Теплові потоки від харчової продукції під час її термічної обробки Q_2

Теплова енергія відводиться від харчової продукції під час охолодження. Обсяг теплової енергії Q_2 , що відводиться за одиничний часовий інтервал визначається за математичним виразом (Вт):

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

у якому M_k - добове постачання продукції у відсік, т/доба; Δ_i - різниця питомих ентальпій, що відповідають вихідній і завершальній температурі продукції, Дж/кг; 1000 - показник для конвертації з тонн у кілограми; 3600 - показник для конвертації з годин у секунди.

Переважна частина продукції постачається і зберігається в упаковці, тому необхідно врахувати теплову енергію, що надходить до відсіків разом з упаковкою. Теплові надходження від упаковки визначається за математичним виразом (Вт):

$$Q_2 = \frac{M_T \cdot c_T \cdot (t_1 - t_2) \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}$$

у якому M_T - добове постачання упаковки, т/доба; c_T - питома теплоємність упаковки, Дж/(кг×К); t_1 - температура упаковки при постачанні вантажу, °С; t_2 - температура упаковки при відправленні вантажу, °С.

Теплові потоки від харчової продукції внаслідок метаболічних процесів Q_5

Тепловий потік обчислюється за математичним виразом:

$$Q_5 = E_k \times (0,1 \times q_n + 0,9 \times q_{зб})$$

у якому E_k - місткість відсіку, т; q_n , $q_{зб}$ - тепловиділення продукції при температурах постачання та збереження, Вт/т.

Таблиця 5.2 Теплоприпливів від продуктів при холодільній обробці Q_2 та теплоприпливів при диханні Q_5

Назва камер	Ємність камери, т/доба	M_T , т/доба	t_1 , °С	t_2 , °С	q_0 , кДж/кг	c_T , кДж/кг×К	Q_2 прод., Вт	Q_2 тари, Вт	Q_5 дих., Вт	ΣQ_2 , Вт
Зберігання яблук	1796	180	36	17	2	332	2,3	63	14	120531
Зберігання груш	1796	180	36	16	1	330	2,3	150	16	124688

Теплові потоки під час провітрювання просторів Q_3

Теплові потоки Q_3 під час провітрювання просторів обчислюються за математичним виразом:

$$Q_3 = M_{\text{в}} \times (i_{\text{з}} - i_{\text{в}})$$

у якому $M_{\text{в}}$ - інтенсивність руху вентиляційного атмосферного середовища, кг/с; $i_{\text{з}}$ - питома ентальпія зовнішнього атмосферного середовища, Дж/кг; $i_{\text{в}}$ - питома ентальпія атмосферного середовища у відсіку, Дж/кг.

Інтенсивність руху вентиляційного атмосферного середовища (кг/с) встановлюють виходячи з потреби забезпечення кратності обміну атмосферного середовища до 3 об'ємів протягом доби:

$$Q_2 = \frac{V \cdot a \cdot \rho_{\text{в}}}{24 \cdot 3600}$$

у якому V - об'єм простору, що провітрюється, м³; a - кратність обміну атмосферного середовища; $\rho_{\text{в}}$ - щільність атмосферного середовища при температурі і відносній вологості атмосферного середовища у відсіку, кг/м³.

Таблиця 5.3 Теплових надходжень під час провітрювання

Назва камери	Кратність повітрообміну	Розміри, м			V, м ³	ρ , кг/м ³	$i_{\text{з}}$, кДж/кг	$i_{\text{в}}$, кДж/кг	Q _з , Вт
		L	B	H					
Зберігання яблук	4	18	18	6	1944	1,28	62	12	5760
Зберігання груш	4	18	18	6	1944	1,28	62	11	5875,2

Експлуатаційні теплові потоки Q₄

Даний різновид теплових надходжень формується внаслідок штучного освітлення відсіків, присутності у них персоналу, функціонування електричних приводів, розкривання входних отворів. Теплові надходження за кожною з цих позицій обчислюються індивідуально.

Теплові потоки від штучного освітлення

Обчислення тепловиділення від штучного освітлення проводиться за математичним виразом (Вт):

$$q_1 = A \times F$$

у якому A - обсяг теплової енергії, що генерується освітленням за одиничний часовий інтервал на 1 м² площі нижньої основи, Вт/м²; F - площа відсіку, м².

Тепловий потік від присутності персоналу

Обчислення тепловиділення від присутності персоналу проводиться за математичним виразом (Вт):

$$q_2 = 350 \times n$$

у якому n - чисельність персоналу, осіб.

Теплові потоки від функціонуючих електричних приводів

Обчислення тепловиділення від функціонуючих електричних приводів проводиться за математичним виразом (Вт):

$$q_3 = 1000 \times N_e$$

у якому N_e - потужність електричного привода, кВт.

Теплові потоки під час розкривання дверей

Обчислення тепловиділення від розкривання дверей проводиться за математичним виразом (Вт):

$$q_4 = B \times F$$

у якому B - питома надходження теплової енергії від розкривання дверей, Вт/м²; F - площа відсіку, м².

Експлуатаційні теплові потоки встановлюються як сукупність теплових надходжень окремих категорій (Вт):

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

Таблиця 5.4 Експлуатаційних теплоприпливів Q_4

Назва камери	F_п, м ²	A, Вт/м ²	q ₁ , Вт	n, чол.	q ₂ , Вт	K, Вт/м ²	q ₃ , Вт	N_ел, кВт	q ₄ , Вт	Q ₄ , Вт
Зберігання яблук	324	1,2	388,8	6	2100	12	3888	20	20250	26627
Зберігання груш	324	1,2	388,8	6	2100	12	3888	20	20250	26627

6. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ КАМЕР ТА КОМПРЕСОР

Навантаження на камерне обладнання визначають як суму всіх теплоприпливів $\sum Q$ (Вт) в дану камеру. Усі види теплоприпливів враховуються повністю, оскільки обладнання повинно забезпечити відведення тепла при найгірших умовах.

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Результати теплового розрахунку заносимо до зведеної таблиці теплоприпливів.

Таблиця 6.1

№ Камери	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	ΣQ		
					Кам.	КМ	
1 – Зберігання яблук	4732	50613	1920	8876	6657	66,1	63,9
2 – Зберігання яблук	3802	50613	1920	8876	6657	65,2	63,0
3 – Зберігання яблук	4641	50613	1920	8876	6657	66,0	63,8
4 – Зберігання груш	4916	55140	1958	8876	6657	70,9	68,7
5 – Зберігання груш	4042	55140	1958	8876	6657	70,0	67,8
6 – Зберігання груш	4897	55140	1958	8876	6657	70,9	68,7

Розраховуємо розрахункову холодопродуктивність для підбору компресора (кВт):

$$Q_0 = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{тм}}}{b}$$

де k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах і апаратах;

b - коефіцієнт робочого часу.

$$Q_0 = \frac{(1,12 \cdot 395,9)}{0,9} = 492,67 \text{ кВт}$$

7. ВИБІР СТРУКТУРИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ТИПУ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Після визначення теплового навантаження на компресорний агрегат і устаткування відсіків обираємо схему охолодження найбільш оптимальну для даного підприємства.

На вибір схеми охолодження впливають такі чинники: • Чисельність і тип охолоджуваних об'єктів; • Розрахункові температурні параметри в об'єктах; • Теплове навантаження від кожного і розрахункове сумарне холодильне навантаження; • Вимоги безпеки експлуатації.

Оскільки рефрижераторна система має місткість 3500 тонн, а схема охолодження аміачна, приймаємо централізовану схему холодильного забезпечення.

У централізованій схемі формується єдине машинне приміщення для всього устаткування. Первинне і вторинне устаткування розміщене в машинному приміщенні в окремій споруді. Концентрація устаткування в одному єдиному просторі спрощує його обслуговування і контроль персоналом, а також забезпечується найкоротше з'єднання між окремими компонентами холодильної системи, що дозволяє зменшити протяжності трубопроводних магістралей.

До слабких сторін централізованого холодильного забезпечення відносять складність і значну тривалість встановлення холодильної системи, присутність великої чисельності розподільних пристроїв, досить розгалужена мережа трубопроводних магістралей.

Застосовано схему з проміжним охолодженням. Однією з ключових переваг є використання меншого обсягу холодильного агенту, що дає змогу знизити ризики вибухової небезпеки, а також при аварійній ситуації чи несправності легше проводити відновлення; більш просте регулювання параметрів роботи; можливість застосування більш простої або повної автоматизації схеми; можливість отримання різних температурних параметрів при одній температурі випаровування.

Як теплопередавальне середовище застосовано пропіленгліколь. Він функціонує в широкому температурному діапазоні від $-40...+108^{\circ}\text{C}$, не токсичний,

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Вун.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		31

оскільки навіть використовується в харчовій індустрії як харчова добавка E1520. При витіканні на продукцію не псує її, у той час коли при безпосередньому охолодженні, якщо відбудеться витікання аміаку на продукцію, вона псується.

Як холодильний агент використовується аміак. Серед переваг аміаку його невисока вартість, безпечність для екосистеми та висока теплота пароутворення. До слабких сторін можна віднести його шкідливий вплив на здоров'я людини при аварійній ситуації, займистість та вибухову небезпеку. Також аміак є агресивним до деталей та сплавів з міді.

