

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: Проект холодильної установки для супермаркету у м. Одеса

Здобувача Воробйов М.С.

4 курсу ЕН-141а групи

Керівник доц. Подмазко О.С.

Консультанти: доц. каф. ХУ і КП Жихарева Н.В.

доц. каф. ХУ і КП Когут В.Є.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 30.05.2025 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2025 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри проф. Хмельнюк М.Г.

«03» березня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Воробйов М.С.

1. Тема роботи: Проект холодильної установки для супермаркету у м. Одеса
Затверджена наказом університету від 15.01.2024 р. наказ № 15-03
2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2025 р.
3. Вихідні дані роботи: м. Одеса, розрахункова температура зовнішнього повітря 32°C, загальна місткість холодильних камер 100 т, 4 камери зберігання, продукція на збереження: риба, м'ясо в чвертях, фрукти та овочі.
4. Перелік питань, які потрібно розробити: Вступ; Техніко-економічне обґрунтування; Визначення площ камер холодильника; Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу; Розрахунок тепло припливів; Тепловий розрахунок циклів і підбір компресорів;; Охорона праці; Цивільний захист; Економічний розрахунок; Перелік використаної літератури
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): креслення конденсатора (1 креслення), план холодильника (1 креслення); розрізи холодильника (1 креслення); розводка трубопроводів по камерам холодильника (1 креслення); результати кваліфікаційної роботи у вигляді презентації.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Жихарева Н.В., доц. ХУ і КП	17.03.2025р.	15.05.2025 р.
Цивільний захист	Когут В.Є., доц. ХУ і КП	17.03.2025р.	15.05.2025 р.
Економічна частина	Жихарева Н.В., доц. ХУ і КП	17.03.2025р.	15.05.2025 р.

7. Дата видачі завдання

01.02.2025 р.

Керівник

Подмазко Олександр Степанович

Завдання прийняв до виконання

Воробйов Максим Сергійович

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Техніко-економічне обґрунтування.	25.03.2025	виконано
2	Розрахунок теплового навантаження та теплоізоляційної конструкції камер	01.04.2025	виконано
3	Визначення холодопродуктивності компресорів. Розрахунок холодильних циклів, холодопродуктивності конденсатора.	15.04.2025	виконано
4	Розрахунок та розробка конденсатора. Підбір устаткування для камер збереження.	01.05.2025	виконано
5	Планування камер з ізометр розводкою трубопроводів.	15.05.2025	виконано
6	Цивільний захист. Техніко-економічний розрахунок. Охорона праці.	30.05.2025	виконано

Здобувач-дипломник

Воробйов Максим Сергійович

Керівник роботи

Подмазко Олександр Степанович

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web- ресурсах ОНТУ. Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Воробйов Максим Сергійович

АНОТАЦІЯ

Бакалавр ЕН-141а групи Воробйов Максим Сергійович

Керівник: доцент, кандидат технічних наук Подмазко О.С.

Дипломна кваліфікаційна робота присвячена проектуванню холодильної установки для супермаркету в місті Одеса, яка забезпечує зберігання продукції з різними температурними режимами — риби, м'яса, фруктів та овочів. Актуальність теми обумовлена зростанням вимог до енергоефективності, надійності та санітарно-гігієнічних умов зберігання харчових продуктів у торговельних закладах.

Метою роботи є розроблення енергоефективної та економічно доцільної холодильної системи. Було виконано ряд інженерних задач: проведено розрахунок необхідної площі кожної холодильної камери згідно із нормами зберігання продукції, визначено оптимальну товщину теплоізоляційних матеріалів залежно від температурного режиму камер, здійснено теплотехнічні розрахунки та підбір відповідного холодильного обладнання — компресорно-конденсаторних агрегатів, повітроохолоджувачів тощо.

Також розроблено детальну просторову планувальну схему розміщення холодильних камер і обладнання з урахуванням логістичних маршрутів, норм пожежної безпеки та експлуатаційної зручності. Побудовано ізометричну схему трубопроводів і розміщення холодильного обладнання, що дозволяє оцінити технічну реалізованість запропонованих рішень.

Кваліфікаційна робота складається з: 91 сторінок тексту, 26 рисунків, 26 таблиць, 6 посилань на літературу.

Ключові слова: холодильна установка, супермаркет, холодильна камера, теплоізоляція, холодильне обладнання, енергоефективність, планування, ізометрична схема, зберігання продуктів, температурний режим.

					ДР: Проект холодильної установки для супермаркету у м. Одеса			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Воробйов М.С.			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркуші
Перевір.		Подмазко О.С.					4	91
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.						ОНТУ гр. ЕН-141а		

ABSTRACT

Bachelor of EN-141a group Maksym Vorobjov Serhiyovych

Supervisor: Associate Professor, Candidate of Technical Sciences Podmazko O.S.

The diploma qualification project is dedicated to the design of a refrigeration system for a supermarket in the city of Odesa, intended to ensure the storage of products with different temperature requirements — fish, meat, fruits, and vegetables. The relevance of the topic is driven by the increasing demands for energy efficiency, reliability, and sanitary-hygienic conditions for food storage in retail establishments.

The goal of the project is to develop an energy-efficient and economically viable refrigeration system. A number of engineering tasks were carried out: calculation of the required area for each cold storage chamber according to product storage standards, determination of the optimal thickness of thermal insulation materials depending on the temperature regime of the chambers, thermotechnical calculations, and selection of appropriate refrigeration equipment — compressor-condenser units, air coolers, etc.

A detailed spatial layout of the cold storage chambers and equipment was also developed, taking into account logistics routes, fire safety regulations, and operational convenience. An isometric diagram of the piping and equipment layout was created, allowing for an assessment of the technical feasibility of the proposed solutions.

The qualification work consists of: 90 pages of text, 26 figures, 26 tables, 6 references to literature.

Keywords: refrigeration system, supermarket, cold storage chamber, thermal insulation, refrigeration equipment, energy efficiency, layout, isometric diagram, food storage, temperature regime.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ	8
1.1. Загальна характеристика камер збереження продукції	8
1.2. Апарати камер збереження	10
1.3. Ізолювання камер збереження продукції	12
2. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ РОЗРАХУНКУ	15
3. ПІДБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНОЇ І ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР	16
3.1. Розрахунок обсягу та місткості камер	16
3.2. Визначення коефіцієнтів теплопередачі для перекриття холодильника	18
3.3. Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу	20
4. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР	24
4.1. Розрахунок теплопритоків крізь огороження	24
4.2. Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці	34
4.3. Розрахунок теплопритоків при вентиляції камери	38
4.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел	39
4.5. Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених овочів / фруктів	44
4.6. Загальне теплове навантаження	46
5. ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРІВ І ТЕПЛООБМІННОЇ ПЛОЩІ ПРИЛАДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ	47
5.1. Для першої камери	48
5.2. Для другої камери	48
5.3. Для третьої камери	49
5.4. Для четвертої камери	49
6. РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ ДЛЯ УСТАНОВОК В КАМЕРАХ ЗБЕРІГАННЯ	50
6.1. Розрахунок циклу установки для зберігання заморожених продуктів (-20°C)	50
6.2. Розрахунок циклу установки для зберігання охолоджених вантажів (4°C)	53
7. РОЗРАХУНОК ТА РОЗРОБКА ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА	57
7.1. Дані для розрахунку:	57
7.2. Тепловий розрахунок конденсатора	58
7.3. Геометричні характеристики ребра	59
7.4. Конструктивний розрахунок апарату	63
7.5. Орієнтовні геометричні розміри конденсатора	64
7.6. Аеродинамічний розрахунок	65
8. ПІДБІР УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ КАМЕР ЗБЕРЕЖЕННЯ	66