Охолодження відсіків відбувається за допомогою повітряних охолодників. При охолодженні повітряними охолодниками у відсіку створюється примусова циркуляція атмосферного середовища за допомогою вентиляторів повітряних охолодників. Вентиляторами атмосферне середовище рівномірно розподіляється по всьому відсіку, що забезпечує кращий відбір теплової енергії для дихання фруктів та не допускає дії шкідливого впливу продуктів розкладу, які виділяються в процесі життєдіяльності. До слабких сторін батарейного охолодження відноситься велика металоємність, нерівномірність розподілення температурних параметрів по відсіках і складність відтайки інею. Тому застосування батарейного охолодження є недоцільним, нераціональним і неекономічним з точки зору капітальних вкладень.

Теплова енергія конденсації відводиться за допомогою конденсатора з повітряним охолодженням. Підвищення температурних параметрів конденсації в порівнянні з водяним конденсатором є не суттєвим. Тому не потрібно використовувати допоміжне устаткування, а саме градирню і мережу насосів для циркуляції води, що зменшує капітальні вкладення та полегшує обслуговування.

Температурний параметр конденсації для систем з повітряним охолодженням конденсатора приймають на $(10 \div 12)^\circ\text{C}$ вище розрахункового температурного параметра зовнішнього атмосферного середовища:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{зов}} + (10 \div 12)^\circ\text{C}$$

Для м. Вишневе $t_{\text{с}} = 33^\circ\text{C}$; $\varphi = 41\%$.

Визначаємо температурний параметр конденсації:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{зов}} + 12 = 33 + 12 = 45^\circ\text{C}$$

Величина переохолодження холодильного агента:

$$\Delta t_{\text{пер}} = 3^\circ\text{C}$$

Величина корисного перегрівання пари холодильного агента у випарному пристрої:

$$t_{\text{пг}} = (3 \div 10)^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$$

Загальний перегрів холодильного агенту приймаємо:

$$\Delta t_{\text{п.з.}} = 20^\circ\text{C}$$

Температурний параметр всмоктування парів холодильного агенту компресорним агрегатом:

$$t_{\text{вс}} = 15^\circ\text{C}$$

Визначення конфігурації та побудова термодинамічного процесу

Приймаємо одноступеневу конфігурацію. Температурний параметр кипіння у випарних пристроях $t_{01} = -5^\circ\text{C}$. Через значну протяжність трубопроводних магістралей приймаємо тиск х.а. на всмоктуванні в компресорний агрегат нижчим за тиск кипіння на 0,5 бар.

За принциповою конфігурацією системи (рис. 8.1) будемо термодинамічні процеси в $\lg P$ -і діаграмах для R134a (рис. 8.2), а величини показників х.а. у вузлових точках термодинамічного процесу заносимо до табл. 8.1.

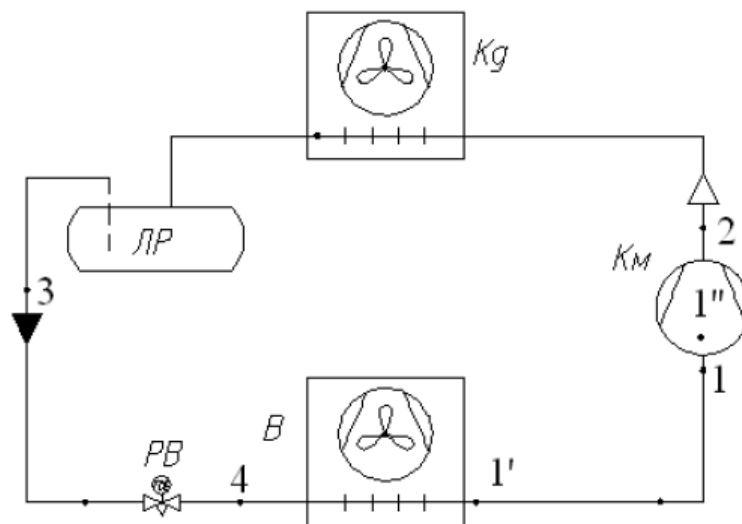


Рис. 8.1. Схема холодильної установки

Таблиця 8.1. Параметри вузлових точок

№ точки	t, °C	P, МПа	V, м³/кг	h, кДж/кг
1	15	0,24	0,0906	412,2
1'	0	0,24	-	398,9
1"	13,6	0,193	0,1149	412,2
2	74	1,16	0,021	454,13
2'	83,3	1,16	-	464,6
3	42	1,16	-	259,2
4	-5	0,24	-	259,2

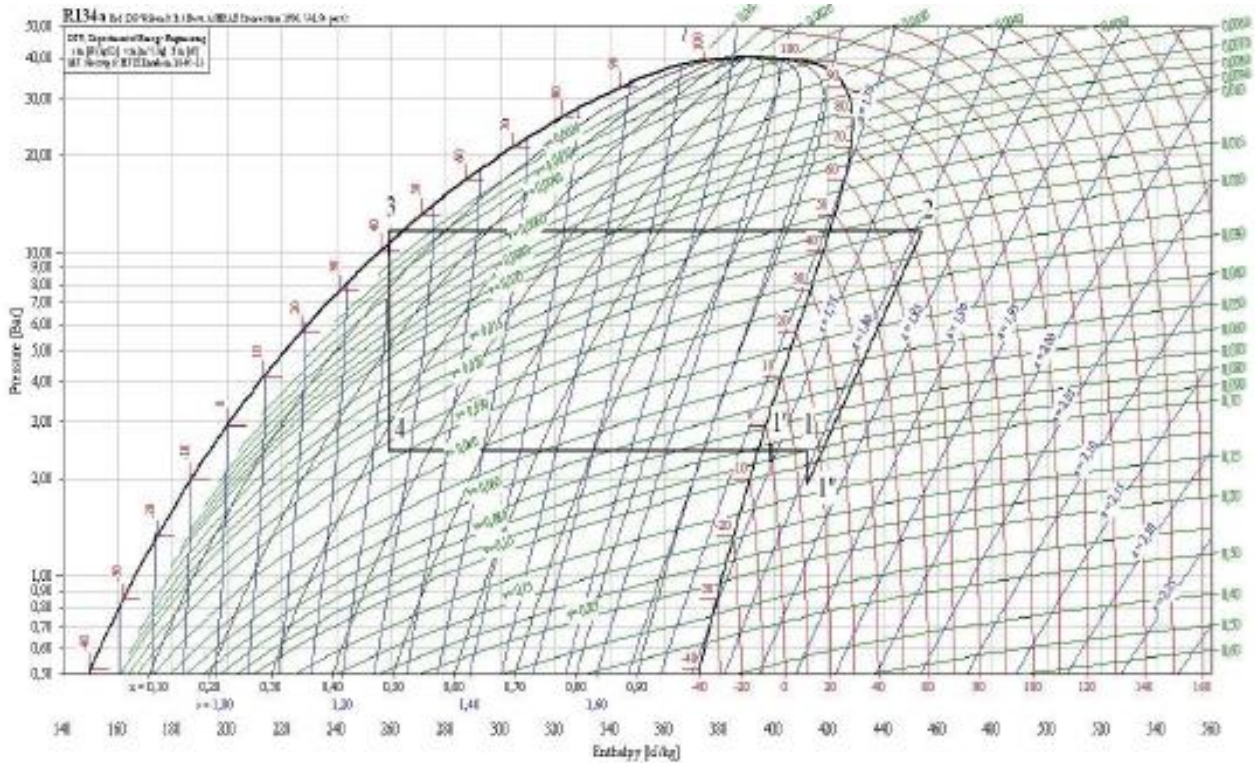


Рис. 8.2. Цикл холодильної установки в lg P-i діаграмі для R134a

Теплотехнічне моделювання холодильного агрегата

Завданнями теплотехнічного моделювання холодильного агрегата є: встановлення необхідної об'ємної продуктивності компресорного пристрою; визначення компресорного пристрою; встановлення споживаної потужності; встановлення теплового навантаження на конденсаторний пристрій.

Визначаємо ключові показники теоретичного термодинамічного процесу і необхідну об'ємну подачу компресорного пристрою.

Питома масова холоди́льна потужність холодильного агента (в кДж/кг):

$$q_0 = i_1' - i_4$$

Питома масова холоди́льна потужність холодильного агента з температурним параметром кипіння $t_0 = -5^\circ\text{C}$:

$$q_0 = i_1' - i_4 = 398,9 - 259,2 = 139,2 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження конденсаторного пристрою:

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3 = 454,13 - 259,2 = 194,93 \text{ кДж/кг}$$

Питома теоретична робота компримування в компресорному пристрої:

$$l_{\text{T}} = i_2 - i_1'' = 454,13 - 412,2 = 41,93 \text{ кДж/кг}$$

Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
------	------	---------	--------	------

Масова інтенсивність циркулюючого холодильного агенту, який необхідний для відводу теплових надходжень:

$$Q_0 = \frac{Q_{0T(-5)}}{q_0} = \frac{845,5}{139,2} = 6,07 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо необхідну об'ємну продуктивність гвинтових компресорних пристроїв.

З рис. 11.2 літ.1 приймаємо показник подачі.

$$\frac{p_k}{p^{1''}} = \frac{1,16}{0,193} = 6,01; \lambda = 0,8$$

Обчислення компресорного пристрою:

Реальний об'єм всмоктування:

$$V_{\text{д}} = M_{\text{км}} \times v_1'' = 6,07 \times 0,1149 = 0,698 \text{ м}^3/\text{с}$$

Об'єм, що описується поршневим елементом:

$$V_h = \frac{V_{\text{д}}}{\lambda} = 0,87 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Вибираємо до встановлення три напівгерметичних компактних компресорних пристрої Bitzer CSH95113-320Y – об'ємною подачею:

$$V_{\text{км}} = 1120 \text{ м}^3/\text{год} = 0,311 \text{ м}^3/\text{с}$$

Показник робочого часу компресорних пристроїв:

$$b = \frac{V_h}{V_{\text{км}}} = \frac{0,87}{3 \cdot 0,311} = 0,935$$

Для централізованих схем показник робочого часу повинен бути не менше 0,9.

Умова виконується.

Реальна масова інтенсивність:

$$M_{\text{км}} = \frac{\lambda \cdot V_{\text{км}}}{v_1''} = \frac{0,8 \cdot 0,311}{0,1149} = 2,17 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теоретична потужність компресорного пристрою:

$$N_{\text{т(км)}} = M_{\text{км}} \times (i_2 - i_1'') = 2,17 \times (454,13 - 412,2) = 91 \text{ кВт}$$

Реальна (індикаторна) потужність компресорного пристрою:

$$\eta_i = \lambda = 0,8$$

$$N_{i(кМ)} = \frac{N_{Т(кМ)}}{\eta_i} = \frac{91}{0,8} = 113,7 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність:

$$N_{e(кМ)} = \frac{N_{i(кМ)}}{\eta_{мех}} = \frac{113,7}{0,9} = 126,1 \text{ кВт}$$

Електрична потужність:

$$N_{ел(кМ)} = \frac{N_{e(кМ)}}{\eta_{ел}} = \frac{126,1}{0,9} = 140,1 \text{ кВт}$$

Для встановлення реального навантаження на конденсаторний пристрій потрібно встановити реальне положення точок 2 через індикаторний ККД.

$$\eta_{i} = \frac{(h_2 - h_1'')}{(h_2' - h_1'')}$$

$$h_2' = \frac{h_1''' + (h_2 - h_1'')}{\eta_i} = \frac{412,2 + (454,13 - 412,2)}{0,8} = 464,6 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на конденсаторний пристрій:

$$Q_{к} = M \times q_{к} = 6,9 \times (464,6 - 259,2) = 1337,2 \text{ кВт}$$

Таблиця 8.2. Технічні характеристики компресорів

Компресор Bitzer	Об'ємна продуктивність, м³/год	Розмір и, мм				d_в х, мм	d_ви х, мм	Швидкість обертання, об/хв	Потужність електродвигуна, кВт	Маса, кг
			Д	Ш	В					
CSH9511 3-320Y	1120	1975	75 0	81 2	125	100	3000	277	1500	

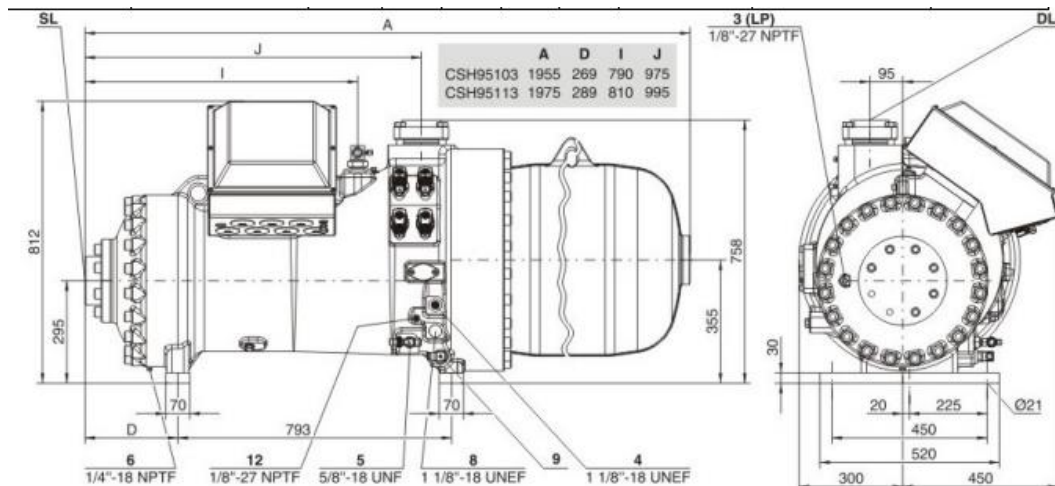


Рис. 8.3. Загальний вигляд компресора Bitzer CSH95113-320Y

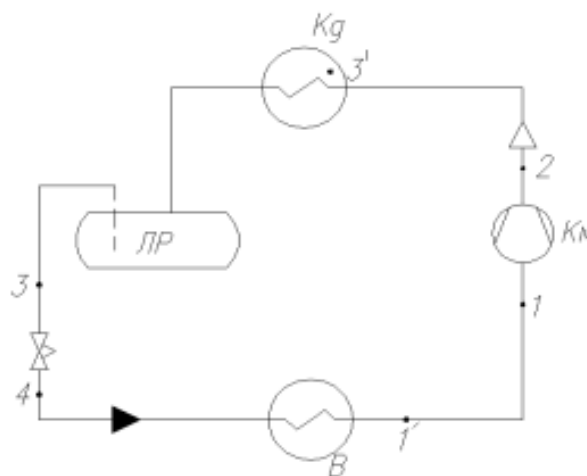


Рис. 8.4. Схема холодильної установки

Теплотехнічне моделювання комплексної холодильної системи для охолодження проміжного теплопередавального середовища

Приймаємо одноступеневу холодильну систему з проміжним теплопередавальним середовищем (пропіленгліколем), холодильний агент R134A.

В холодильних системах з проміжним теплопередавальним середовищем температурний параметр кипіння холодильного агента приймають на 4-6°C нижче середнього температурного параметра теплопередавального середовища у приладах охолодження:

$$t_o = t_s - (4 \div 6)^\circ\text{C}$$

де t_s - середній температурний параметр теплопередавального середовища в приладах охолодження, який встановлюється за математичним виразом:

Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата
------	------	---------	--------	------

00.КМР.142.003.006.ПЗ

Лист

39

$$t_s = t_v - (7 \div 10)^\circ\text{C} = 0 - 7 = -7^\circ\text{C}$$

Визначаємо температурний параметр кипіння холодильного агента:

$$t_0 = -7 - 5 = -12^\circ\text{C}$$

Температурний параметр конденсації, переохолодження, корисного перегріву приймається аналогічний, що і в п. 8.1:

$$t_k = 45^\circ\text{C}; \Delta t_{\text{пер}} = 3^\circ\text{C}; t_{\text{пг}} = 5^\circ\text{C}$$

Повний перегрів складає:

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (10 \div 12) = -12 + 10 = -2^\circ\text{C}$$

Оскільки в комплексній системі незначна протяжність трубопроводних магістралей, приймаємо тиск х.а. на всмоктуванні в компресорний пристрій рівним тиску кипіння.

Будуємо термодинамічний процес в lg P-і діаграмі для R134a. Величини показників холодильного агента у вузлових точках термодинамічного процесу заносимо до табл. 8.3.

Таблиця 8.3. Параметри холодильного агента

№ точки	t, °C	P, МПа	v, м³/год	h, кДж/кг
1'	-7	0,185	-	393
1	-2	0,185	0,112	398,8
2	60,5	1,16	0,019	438,8
2'	70	1,16	0,02	449,4
3'	45	1,16	-	264
3	42	1,16	-	259,2
4	-12	0,185	-	259,2

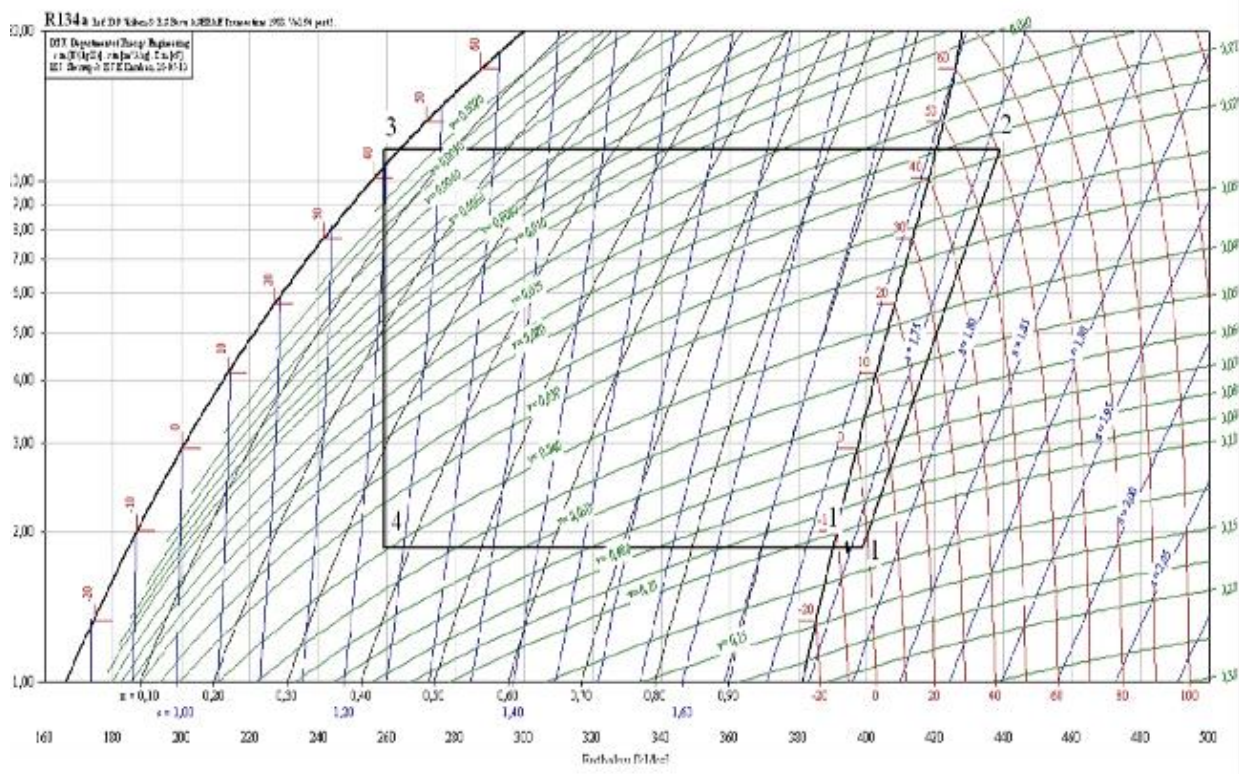


Рис. 8.5. Цикл холодильної установки

Визначаємо основні параметри теоретичного циклу і потрібну об'ємну подачу компресора.