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

8.1 Підбір повітроохолоджувачів.....	66
8.1.1 Повітроохолоджувачі для Камери №1 та Камери №2.....	66
8.1.2 Повітроохолоджувачі для Камери №3 та Камери №4.....	68
8.2 Підбір компресорно-конденсаторних агрегатів.....	70
8.2.1 Компресорно-кондесаторний агрегат для Камери №1 та Камери №2.....	71
8.2.2 Компресорно-кондесаторний агрегат для Камери №3 та Камери №4.....	75
9. ПЛАН КАМЕР З ІЗОМЕТРИЧНОЮ РОЗВОДКОЮ ТРУБОПРОВІДІВ	76
9.1 Креслення камер зберігання замороженої та охолодженої продукції.....	77
9.2 Ізометрична схема розводки трубопроводів для камер №1 та №2.....	80
9.3 Ізометрична схема розводки трубопроводів для камер №3 та №4.....	81
10. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК	82
10.1 Капітальні вкладення	82
10.2 Експлуатаційні витрати	84
11. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ НА ПРОМИСЛОВИХ ОБ'ЄКТАХ	85
11.1 Небезпека робочих речовин	86
11.2 Електробезпека та небезпечність ураження струмом.....	87
11.3 Пожежна безпека	88
11.4 Техніка безпеки у складських приміщеннях	88
11.5 Головні принципи зберігання та розміщення вантажів.....	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	91

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку торговельної інфраструктури ефективно функціонування систем зберігання швидкопсувних продуктів є ключовим фактором забезпечення продовольчої безпеки та конкурентоспроможності підприємств роздрібною торгівлі. Особливої актуальності набуває впровадження надійних та енергоефективних холодильних установок у супермаркетах, де щодня відбувається обіг великої кількості охолоджених та заморожених товарів. Враховуючи кліматичні особливості регіону та підвищені вимоги до якості та безперебійності охолодження, розробка проєкту холодильної установки для супермаркету у місті Одеса потребує комплексного підходу, що включає технічне обґрунтування вибору обладнання, розрахунок теплових навантажень, енергоспоживання, а також аналіз економічної доцільності впровадженого рішення. У дипломному проєкті передбачено розроблення системи штучного холоду з урахуванням сучасних нормативних вимог, показників енергоефективності, екологічної безпеки та забезпечення оптимальних умов зберігання продуктів харчування.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

1.1. Загальна характеристика камер збереження продукції

У межах проєкту передбачено організацію чотирьох холодильних камер, призначених для зберігання різних категорій харчової продукції: м'яса, риби, овочів та фруктів. Камери для замороженого м'яса та риби експлуатуються в умовах глибокого охолодження при стабільній температурі $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає санітарно-гігієнічним нормам і гарантує збереження органолептичних властивостей продуктів, запобігає розвитку мікроорганізмів і продовжує термін зберігання. Такий температурний режим забезпечує повну зупинку біохімічних процесів, що критично важливо для збереження м'ясної та рибної сировини у замороженому стані. Камери, призначені для овочів і фруктів, підтримують температуру на рівні $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$, що є оптимальним для

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

уповільнення процесів дозрівання, ферментації та втрати вологи, зберігаючи свіжість, смакові якості й харчову цінність продукції. Дотримання вказаних температурних параметрів ґрунтується на діючих нормативних документах та стандартах з харчової безпеки, що робить проєктовану систему зберігання універсальною, енергоефективною та відповідною до сучасних вимог торговельного підприємства.

Табл. 1.1 - Значення для збереження замороженої продукції

Продукт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Орієнтовний термін зберігання
М'ясо			
Свинина	-18...-20	90-95	до 6 міс.
Яловичина	-18...-20	90-95	до 12 міс.
Курятина	-18...-20	90-95	5-10 міс.
Риба			
Морська риба	-18...-20	90-95	4-6 міс.
Прісноводна риба	-18...-20	90-95	до 3-4 міс.

Табл. 1.2 - Значення для збереження охолодженої продукції

Продукт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Орієнтовний термін зберігання
Фрукти			
Яблука	+1...+4	90-95	до 90 діб
Банани	+12...+14	85-90	7-14 діб
Виноград	0...+1	90-95	до 60 діб
Цитрусові (апельсини, лимони)	+4...+8	85-90	до 30 діб
Овочі			

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Морква	0...+2	95–98	до 120 діб
Капуста білокачанна	0...+1	95–100	до 150 діб
Картопля	+2...+4	90–95	до 180 діб
Помідори стигли	+4...+7	85–90	7–10 діб
Огірки	+7...+10	90–95	7–14 діб

1.2. Апарати камер збереження

У сучасному проєктуванні холодильних систем для супермаркетів, зокрема в місті Одеса, доцільним є використання повітряних конденсаторів та повітряних теплообмінників.