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 = 393 - 259,2 = 133,8 \text{ кДж/кг}$$

2. Питоме теплове навантаження конденсатора:

$$q_k = h_2 - h_3 = 438,8 - 259,2 = 179,6 \text{ кДж/кг}$$

3. Питома теоретична робота стисання в компресорі:

$$l_T = h_2 - h_1 = 438,8 - 398,8 = 45,8 \text{ кДж/кг}$$

4. Масова витрата холодильного агенту:

$$M_{\text{KM}} = \frac{Q^0}{q^0} = 6,32 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

5. Визначаємо потрібну об'ємну продуктивність гвинтових компресорів. З рис. 11.2 літ.1 приймаємо коефіцієнт подачі.

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{1,16}{0,185} = 6,3; \lambda = 0,79$$

Розрахунок компресора:

1. Дійсний об'єм всмоктування:

$$V_{\text{д}} = M_{\text{км}} \times v_1 = 6,32 \times 0,112 = 0,708 \text{ м}^3/\text{с}$$

2. Теоретичний об'єм всмоктування:

$$V_{\text{h}} = \frac{V_{\text{д}}}{\lambda} = 0,896 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Вибираємо до встановлення три напівгерметичних компактних компресори Bitzer CSH95113-320Y – об'ємною подачею:

$$V_{\text{км}} = 1120 \text{ м}^3/\text{год} = 0,311 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт робочого часу компресорів:

$$V_{\text{h}} = \frac{V_{\text{h}}}{V_{\text{км}}} = \frac{0,896}{3 \cdot 0,311} = 0,96$$

Для централізованих систем коефіцієнт робочого часу повинен бути не менше 0,9. Умова виконується.

3. Дійсна масова витрата:

$$M_{\text{км}} = \lambda \times V_{\text{км}} / v_1 = 0,79 \times 0,311 / 0,112 = 2,19 \text{ кг/с}$$

$$M_{\text{км}} = \frac{\lambda \cdot V_{\text{км}}}{v_1} = \frac{0,79 \cdot 0,311}{0,112} = 2,19 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4. Теоретична потужність:

$$N_{\text{Т}} = M_{\text{км}} \times (h_2 - h_1) = 2,19 \times (438,8 - 398,8) = 100,47 \text{ кВт}$$

5. Індикаторний ККД:

$$\eta_{\text{i}} = \lambda = 0,79$$

6. Індикаторна потужність компресора:

$$N_{\text{i}} = \frac{N_{\text{Т}}}{\eta_{\text{i}}} = \frac{100,47}{0,79} = 127,2 \text{ кВт}$$

7. Ефективна потужність:

$$N_{\text{е}} = \frac{N_{\text{i}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{127,2}{0,9} = 141,3 \text{ кВт}$$

8. Електрична потужність:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{141,3}{0,9} = 157 \text{ кВт}$$

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		42

Для знаходження реального навантаження на конденсатор потрібно знайти реальне положення точок 2 через індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1}$$

$$h_2' = \frac{h_1 + (h_2 - h_1)}{\eta_i} = \frac{398,8 + (438,8 - 398,8)}{0,79} = 449,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = M \times q_k = 6,9 \times (449,4 - 259,2) = 1249,6 \text{ кВт}$$

Тепловий розрахунок комплексної холодильної машини для охолодження проміжного теплоносія. Природний холодоагент

Робочий режим холодильної установки характеризується наступними параметрами:

- Температура кипіння t_0
- Температура конденсації t_k
- Температура всмоктувальних парів t_{vc}

Температура кипіння в установках з проміжним холодоносієм приймається на 5°C нижче середньої температури розсолу в приладах охолодження.

Таким чином:

$$t_0 = t_s - 5 = -4 - 5 = -9^\circ\text{C}$$

Визначаємо середню температуру холодоносія:

$$t_s = t_v - 5 = 1 - 5 = -4^\circ\text{C}$$

де t_v - середня температура повітря в камері.

В аміачних холодильних установках з повітряним охолодженням конденсатора температуру конденсації приймають на $9-11^\circ\text{C}$ вище розрахункової температури зовнішнього повітря.

Таким чином:

$$t_k = t_z + 10 = 30 + 10 = 40^\circ\text{C}$$

В аміачних холодильних установках температуру всмоктувальних парів приймають на 5-10°C вище температури кипіння.

Таким чином:

$$t_{\text{вс}} = -9 + 10 = 1^{\circ}\text{C}$$

Будуємо цикл холодильної машини (дод.1), і параметри точок циклу заносимо до таблиці.

Таблиця 8.4. Параметри циклу

№ точки	t, °C	P, бар	i, кДж/кг	V, м³/кг
1	1,3	3,02	1476	0,44
1'	-9	3,02	1450	0,4
2	124	15,56	1727	0,11
2'	40	15,56	1489	0,08
3	40	15,56	386	0,0017
4	-9	3,02	386	0,07

Тепловий розрахунок одноступеневої холодильної машини

Питома масова холодопродуктивність холодильного агента (кДж/кг):

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1476 - 386 = 1090$$

Питома робота стиснення в компресорі (кДж/кг):

$$l = i_2 - i_1 = 1727 - 1476 = 251$$

Питоме навантаження на конденсатор (кДж/кг):

$$q_k = i_2 - i_3 = 1727 - 386 = 1341$$

Масовий розхід циркулюючого холодоагенту для відведення теплоприпливів (кг/с):

$$M_T = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{492,67}{1090} = 0,451$$

де Q_0 - потрібна холодопродуктивність компресора.

Потрібна теоретична об'ємна продуктивність компресора (м³/с):

$$V_{\text{т}} = \frac{(M_{\text{т}} \times v_1)}{\lambda} = \frac{(0,451 \times 0,44)}{0,8} = 0,248$$

де v_1 - питомий об'єм всмоктуваної пари (точка 1 циклу);

λ - коефіцієнт подачі компресора.

Підбираємо 2 чилера марки GEA Grasso DX LR 500c із гвинтовим компресором Grasso MC-L, з об'ємною продуктивністю $V_{\text{км}} = 0,099$ м³/с.

Дійсний масовий розхід холодильного агента в компресорі (кг/с):

$$M_{\text{км}} = \frac{(\lambda \times V_{\text{км}})}{v_1} = \frac{(0,8 \cdot 0,299)}{0,44} = 0,54$$

Дійсна холодопродуктивність компресора (кВт):

$$Q_0 = M_{\text{км}} \times q_0 = 0,54 \times 1090 = 588,6$$

Визначаємо потужність привода компресора

Визначаємо теоретичну потужність стискання (кВт):

$$N_{\text{т}} = M_{\text{км}} \times l = 0,54 \times 251 = 135,5$$

де l - питома робота стиснення в компресорі, кДж/кг.

Визначаємо дійсну потужність стискання (кВт):

$$N_{\text{i}} = \frac{N_{\text{т}}}{\eta_{\text{i}}} = \frac{135,5}{0,9} = 150,5$$

де η_{i} - індикаторний ККД.

Визначаємо потужність на валу компресора (кВт):

$$N_{\text{е}} = \frac{N_{\text{i}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{150,5}{0,9} = 167,2$$

де $\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД компресора.

Визначаємо електричну потужність, тобто потужність яку споживає електродвигун із мережі (кВт):

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{167,2}{0,95} = 176$$

де $\eta_{\text{ел}}$ - ККД електродвигуна.

Визначаємо теплове навантаження на конденсатор із врахування втрат (кВт):

$$Q_{\text{к}} = Q_0 + N_{\text{і}} = 492,67 + 150,5 = 643,17 \text{ кВт}$$

Висновок

Зважаючи на:

- більш якісне завантаження компресорів,
- менше навантаження на конденсатор,
- значно меншу необхідну заправку холодильним агентом системи,
- широке впровадження природних холодоагентів в Україні,
- сучасні світові виклики по зменшенню споживання холодоагентів HFC групи,
- можливість використання фрікулінгу для охолодження в зимовий та перехідний сезон,

Приймаємо для подальшого розрахунку систему з аміаком та проміжним теплоносієм.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
						46
<i>Вип.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

9. ВИБІР ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінні апарати холодильної установки (випарник, конденсатор) підбираються за розрахованим тепловим навантаженням на них. Визначається необхідна площа поверхні теплообміну по дійсному тепловому потоку, визначеному при тепловому розрахунку холодильної машини.

Розрахунок і підбір конденсатора

Площа теплопередавальної поверхні визначається за формулою (м²):

$$F = \frac{Q}{(k \times \theta)}$$

де Q - теплове навантаження на конденсатор, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²×К);

θ - розрахункова різниця температур.

В якості розрахункової різниці температур приймаємо середньологарифмічний температурний напір, який розраховується за формулою (°С):

$$\theta = \frac{[(t_{\text{к}} - t_{\text{п1}}) - (t_{\text{к}} - t_{\text{п2}})]}{\ln[(t_{\text{к}} - t_{\text{п1}})]} = 7,2$$

де t_к - температура конденсації парів аміаку;

t_{п1} - температура повітря, що входить в конденсатор;

t_{п2} - температура повітря, що виходить з конденсатора.

Отже, визначаємо площу теплопередавальної поверхні (м²):

$$F = (643,17 \times 10^3) / (30 \times 7,2) = 2977,6$$

Згідно отриманих даних, підбираємо конденсатор фірми Guentner, марки GCHV AD 090.1QF/17A-66. (дод.2)

Розрахунок і підбір випарника

Визначаємо площу теплопередавальної поверхні (м²):

$$F = \frac{Q}{(k \times \theta)}$$

де Q - теплове навантаження на випарник, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²×К);

θ - розрахункова різниця температур.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		47

$$F = \frac{588600}{(1500 \times 5)} = 78,48 \text{ м}^2$$

Підбираємо пластинчатий розбірний випарник TL90. Площа однієї пластини 2,8 м², з загальною кількістю пластин 29 шт

					00.КМР.142.003.006.ПЗ	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		48

10. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР

Розрахунок і підбір повітроохолодників для камер

Площа теплопередавальної поверхні визначається за формулою (м²):

$$F = \frac{Q}{(k \times \theta)}$$

де Q - сумарне теплове навантаження на камерне обладнання, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²×К);

θ - розрахункова різниця температур.

Для камери №1

$$F = \frac{(66,1 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 574 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 202,3 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 185,2 м². Розхід повітря 37150 та 29160 м³/год відповідно (дод.3).

Для камери №2

$$F = \frac{(65,2 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 566 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 202,3 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 185,2 м². Розхід повітря 37150 та 29160 м³/год відповідно (дод.3).

Для камери №3

$$F = \frac{(66 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 573 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 202,3 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/57 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 185,2 м². Розхід повітря 37150 та 29160 м³/год відповідно (дод.3).

					00.КМР.142.003.006.ПЗ	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		49

Для камери №4

$$F = \frac{(70,9 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 616 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/67 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 242,7 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/47 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 161,8 м². Розхід повітря 44580 та 29720 м³/год відповідно (дод.3).

Для камери №5

$$F = \frac{(70 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 608 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/67 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 242,7 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/47 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 161,8 м². Розхід повітря 44580 та 29720 м³/год відповідно (дод.3).

Для камери №6

$$F = \frac{(70,9 \times 10^3)}{(23 \times 5)} = 616 \text{ м}^2$$

Приймаю повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/67 – ANS, кількістю 2 штуки з площею теплообміну 242,7 м²; повітроохолодник Guentner GACA 050.1H/47 – ANS, кількістю 1 штука з площею теплообміну 161,8 м². Розхід повітря 44580 та 29720 м³/год відповідно (дод.3).

11. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

Ресивер лінійний

Для насосно-циркуляційної схеми місткість лінійного ресивера розраховується за наступним виразом (м³):

$$V_{\text{л.р}} = \frac{(0,6 \times V_{\text{вип}})}{(0,5 \times 1,2)}$$

де: $V_{\text{вип}}$ – місткість випарної системи, м³; 0,5 – коефіцієнт, що враховує норму заповнення ресивера при експлуатації.

$$V_{\text{л.р}} = \frac{(0,6 \times 0,24)}{(0,5 \times 1,2)} = 0,34$$

Згідно з додатком 4 вибираємо лінійний ресивер марки 1АРД-0,75 місткістю 0,77 м³.

Маслосепаратор

Маслосепаратор приймаємо за додатком 5.

BITZER, марки ОА4188А по одному на кожний компресор.

12. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТРУБОПРОВОДІВ

Для розрахунку діаметра труб, які з'єднують повітроохолодники з магістраллю, потрібно визначити об'ємну витрату теплоносія пропіленгліколю (м³/с):

$$V_{\text{л.р}} = \frac{Q}{(\rho \times c \times \Delta t)}$$

де: Q – навантаження на обладнання, кВт; ρ – густина теплоносія пропіленгліколю, кг/м³; Δt – різниця температур теплоносія на виході і вході у випарник, °C; c – теплоємність теплоносія, кДж/(кг·K).

Теплофізичні властивості пропіленгліколю: c_п = 3,715 кДж/(кг·K); ρ_п = 1041,65 кг/м³; Δt_п = 2°C; Концентрація 35%; Динамічна в'язкість μ_п = 1149,67 × 10⁻⁵ Па·с; Кінематична в'язкість ν_п = 11,037 × 10⁻⁶ м²/с.

Отже, визначаємо об'ємну витрату теплоносія:

$$V = \frac{367,87}{(3,715 \times 1041,65 \times 2)} = 0,047 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Підбір трубопроводу для пропіленгліколю згідно умов:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \times \sqrt{(V/\omega)}$$

де: d_{вн} – внутрішній діаметр труб, м; V – об'ємна витрата речовини, м³/с; ω – швидкість речовини в трубах, м/с.

Швидкість теплоносія в трубах (для труб діаметром більше 100 мм швидкість збільшують на 30%):

- Сторона всмоктування ω_{вс} = 1,26 м/с;
- Сторона нагнітання ω_{нагн} = 1,56 м/с.

Розрахунок діаметрів трубопроводів

На стороні всмоктування:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \times \sqrt{(0,047/1,26)} = 0,218 \text{ м}$$

На стороні всмоктування приймаю пластикову трубу РС 100 з зовнішнім діаметром 250 × 14,8 мм, з внутрішнім діаметром d_{вн} = 220,4 мм.

На стороні нагнітання:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \times \sqrt{(0,047/1,56)} = 0,196 \text{ м}$$

Місцеві опори на стороні повітроохолоджувачів:

- Вентель запірний та соленоїдний $\xi = 2 \times 5 = 20$;
- Повороти $\xi = 4 \times 1 = 4$;

$$\Delta p_{\text{м.в}} = \frac{\Sigma \xi \times (\rho \times \omega^2)}{2} = 21262,5 \text{ Па}$$

Опір на стороні всмоктування:

$$\Delta p_{\text{м.в}} = \frac{\Sigma \xi \times (\rho \times \omega^2)}{2} = 26455 \text{ Па}$$

Опір на стороні повітроохолоджувачів:

$$\Delta p_{\text{м.в}} = \frac{\Sigma \xi \times (\rho \times \omega^2)}{2} = 7994,9 \text{ Па}$$

Розраховуємо загальний опір трубопроводу:

- Загальний опір на стороні нагнітання

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.в.}} = 16,97 + 21,3 = 38,3 \text{ кПа}$$

- Загальний опір на стороні всмоктування

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.в.}} = 5,64 + 26,5 = 32,14 \text{ кПа}$$

- Загальний опір на стороні повітроохолоджувачів

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.в.}} = 1,12 + 7,99 = 9,11 \text{ кПа}$$

13. ВИБІР НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ПРОПІЛЕНГЛІКОЛЮ

Насос для транспортування рідин підбирається за двома основними параметрами: продуктивності і повному напору, що створює насос.

Продуктивність визначає обсяг рідини, який необхідно подати до теплообмінних апаратів. Якщо рідина подається двома насосами, що працюють паралельно, то розрахункову продуктивність кожного насоса беруть рівною 65% від загальної витрати рідини в магістралі.

$$V = 0,047 \times 0,65 = 0,031 \text{ м}^3/\text{с} = 110 \text{ м}^3/\text{год}$$

Напір насоса являє собою висоту стовпа перекачуваної рідини, що врівноважує створюваний тиск.

Напір насоса обчислюється за формулою (м):

$$H = \frac{\Delta p}{(\rho \times g)}$$

де: Δp – опір системи, Па; ρ – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

$$H = \frac{\Delta p}{(\rho \times g)} = \frac{110}{(1041 \times 9,81)} = 10,8 \text{ м}$$

Підбираємо 2 насоси (додаток 6), марки WILO CronoBloc BL 65/120-4/2, з потужністю двигуна 7,5 кВт.

Цехова схема енергопостачання

Електричні споживачі об'єкта належать до 2-ї категорії надійності енергопостачання.

Тому для забезпечення резервування обрано двотрансформаторну станцію. Потужність кожного трансформатора встановлюється з умови забезпечення одночасного живлення як власних електричних споживачів, так і споживачів іншого відключеного джерела (в аварійних обставинах).

В аварійному стані пошкоджений трансформатор відключають власним автоматом на стороні високої та низької напруги. Розподіл електричної енергії між електричними споживачами холодильної системи забезпечують через розподільчий пристрій (РП).

Враховуючи те, що основними електричними споживачами є приймачі 2 категорії, обрані радіальні конфігурації з'єднання для освітлювальної мережі.

Визначення потужності електричних приводів

Потужності електричних приводів для насосних агрегатів та вентиляторних пристроїв обрані відповідно до технічних характеристик згідно з технологічними критеріями.

Характеристики приводів наведені в таблиці.

Таблиця 14.1

Споживач	Позн.	К-ть	P _н , кВт	P _н Σ, кВт	I _н , А	η, %	cos φ	n × с ⁻¹
Компресор	КМ	3	74,6	149,2	7,5	90	0,9	24,5
Вентилятор КД	КД	7	3,6	7,2	6,5	90	0,9	24,5
Насос проміжного носія	НР	2	7,5	15	6,5	90	0,9	24
Повітроохолодник	ПО	18	3,75	7,5	6	79	0,8	24

Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання

Обрані магнітні пускачі (МП) нереверсивні захищеного виконання відповідно до наступних умов:

$$I_{н.п.} \geq I_{л}; U_{н.п.} = U_{л}$$

Для теплового реле $I_{тр} \geq 1,1 \times I_{н}$

де: $I_{н.п.}$, $I_{л}$ – відповідно номінальний струм МП і струм лінії (прийнято $I_{л} = I_{н.дв.}$); $U_{н.п.}$, $U_{л}$ – номінальна напруга МП і лінії; $I_{тр}$ – струм спрацювання теплового реле.