Звісно повітряні конденсатори ефективно відводять тепло від хладагента, забезпечуючи стабільну роботу системи без потреби у водяному охолодженні. Це особливо актуально в регіонах з обмеженим водопостачанням або високими температурами навколишнього середовища. Згідно з даними компанії Danfoss, використання адіабатичних або випарних конденсаторів може забезпечити додаткове підвищення енергоефективності системи на 5%.

Повітряні теплообмінники, повітроохолоджувачі або просто випарники, забезпечують рівномірний розподіл температури в холодильних камерах, що є критичним для збереження якості продукції. Сучасні моделі мають високоєфективні алюмінієві ламелі та мідні трубки з внутрішньою насічкою, що забезпечує ефективне випаровування хладагента та знижує утворення інею.

Для спрощення підбору та збору системи буде використовуватися компресорно-конденсаторні агрегати. ККА - це компактне рішення, що об'єднує компресор і конденсатор в одному блоці. Це спрощує монтаж та обслуговування системи, а також дозволяє легко підбирати агрегати відповідно

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

до розрахункових параметрів. Вибір холодильного агрегату повинен враховувати обсяг камери, температурний режим та теплоприпливи, що дозволяє забезпечити оптимальну продуктивність системи. Звісно такі агрегати використовуються майже повсюду, їх можна побачити у невеликих холодильниках навіть не завжди промислового призначення:



Рис. 1.1 – Приклад ККА для малих холодильних систем

Але для камер замороженої або охолодженої продукції з великим обсягом зберігаємої сировини зазвичай використовуються забагато більші агрегати, також з повітряним охолодженням конденсатора, але на два або навіть три потоки та декілька-циліндричними компресорами, як на прикладі нижче:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11



Рис. 1.2 – Приклад ККА для середніх та великих холодильних систем

В таких системах звісно більше автоматики, з'являються допоміжні ресивери, додаткові вентиля та електронні блоки контролю процесів холодильного циклу. Додатково, впроваджуються функції плаваючого тиску конденсації та кипіння що дозволяє автоматично коригувати параметри роботи системи залежно від температури навколишнього середовища та внутрішніх умов, що може призвести до економії до 20% енергоспоживання.

1.3. Ізолювання камер збереження продукції

У процесі проектування та будівництва холодильних установок для супермаркетів важливим аспектом є забезпечення якісної теплоізоляції холодильних камер. Ефективне ізолювання дозволяє звести до мінімуму теплоприпливи з навколишнього середовища, зменшує навантаження на холодильне обладнання та сприяє збереженню необхідного температурного режиму в камерах зберігання продукції.

Найбільш поширеним теплоізоляційним матеріалом є пінополіуретан (ППУ) завдяки його низькому коефіцієнту теплопровідності (близько 0,022–0,028

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Вт/м·К), високій міцності та довговічності. Товщина ізоляційного шару зазвичай становить 40–120 мм залежно від температурного режиму камери.

Для камер заморожування, де підтримується температура $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче, застосовуються панелі з товщиною ППУ не менше 100 мм, а для камер зберігання овочів і фруктів із температурою $+2\dots+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ може бути використана ізоляція товщиною до 80 мм, це залежить від багатьох факторів саме які і будуть враховуватися в дипломному проєктуванні. Надзвичайно важливим є слой плівки між стінами та шаром ізоляції, це сильно знижує ризик утворення конденсату на зовнішніх та міжкамерних стінах.

Підлога камер також потребує ретельної ізоляції. У випадку з низькотемпературними камерами ізоляція досягає товщини 100–150 мм, покладеного на шар пароізоляції, поверх якого монтується армована бетонна стяжка з антиковзким фінішним покриттям. У деяких випадках, особливо при встановленні на ґрунті або в неопалюваних приміщеннях, передбачаються системи підігріву підлоги для уникнення промерзання.