Обрані магнітні пускачі занесені до таблиці.

Таблиця 14.2

Позначення	$I_{н, А}$	$1,1 \times I_{н}$	Магнітний пускач		Теплове реле	
			Тип	$I_{н, А}$	Тип	$I_{устр, А}$
КМ	149,2	164,1	ПММ6/200	200	РТТ-3	165
КД	7,2	7,92	ПММ-1/9	9	ТРН10	10
НР	15	16,5	ПММ2/25	25	ТРН25	16
ПО	7,5	8,25	ПММ-1/9	9	ТРН10	10

Вибір автоматичних вимикачів

Автоматичні повітряні вимикачі призначені для захисту мереж електроприймачів від пошкоджень, викликаних струмом вище допустимих значень, а також від струмів короткого замикання.

Вибір автоматів здійснюється виходячи з таких умов:

$$I_{доп.} \geq I_{розр}; I_{ср} \geq 1,25 \times I_{max}$$

Вибір установки спрацювання електромагнітного розчеплювача $I_{уср}$ обрано найближчий до $I_{пуск}$ для ліній окремих електродвигунів прийнято:

$$I_{max} = I_{пуск}$$

Враховуючи те, що електроприймачі захищені від перевантажень завдяки тепловим реле магнітних пускачів, автомати обрані з електромагнітним розчеплювачем для захисту від максимальних струмів.

Передбачена установка серії автоматів, що входить до комплексу стандартних розподільчих пунктів.

Обираємо автомати і заносимо до таблиці.

Таблиця 14.3

Позначення	К- ть	I _н , А	I _{пуск} , А	1,25 × I _{пуск} , А	Тип	I _н , А	I _{ер} , А
КМ	3	149,2	1119	1398,7	А3740Б	630	1400
КД	7	7,2	54	67,9	А3710Б	80	630
НР	2	15	112,5	140,6	А3710Б	250	630
ПО	18	7,5	56,25	70,3	А3710Б	80	630

Розрахунок і вибір шафи розподільчого пункту

Електричні навантаження визначені методом коефіцієнтів використання і максимуму.

Середня активна потужність за максимально завантаженою зміну:

$$P_{\text{см}} = P_{\text{н}} \times K_{\text{в}}, \text{ кВт}$$

Середня реактивна потужність за максимально завантаженою зміну:

$$Q_{\text{см}} = P_{\text{см}} \times \text{tg } \varphi, \text{ кВар}$$

Результат розрахунку потужностей заносимо до таблиці.

Таблиця 14.4

Позначення	P _{см} , кВт	cos φ	tg φ	Q _{см} , кВар	P _н , кВт	K _в
КМ	55,95	0,92	0,43	24,1	74,6	0,75
КД	2,7	0,9	0,62	1,67	3,6	0,75
НР	5,62	0,84	0,65	3,65	7,5	0,75
ПО	2,81	0,58	0,58	1,62	3,75	0,75

Для визначення коефіцієнта максимуму K_м попередньо визначаємо проміжні дані, коефіцієнт m:

$$m = \frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{min}}} = 40 > 3$$

Тоді ефективне число споживачів:

$$n_e = \frac{(2 \times \Sigma P_{\text{н}})}{P_{\text{max}}} = 7,4$$

Груповий коефіцієнт використання $K_{в.гр} = 0,75$; $K_{м} = 1,21$.

Розрахункові значення відповідно активної, реактивної і повної потужності розподільчого пункту:

$$P_{р.мах} = K_{м} \times \Sigma P_{см} = 1,21 \times 67,08 = 81,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{р.мах} = 1,1 \times \Sigma Q_{см} = 1,1 \times 30,98 = 34,11 \text{ кВар}$$

$$S_{р.мах} = (P_{р}^2 + Q_{р}^2)^{0,5} = (81,16^2 + 1162,8^2)^{0,5} = 88,03 \text{ кВА}$$

Коефіцієнт потужності:

$$\cos \varphi = \frac{P}{S} = 0,92$$

Значення розрахункового і короткочасного максимального струму:

$$I_{р} = \frac{S}{(3^{0,5} \times U)} = 137,1 \text{ А}$$

$$I_{мах} = I_{пуск.мах} + \Sigma I_{н} = 1398,75 + 133,7 = 1532,45 \text{ А}$$

де: $I_{пуск.мах}$ – максимальний пусковий струм двигуна; $\Sigma I_{н}$ – сума номінальних струмів двигунів.

Приймаю 2 стандартні шафи герметичного виконання типу СПМ 75-9 з характеристиками: $I_{н} = 400 \text{ А}$; $U_{н} = 380 \text{ В}$; габаритні розміри $800 \times 1350 \times 260 \text{ мм}$.

Розподілення електричної енергії у відділеннях

Відповідно до кліматичних особливостей приміщення передбачена прокладка кабелю в трубах у землі ($t_{з} = 15^{\circ}\text{C}$). Для вказаного способу прокладки прийнято кабель марки АВВГ (для запобігання пошкодженню кабелю та зменшення втрат при передачі електроенергії).

За величиною розрахункового струму лінії обрано переріз кабелю, а потім перевірено на відповідність прийнятому до установки апарату захисту:

$$I_{доп.} \geq I_{розр}$$

Для автоматичного вимикача:

$$I_{доп.} \geq 0,22 \times I_{зах}, \text{ А}$$

де: $I_{зах}$ – струм спрацювання захисту, А.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
						61
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

Переріз силових кабелів перевірений на втрату напруги:

$$I_p = \frac{(10^3 \times \rho \times \Sigma P_p)}{(U_n^2 \times S) \leq 5\% \times U_n}$$

Таблиця 14.5

Лінія		Довжина, м	I_розр, А	I_доп, А	S, мм ²	К-ть, переріз	Тип кабеля	ΔU, В
початок	кінець							
РП	КМ	40	149,2	202	70	3 × 70	АВВГ	3,11
РП	КД	60	7,2	35	2,5	2,5 × 3	АВВГ	2,47
РП	НР	55	15	35	2,5	2,5 × 3	АВВГ	1,65
РП	ПО	15	7,5	35	2,5	2,5 × 3	АВВГ	1,54

Вибір числа і потужності трансформаторів

Для забезпечення надійного і безперервного електропостачання приймачів І та ІІ категорії обрана двотрансформаторна підстанція. Спочатку розраховано електричні навантаження, прикладені до шин низької напруги трансформаторної підстанції.

Потужність електроприймачів, які отримують живлення від трансформаторної підстанції, занесені до таблиці.

Таблиця 14.6

Споживачі	P, кВт	K_в	P_см, кВар	tg φ	Q_см, кВар
РП1	223,8	0,75	167,8	0,51	114,1
РП2	15	0,75	11,25	0,51	7,65
РП3	67,5	0,75	50,6	0,51	34,4
Сума	306,3		229,65		156,15

Значення активної потужності:

$$P_{p.max} = K_m \times \Sigma P_{cm} = 1,21 \times 306,3 = 370,6 \text{ кВт}$$

Значення реактивної потужності:

$$Q_{p.max} = 1,1 \times \Sigma Q_{cm} = 1,1 \times 156,15 = 171,8 \text{ кВар}$$

Значення повної потужності:

$$S_{p.max} = (P_{p.max}^2 + Q_{p.max}^2)^{0,5} = (370,6^2 + 171,8^2)^{0,5} = 408,5 \text{ кВ} \times \text{А}$$

При виході з ладу одного трансформатора Т1 інший Т2 забезпечує живлення всіх споживачів. Потужність силових трансформаторів обрана з умови економічності режиму роботи, а також забезпечення резервування живлення споживачів з урахуванням допустимого перевантаження.

Номінальна потужність трансформатора обрана за розрахунковим максимумом навантаження. Згідно з рекомендацією номінальна потужність обрана не більше 0,7 передбаченого розрахункового максимуму навантаження ($K_1 = 0,7$). Величина $K_2(t)$ обрана для $K_1 = 0,7$ та 6 годин.

Звідки:

$$S_n / (K_2(t) \times S_n) \leq 0,7$$

Приймаємо до установки 2 трансформатори 1000 кВ × А типу ТМ-1000/10.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
Вип.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		63

15. СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ

У процесі проєктування та спорудження холодильної установки ключове значення має оснащення системами автоматизації. Якісна автоматизація спрямована не тільки на безперервну роботу обладнання без участі оператора, але й є критично важливою для стабільної роботи обладнання та підтримання заданих параметрів, що має особливе значення для технологічних процесів.

Автоматизація холодильних систем реалізується в такому обсязі:

- автоматичне регулювання та моніторинг температурного режиму в холодильних камерах;
- управління та захист компресорів від аварійних режимів роботи;
- регулювання та контроль рівня аміаку в апаратах;
- управління насосами та компресорами;
- автоматичне видалення повітря з системи;
- аварійне відключення холодильної установки;
- світлова та звукова сигналізація стану холодильної установки;
- дистанційне вимірювання контрольованих робочих параметрів.

Схема холодильної установки являє собою герметичну систему з повітроохолодниками, гвинтовими компресорами, повітряним конденсатором, лінійним ресивером. Робочою речовиною холодильної установки є аміак (вибухонебезпечна та сильнодіюча токсична речовина). Апарати та компресорні агрегати установки функціонують під надлишковими тисками, що може спричинити викид аміаку в атмосферу при виникненні аварійної ситуації.