Двері холодильних камер виготовляються із сендвіч-панелей і комплектуються гумовими ущільнювачами по периметру, а також нагрівачими елементами (для низькотемпературних камер), що запобігають примерзанню ущільнювача.

Таким чином, належне теплоізолювання є критично важливим фактором енергоефективності та стабільної роботи холодильного обладнання.

Використання сучасних матеріалів та технологій монтажу дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати, забезпечити надійне зберігання продукції та продовжити термін служби всієї системи.

Сучасні будівельні компанії обирають саме пінополіуретан як кращий утеплювач холодильних камер. Він витримує температуру рідкого азоту та максимально ефективно працює для збереження холоду. Напилення пінополіуретану утворює суцільний шар теплоізоляції, не утворює слабких

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

місць та містків холоду, як у випадку з місцями стикування термопанелей. Його нанесення не створює щілин між стінками холодильника та ізоляційним шаром, також його можна наносити на поверхню будь-якої форми. ППУ добре взаємодіє майже з усіма будівельними матеріалами, його наносять навіть на вертикальні поверхні. Він має один з найнижчих коефіцієнтів теплопровідності серед інших теплоізоляційних матеріалів. Цей утеплювач більш стійкий до вологи, ніж мінеральна вата, а також його не псують гризуни, як той самий пінопласт. При наявності обладнання та досвідчених працівників наплення ППУ не займає багато часу, таке наплення є екологічно чистим, що дозволяє використовувати його у холодильних камерах збереження харчових продуктів. Термін експлуатації такої теплоізоляції може сягати до 50 років. Єдиний мінус – утеплювач ППУ руйнується від ультрафіолетового випромінювання, хоча це легко вирішується нанесенням захистного шару фарби або мастики на шар утеплювача. Саме тому у своїй роботі в якості теплоізоляції я обрав пінополіуретан типу «Ріпор».

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ РОЗРАХУНКУ

Загальна місткість холодильних камер: $G = 100$ т.

Розподіл вантажів по холодильнику в співвідношенні 1:1:1:1

Холодильник складається з 4-х камер схову :

Камера №1 - заморожені вантажі (риба): $G_1 = 25$ т

Камера №2 - заморожені вантажі (м'ясо в чвертях): $G_2 = 25$ т

Камера №3 – охолоджені вантажі (фрукти): $G_3 = 25$ т

Камера №4 – охолоджені вантажі (овочі): $G_4 = 25$ т

Місто — Одеса,

t_z – розрахункова зовнішня літня температура = 32°C ,

φ_z – відносна вологість в літку = 0,60,

географічна широта – 49,5 град.

Камери збереження:

Приймаємо в залежності від виду вантажу та технологічних вимог:

Температура та відносна вологість в камерах зберігання вантажів:

Камера №1 - $t_{к1} = -20^\circ\text{C}$ $\varphi_{к1} = 0,90$;

Камера №2 - $t_{к2} = -20^\circ\text{C}$, $\varphi_{к2} = 0,95$;

Камера №3 - $t_{к3} = 4^\circ\text{C}$, $\varphi_{к3} = 0,90$;

Камера №4 - $t_{к4} = 4^\circ\text{C}$, $\varphi_{к4} = 0,95$.

Матеріал камер:

Цегла – силовий шар;

Пінополіуретан «Ріпор» - теплоізоляційний шар;

Товщина шару пінополіуретану – 20 мм.

Компановка камер:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15



Рис. 2.1 – Принципова схема камер збереження

3. ПІДБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНОЇ І ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР

3.1. Розрахунок обсягу та місткості камер

Вантажний обсяг камери:

$$V_B = \frac{G}{g_v} [\text{м}^3], \quad (3.1)$$

$$V_{B1} = \frac{25}{0,37} = 67,57 \text{ м}^3$$

$$V_{B2} = \frac{25}{0,45} = 55,56 \text{ м}^3$$

Четвертини яловичини більші за свинні, тому приймаємо середнє для цих двох продуктів значення $g_v = 0,45$.

$$V_{B3} = \frac{25}{0,35} = 71,43 \text{ м}^3$$

$$V_{B4} = \frac{25}{0,35} = 71,43 \text{ м}^3$$

де G - маса збереженого продукту, т;

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

g_v - норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м³.

Вантажна площа камер:

$$F_B = \frac{V_B}{h_B} [\text{м}^2], \quad (3.2)$$

$$F_{B1} = \frac{67,57}{4} = 16,9 \text{ м}^2$$

$$F_{B2} = \frac{55,56}{4} = 13,9 \text{ м}^2$$

$$F_{B3} = \frac{71,43}{4} = 17,85 \text{ м}^2$$

$$F_{B4} = \frac{71,43}{4} = 17,85 \text{ м}^2$$

де h_b - висота складування продукту, м. Приймаємо для камер збереження и охолодження $h_b=4$ м, з розрахунку будівельної висоти $h_{\text{буд}}=5$ м.

Будівельна площа камер:

$$F_B = \frac{F_B}{\beta} [\text{м}^2], \quad (3.3)$$

$$F_{B1} = \frac{16,9}{0,7} = 24,14 \text{ м}^2$$

$$F_{B2} = \frac{13,9}{0,7} = 19,85 \text{ м}^2$$

$$F_{B3} = \frac{17,85}{0,7} = 25,5 \text{ м}^2$$

$$F_{B4} = \frac{17,85}{0,7} = 25,5 \text{ м}^2$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери, приймаємо для камери №1 - $\beta = 0,7$, для камери №2 - $\beta = 0,7$, для камери №3 - $\beta = 0,7$ та для камери №4 - $\beta = 0,7$, як для малих камер.

Для подальшого спрощення побудови плану камер приймаємо будівельну площу першої камери $F_{B1} - 27 \text{ м}^2$, другої камери $F_{B2} - 27 \text{ м}^2$, третьої камери $F_{B3} - 27 \text{ м}^2$ та четвертої камери $F_{B4} - 27 \text{ м}^2$.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Дійсна місткість збереження камер:

$$G_K = F_B \cdot \beta \cdot h_B \cdot g_v \text{ [Т]}, \quad (3.4)$$

$$G_{K1} = 27 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 0,37 = 27,97 \text{ Т}$$

$$G_{K2} = 27 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 0,40 = 30,24 \text{ Т}$$

$$G_{K3} = 27 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 0,35 = 26,46 \text{ Т}$$

$$G_{K4} = 27 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 0,35 = 26,46 \text{ Т}$$

Табл. 3.1 – Результати розрахунку місткості камер

	G, Т	g _v , Т/М ³	V _B , М ³	h _B , М	F _B , М ²	β	F _B , М ²	G _K , Т
Кам №1	25	0,37	67,57	4	16,9	0,7	24,14	27,97
Кам №2	25	0,40	55,56	4	13,9	0,7	19,85	30,24
Кам №3	25	0,35	71,43	4	17,85	0,7	25,5	26,46
Кам №4	25	0,35	71,43	4	17,85	0,7	25,5	26,46

3.2 Визначення коефіцієнтів теплопередачі для перекриття холодильника

Для зовнішніх стін:

$$k_{3c} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+t_k)} \text{ [Вт/м}^2\text{К]}, \quad (3.5)$$

де t_k – температура в камері, °С.

$$k_{3c1} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+(-20))} = 0,248 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{3c2} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+(-20))} = 0,248 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{3c3} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+4)} = 0,42 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{3c4} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+4)} = 0,42 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Для стелі:

$$k_c = 0,95 \cdot k_{3c} \text{ [Вт/м}^2\text{К]}, \quad (3.6)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$k_{c1} = 0,95 \cdot 0,248 = 0,236 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{c2} = 0,95 \cdot 0,248 = 0,236 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{c3} = 0,95 \cdot 0,42 = 0,399 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{c4} = 0,95 \cdot 0,42 = 0,399 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Для внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних але і не опалювальних:

$$k_{но} = 1,18 \cdot k_{zc} [\text{Вт/м}^2\text{К}], \quad (3.7)$$

$$k_{но1} = 1,18 \cdot 0,236 = 0,278 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{но2} = 1,18 \cdot 0,236 = 0,278 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{но3} = 1,18 \cdot 0,399 = 0,471 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{но4} = 1,18 \cdot 0,399 = 0,471 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Для внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів, між охолоджуваними приміщеннями:

$$k_{вн} = \frac{1}{2+0,07 \times \Delta t_{п}} [\text{Вт/м}^2\text{К}], \quad (3.8)$$