Об'єктом автоматизації в даному дипломному проєкті є автоматизація холодильних камер з використанням проміжного теплоносія.

Алгоритм функціонування

Камера зберігання яблук

Контроль роботи за даною камерою здійснюється за допомогою контролера, який керує всім процесом автоматизації. Контролер отримує сигнал з температурного датчика 6, який встановлений в об'ємі камери. Місце розташування датчика знаходиться в найбільш оптимальному місці для оцінювання температури

16. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

16.1 Кошторис обладнання холодильної установки

Специфікація технологічного обладнання холодильної системи з визначенням вартості представлена в таблиці 16.1. Сумарна кошторисна вартість комплексу обладнання холодильної установки складає **5820,6 тис. грн** з урахуванням податку на додану вартість.

Таблиця 16.1 – Кошторис обладнання холодильної установки

№	Найменування	Виробник	Ціна за одиницю, тис. грн	Транспортування та монтаж, тис. грн	Кількість, шт.	Загальна вартість, тис. грн
1	Гвинтовий компресор	Bitzer	462	18	3	1440
2	Повітроохолоджувач камерний	Guentner	70	4	6	444
3	Повітроохолоджувач камерний	Guentner	62	3	3	195
4	Повітроохолоджувач камерний	Guentner	82	4	6	516
5	Повітроохолоджувач камерний	Guentner	54	3	3	171
6	Конденсатор повітряного охолодження	Guentner	1824	2	1	1826
7	Циркуляційний насос	Wilo	58	2	3	180
8	Лінійний ресивер	«Іжевськхіммаш»	74	2	1	76
9	Проміжний випарник	TL	114	2	1	116
10	Трубопроводи, запірні арматура, система автоматизації	-	30% від основного обладнання	-	комплект	856,6
					ВСЬОГО	5820,6

Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата

00.КМР.142.003.006.ПЗ

Лист

66

16.2 Визначення річного виробництва холоду

Енергетичні витрати на виробництво холоду суттєво відрізняються залежно від температури кипіння холодоагенту, тому фактичні обсяги необхідно привести до умовної величини – приведеної холодопродуктивності. Розрахунок здійснюється шляхом множення реальної холодопродуктивності на коефіцієнт приведення, що визначається залежно від температурного режиму експлуатації.

Приведена холодопродуктивність установки:

$$Q_{0_прив} = \Sigma Q_0 \times k_{прив} = 588,6 \times 0,74 = 435,6 \text{ кВт}$$

Тривалість роботи холодильного обладнання в режимі максимального навантаження протягом року складає **5400 годин**.

Річний обсяг виробленого приведенного холоду:

$$Q_{р\acute{и}к} = Q_{0_прив} \times \tau_{робочий} = 435,6 \times 5400 = 2\,352\,240 \text{ кВт}\cdot\text{год}$$

16.3 Розрахунок витрат на електричну енергію

У даному розділі розраховуються витрати на силову електроенергію, що споживається електроприводами компресорних агрегатів, циркуляційних насосів та вентиляторного обладнання теплообмінних апаратів.

Розрахунок річного електроспоживання виконується за формулою:

$$W_{р\acute{и}к} = \Sigma (N_{ном} \times K_{завант} \times \tau_{роботи})$$

де:

$N_{ном}$ – номінальна встановлена потужність електродвигуна, кВт;

$K_{завант}$ – коефіцієнт завантаження електродвигуна, приймається 0,7;

$\tau_{роботи}$ – річний фонд робочого часу обладнання, год.

Таблиця 16.2 – Розрахунок електроспоживання обладнання

№	Найменування електроприводу	Встановлена потужність, кВт	Кількість, шт.	Річний час роботи, год	Річне споживання, кВт·год
1	Гвинтовий компресор	74,6	3	5400	845 964
2	Вентилятор повітроохолоджувача	0,45	18	3000	17 010
3	Вентилятор повітроохолоджувача	0,75	30	3000	47 250
4	Вентилятор повітроохолоджувача	0,75	36	3000	56 700
5	Вентилятор повітроохолоджувача	0,75	12	3000	18 900
6	Циркуляційний насос	7,5	3	3000	47 250
7	Вентилятор конденсатора	3,6	7	3000	52 920
				Разом	1 085 994

Тарифна ставка на електричну енергію для промислових споживачів II класу напруги становить **9,15 грн за 1 кВт·год** (актуальні тарифи НЕК «Укренерго» станом на 2024-2025 рр.).

Річні витрати на електроенергію:

$$W_{\text{ел}} = W_{\text{рік}} \times T_{\text{тариф}} = 1\,085\,994 \times 9,15 = 9\,936,85 \text{ тис. грн}$$

16.4 Витрати на поповнення системи холодоагентом

Величина витрат на холодоагент безпосередньо залежить від холодопродуктивності компресорного обладнання. Нормативна питома витрата аміаку для холодильних систем з проміжним теплоносієм становить **1,8 кг на 1 кВт холодопродуктивності**.

Загальна маса аміаку в системі:

$$M_{\text{NH}_3 \text{ заг}} = Q_0 \text{ прив} \times 1,8 = 435,6 \times 1,8 = 784 \text{ кг}$$

Щорічне поповнення холодоагенту в результаті технологічних втрат складає орієнто

- Електромеханік – 1 особа (25 000 грн/міс)

Середня заробітна плата: 24 750 грн/міс

Чисельність персоналу: 4 особи

Річний фонд оплати праці з нарахуваннями (ЄСВ 22%):

$$\text{ФОП}_{\text{рік}} = 24\,750 \times 12 \times 4 \times 1,22 = 1\,455,3 \text{ тис. грн}$$

Приймаємо 1450 тис. грн/рік.

16.7 Амортизаційні відрахування на обладнання

Норма річної амортизації для холодильного обладнання відповідно до Податкового кодексу України становить **10%** від первісної вартості.

Річна сума амортизації обладнання:

$$A_{\text{обл}} = 5820,6 \times 0,10 = 582,06 \text{ тис. грн}$$

16.8 Витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування

Витрати на планові поточні ремонти, технічне обслуговування та усунення несправностей приймаються на рівні **50%** від річної суми амортизаційних відрахувань на обладнання.

Річні витрати на ремонт:

$$V_{\text{рем}} = 582,06 \times 0,5 = 291,03 \text{ тис. грн}$$

16.9 Вартість будівлі та амортизаційні відрахування

Питома вартість будівництва одноповерхових промислових будівель з металоконструкцій та сендвіч-панелей становить **16 500 грн за 1 м²** будівельної площі (актуальна вартість будівництва на 2024-2025 рр.).

Загальна вартість будівлі холодильника:

$$V_{\text{буд}} = 16\,500 \times 1944 = 32\,076 \text{ тис. грн}$$

Норма річної амортизації для будівель складає **2%** від первісної вартості.

Річна сума амортизації будівлі:

$$A_{\text{буд}} = 32\,076 \times 0,02 = 641,52 \text{ тис. грн}$$

16.10 Зведена калькуляція операційних витрат

Структуру та величину всіх операційних витрат на утримання та експлуатацію холодильника представлено в таблиці 16.3.

Таблиця 16.3 – Калькуляція річних операційних витрат

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	Лист
						70
Вун.	Лист	№ докум	Підпис	Дата		

№	Стаття витрат	Розрахункова сума, тис. грн
1	Електроенергія	9936,85
2	Холодильне мастило	3188,16
3	Холодоагент (аміак)	11,90
4	Фонд оплати праці з нарахуваннями	1450,00
5	Амортизація обладнання	582,06
6	Поточні ремонти та ТО	291,03
7	Амортизація будівлі	641,52
	РАЗОМ операційні витрати	16 101,52

16.11 Визначення собівартості одиниці холодопродукції

Повна річна собівартість виробництва холоду становить **16 101,52 тис. грн.** Надання послуг холодозберігання планується здійснювати з плановою рентабельністю на рівні **120%**.

Собівартість одиниці виробленого холоду:

$$C_{\text{од}} = \frac{V_{\text{опер_рік}}}{Q_{\text{рік}}} = \frac{16101,52}{2352240} = 6,85 \frac{\text{грн}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$$

16.12 Планування валового прибутку

Планування прибутку виконується нормативним методом на основі встановленого рівня рентабельності **120%** від собівартості.

Плановий валовий прибуток:

$$\Pi_{\text{валовий}} = V_{\text{опер}} \times 1,2 = 16\,101,52 \times 1,2 = 19\,321,82 \text{ тис. грн}$$

16.13 Визначення чистого грошового потоку

Чистий грошовий потік (ЧГП) формується з чистого прибутку після оподаткування та амортизаційних відрахувань, що не є реальними грошовими витратами підприємства.

Ставка податку на прибуток підприємств в Україні становить **18%**.

Чистий грошовий потік:

$$\text{ЧГП} = \Pi_{\text{валовий}} \times (1 - 0,18) + A_{\text{обл}} + A_{\text{буд}}$$

$$\text{ЧГП} = 19\,321,82 \times 0,82 + 582,06 + 641,52 = 17\,063,01 \text{ тис. грн}$$

16.14 Розрахунок чистого приведеного доходу

Чистий приведений дохід (ЧПД) представляє собою різницю між сумою дисконтованих грошових потоків за весь період експлуатації та початковими капітальними вкладеннями.

Формула розрахунку ЧПД:

$$\text{ЧПД} = \sum [\text{ЧГП} / (1 + r)^t] - K$$

де: t – розрахунковий період (життєвий цикл проекту), приймається 20 років;
r – ставка дисконтування, що відображає вартість капіталу та ризику, приймається 20%;

K – сукупні капітальні інвестиції, тис. грн.