де $\Delta t_{п}$ – різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджувальних приміщень по обидва боки огороження.

$$k_{вн1} = \frac{1}{2+0,07 \times 0} = 0,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{вн2} = \frac{1}{2+0,07 \times 0} = 0,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{вн3} = \frac{1}{2+0,07 \times 0} = 0,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$k_{вн4} = \frac{1}{2+0,07 \times 0} = 0,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Для підлоги, що обігрівається, приймаємо значення таке ж, як для зовнішніх стін.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Табл 3.2 – Результати розрахунку коефіцієнтів теплопередачі для перекриття
ХОЛОДИЛЬНИКА

	$t_k, ^\circ\text{C}$	$k_{зс}$	k_c	$k_{но}$	$k_{вн}$
Кам №1	-20	0,248	0,236	0,293	0,5
Кам №2	-20	0,248	0,236	0,293	0,5
Кам №3	4	0,42	0,399	0,471	0,5
Кам №4	4	0,42	0,399	0,471	0,5

3.3 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_{из} = \left[\frac{1}{k^*} - R \right] \cdot \lambda_{из} [\text{М}], \quad (3.9)$$

де k^* - коефіцієнт теплопередачі відповідного огороження;

R – сумарний термічний опір

$$R = \frac{1}{\alpha_з} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_к} [\text{М}^2\text{К/Вт}], \quad (3.10)$$

$\alpha_з, \alpha_к$ - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішнього і внутрішнього боку огорожі. Приймаємо коефіцієнти тепловіддачі із таблиці;

δ_i, λ_i - товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огорожі. Приймають у залежності від обраної ізоляційної конструкції ;

$\lambda_{из}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності вибраного ізоляційного матеріалу огорожі. Обраний матеріал пінополіуретан «Ріпор», $\lambda=0,028$ Вт/(мК). Товщина одного шару – 20 мм.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Табл. 3.3 - Коефіцієнти тепловіддачі біля поверхонь огороження холодильних камер.

Огородження	α , Вт/м ² К
Зовнішні поверхні холодильника	23
Внутр. поверхні камер зберігання з повітряним охолодженням	9
Внутр. поверхні неохолоджуваних і опалювальних приміщень, що межують з холодильними камерами	8
Внутрішні поверхні камер холодильної обробки	11

Табл. 3.4 - Будівельна конструкція зовнішніх огорожень камер.

№	Найменування	Товщина δ , м	Коеф. теплопр-ті λ , Вт/мК
Зовнішні стіни $R=0,264$ (м ² ·К)/Вт			
1	Штукатурка вапняна	0,02	0,75
2	Пінополіуретан «Ріпор»		0,028
3	Поліетиленова плівка	0,002	0,25
4	Цегла	0,25	1,05
Стеля $R=0,409$ (м ² ·К)/Вт			
1	П'ять шарів гідроізоли	0,012	0,3
2	Стяжка з бетону	0,04	1,8
3	Поліетиленова плівка	0,002	0,25
4	Пінополіуретан «Ріпор»		0,028
5	Залізобетонна плита	0,35	2,04
Внутрішні стіни $R=0,781$ (м ² ·К)/Вт			
1	Панель керамзитобетону	0,24	0,47
2	Поліетиленова плівка	0,024	0,25
3	Пінополіуретан «Ріпор»		0,028
4	Штукатурка вапняна	0,02	0,75

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Підлога з підгрівом R=0,55 (м ² ·К)/Вт			
1	Монолітне бетонне покриття	0,04	1,86
2	Армобетоне стягування	0,08	1,86
3	Пінополіуретан «Ріпор»		0,028
4	Поліетиленова плівка	0,001	0,25
5	Цементний піщаний розчин	0,025	0,98
6	Пісок ущільнювач	0,2	0,58
7	Бетонна підгонка з елек-нагр.		