Розрахунок капітальних вкладень:

$$K = V_{\text{обладнання}} + V_{\text{будівлі}} = 5820,6 + 32\,076 = 37\,896,6 \text{ тис. грн}$$

Розрахунок ЧПД за перші 10 років експлуатації:

Рік	ЧГП, тис. грн	Коефіцієнт дисконтування (1,2)^t	Дисконтований ЧГП, тис. грн
1	17 063,01	1,200	14 219,18
2	17 063,01	1,440	11 849,32
3	17 063,01	1,728	9874,43
4	17 063,01	2,074	8228,69
5	17 063,01	2,488	6857,24
6	17 063,01	2,986	5714,37
7	17 063,01	3,583	4761,98
8	17 063,01	4,300	3968,31
9	17 063,01	5,160	3306,93
10	17 063,01	6,192	2755,77
Σ за 10 років			71 536,22

Чистий приведений дохід:

$$\text{ЧПД} = 71\,536,22 - 37\,896,6 = 33\,639,62 \text{ тис. грн}$$

Висновок: Оскільки ЧПД > 0 і становить **33 639,62 тис. грн**, проект є економічно ефективним та доцільним до реалізації.

16.15 Розрахунок індексу дохідності

Індекс дохідності (прибутковості) інвестицій показує, скільки гривень дисконтованого доходу припадає на одну гривню вкладених інвестицій. Нормативне значення індексу $ІД > 1$.

Формула розрахунку:

$$ІД = \frac{(ЧПД + K)}{K}$$

Розрахунок індексу дохідності:

$$ІД = \frac{(33\ 639,62 + 37\ 896,6)}{37\ 896,6} = 1,89$$

Висновок: Індекс дохідності $ІД = 1,89$ означає, що кожна вкладена гривня капітальних інвестицій забезпечує отримання **1,89 грн** дисконтованого доходу, що свідчить про високу інвестиційну привабливість проєкту.

16.16 Визначення індексу рентабельності інвестицій

Індекс рентабельності інвестицій характеризує ефективність використання вкладеного капіталу.

Формула розрахунку:

$$ІД = \frac{(ЧПД + K)}{(K \times 0,8)}$$

Розрахунок індексу рентабельності:

$$ІД = \frac{(33\ 639,62 + 37\ 896,6)}{(37\ 896,6 \cdot 0,8)} = 1,11$$

Висновок: Індекс рентабельності $ІР = 1,11$ свідчить про високу ефективність використання капіталу в даному інвестиційному проєкті.

16.17 Визначення дисконтованого терміну окупності

Дисконтований термін окупності показує період, необхідний для повернення початкових капітальних вкладень з урахуванням вартості грошей у часі.

Спрощена формула розрахунку:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{K}{(ЧПД / 10)}$$

Розрахунок терміну окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{37\,896,6}{\left(\frac{33\,639,62}{10}\right)} = 11,26 \text{ років}$$

Однак, для точнішого визначення використовуємо кумулятивний метод:

Рік	Накопичений дисконтований ЧГП, тис. грн
1	14 219,18
2	26 068,50
3	35 942,93
4	44 171,62
5	51 028,86

Точний термін окупності: між 2 та 3 роками (залишок $37896,6 - 26068,5 = 11828,1$; $11828,1/9874,43 \approx 1,2$), тобто $\approx 3,2$ року.

16.18 ЗАГАЛЬНИЙ ВИСНОВОК ПО ЕКОНОМІЧНІЙ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЄКТУ

За результатами техніко-економічного аналізу проєкту будівництва холодильника для зберігання фруктової продукції місткістю 3500 т у м. Вишневе встановлено:

Основні техніко-економічні показники:

Показник	Значення	Нормативне значення	Відповідність
Капітальні вкладення	37 896,6 тис. грн	-	-
Собівартість 1 кВт·год холоду	6,85 грн	-	-
Річний валовий прибуток	19 321,82 тис. грн	-	-
Чистий грошовий потік	17 063,01 тис. грн	-	-
Чистий приведений дохід (10 років)	33 639,62 тис. грн	> 0	✓
Індекс дохідності	1,89	> 1	✓
Індекс рентабельності	1,11	> 0,7	✓
Термін окупності (дисконтований)	3,2 роки	< життєвого циклу	✓

ВИСНОВОК:

Проект будівництва холодильника для зберігання фруктової продукції є **економічно обґрунтованим та високоефективним**. Усі розрахункові показники відповідають нормативним вимогам та перевищують мінімально допустимі значення:

1. Позитивний чистий приведений дохід у розмірі 33,6 млн грн свідчить про високу прибутковість проекту;
2. Індекс дохідності 1,89 означає, що кожна інвестована гривня генерує майже подвійну віддачу;
3. Термін окупності 3,2 роки є прийнятним для об'єктів промислової інфраструктури та значно меншим за життєвий цикл проекту (20 років);
4. Стабільний чистий грошовий потік на рівні 17,1 млн грн щорічно забезпечує фінансову стійкість проекту.

Проект рекомендується до впровадження.

					<i>00.КМР.142.003.006.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Вип.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		75

камер. Це традиційне рішення, що широко застосовувалося в останні десятиліття після відмови від озоноруйнівних холодоагентів.

Система характеризується температурою кипіння мінус п'ять градусів Цельсія, температурою конденсації сорок п'ять градусів та загальним перегрівом холодоагенту двадцять градусів. Для забезпечення необхідної холодопродуктивності розраховано встановлення трьох гвинтових компресорів з сумарною об'ємною подачею, що забезпечує коефіцієнт робочого часу на рівні дев'яносто три з половиною відсотка.

Основною характеристикою цього варіанту є значна маса холодильного агента в системі - близько семисот вісімдесяти чотирьох кілограмів. Враховуючи, що R134a має потенціал глобального потепління тисячу чотириста тридцять, загальний еквівалент діоксиду вуглецю такої системи становить понад мільйон кілограмів. У разі аварійного витоку це призвело б до катастрофічних екологічних наслідків.

Електрична потужність компресорного обладнання складає сто сорок кіловат на один агрегат, а теплове навантаження на конденсатор досягає тисячі трьохсот тридцяти семи кіловат. Розгалужена мережа трубопроводів з холодильним агентом, що проходить через всю будівлю холодильника, створює підвищені ризики витоків та ускладнює обслуговування системи.

17.5.2 Варіант другий: система з R134a та проміжним теплоносієм

Другий варіант передбачає використання того ж холодильного агента R134a, але з організацією проміжного контуру на основі пропіленгліколю. Така конфігурація дозволяє локалізувати холодильний агент у машинному відділенні, зменшуючи ризики витоків у виробничих приміщеннях.

Температура кипіння холодоагенту в цьому варіанті знижується до мінус дванадцяти градусів Цельсія для забезпечення необхідної температури теплоносія. Коефіцієнт робочого часу компресорів покращується до дев'яносто шести сотих, що свідчить про більш рівномірне завантаження обладнання.

Електрична потужність компресорів зростає до ста п'ятдесяти семи кіловат через більш глибоке охолодження, однак теплове навантаження на конденсатор зменшується до тисячі двохсот сорока дев'яти кіловат. Маса холодоагенту

Технічні характеристики аміачної системи - менше теплове навантаження на конденсатор, кращий коефіцієнт завантаження компресорів, можливість фрікулінгу - забезпечують надійну та енергоефективну експлуатацію. Кардинальне зменшення маси холодоагенту в системі знижує екологічні ризики та експлуатаційні витрати.

Економічний аналіз підтверджує доцільність вибору аміаку навіть без урахування майбутнього зростання цін на синтетичні холодоагенти. Враховуючи ж прогнозоване п'ятикратне подорожчання гідрофторвуглеців, економічна перевага аміачної системи стає незаперечною.

Впровадження широкого використання природних холодоагентів в Україні відповідає загальносвітовим тенденціям сталого розвитку та боротьби зі зміною клімату. Даний проєкт може стати прикладом відповідального підходу до проєктування холодильних систем та сприяти екологічній трансформації галузі в нашій країні.

технологій RACHP в Україні" Автори: Julia Haack, HEAT GmbH; Edgar Timm, HEAT GmbH; Dietram Oppelt, HEAT GmbH. Рецензенти: Dr. Cornelia Elsner, UBA; Sonja Otto, UBA, 2020.

21. Холодильна техніка: підручник / В.М. Бараненко, Л.С. Тимофєєвський, В.І. Попов та ін. – СПб.: Політехніка, 2006. – 944 с.
22. Проектування холодильних установок: навч. посібник / М.О. Прядко, А.В. Форсюк. – К.: НУХТ, 2015. – 268 с.
23. Енергозбереження в холодильній техніці: монографія / О.С. Тітлов, С.Ф. Горикін, Д.О. Мироненко. – Х.: Факт, 2017. – 244 с.
24. ДСТУ ISO 5149:2015 Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги безпеки та навколишнього середовища. – Київ: УкрНДНЦ, 2016. – 98 с.
25. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Київ: Мінрегіон України, 2013. – 141 с.
26. Правила безпеки амтїачних холодильних установок (НПАОП 0.00-1.20-98). – Київ: Держнаглядохоронпраці, 1998. – 112 с.
27. <https://www.iifir.org/> – Міжнародний інститут холоду (International Institute of Refrigeration).
28. <https://www.ashrae.org/> – Американське товариство інженерів з опалення, холодильної техніки та кондиціонування повітря (ASHRAE).
29. CoolPack software package. Version 1.50. – Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, 2020.
30. Закон України "Про регулювання господарської діяльності, пов'язаної з озоноруйнівними речовинами та фторованими парниковими газами" від 05.12.2019 № 376-IX.