Знаючи структуру і матеріал стіни, визначаємо товщину теплоізоляції для кожної огорожі, округлюємо її до найближчої більшої товщини кратній товщині шару (20 мм) і розраховуємо дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження:

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару для зовнішніх стін:

$$\delta_{з.с. із1} = \left[\frac{1}{0,248} - 0,264 \right] \cdot 0,028 = 0,106 \text{ м}$$

$$\delta_{з.с. із2} = \left[\frac{1}{0,248} - 0,264 \right] \cdot 0,028 = 0,106 \text{ м}$$

$$\delta_{з.с. із3} = \left[\frac{1}{0,42} - 0,264 \right] \cdot 0,028 = 0,059 \text{ м}$$

$$\delta_{з.с. із4} = \left[\frac{1}{0,42} - 0,264 \right] \cdot 0,028 = 0,059 \text{ м}$$

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару для стелі:

$$\delta_{ст. із1} = \left[\frac{1}{0,236} - 0,409 \right] \cdot 0,028 = 0,107 \text{ м}$$

$$\delta_{ст. із2} = \left[\frac{1}{0,236} - 0,409 \right] \cdot 0,028 = 0,107 \text{ м}$$

$$\delta_{ст. із3} = \left[\frac{1}{0,399} - 0,409 \right] \cdot 0,028 = 0,058 \text{ м}$$

$$\delta_{ст. із4} = \left[\frac{1}{0,399} - 0,409 \right] \cdot 0,028 = 0,058 \text{ м}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару для внутрішніх стін:

$$\delta_{в.с. із1} = \left[\frac{1}{0,293} - 0,781 \right] \cdot 0,028 = 0,074 \text{ м}$$

$$\delta_{в.с. із2} = \left[\frac{1}{0,293} - 0,781 \right] \cdot 0,028 = 0,074 \text{ м}$$

$$\delta_{в.с. із3} = \left[\frac{1}{0,471} - 0,781 \right] \cdot 0,028 = 0,038 \text{ м}$$

$$\delta_{в.с. із4} = \left[\frac{1}{0,471} - 0,781 \right] \cdot 0,028 = 0,038 \text{ м}$$

Розрахункова товщина теплоізоляційного шару для підлоги з підігрівом:

$$\delta_{п. із1} = \left[\frac{1}{0,248} - 0,55 \right] \cdot 0,028 = 0,098 \text{ м}$$

$$\delta_{п. із2} = \left[\frac{1}{0,248} - 0,55 \right] \cdot 0,028 = 0,098 \text{ м}$$

$$\delta_{п. із3} = \left[\frac{1}{0,42} - 0,55 \right] \cdot 0,028 = 0,051 \text{ м}$$

$$\delta_{п. із4} = \left[\frac{1}{0,42} - 0,55 \right] \cdot 0,028 = 0,051 \text{ м}$$

Камера №1 та Камера №2 знаходяться поруч та мають однаковий температурний режим, тому розраховувати ізоляційний шар для перегородки між ними не потрібно. Також для Камер №3 та №4.

Табл. 3.5 - Результати розрахунку товщини теплоізоляційного шару.

	Зовнішні стіни		Стеля		Внутрішні стіни		Підлога	
	$\delta'_{з.с.}, \text{ м}$	$\delta_{з.с.}, \text{ м}$	$\delta'_{с.}, \text{ м}$	$\delta_{с.}, \text{ м}$	$\delta'_{в.с.}, \text{ м}$	$\delta_{в.с.}, \text{ м}$	$\delta'_{п.}, \text{ м}$	$\delta_{п.}, \text{ м}$
Кам №1	0,106	0,12	0,107	0,12	0,074	0,08	0,098	0,1
Кам №2	0,106	0,12	0,107	0,12	0,074	0,08	0,098	0,1
Кам №3	0,059	0,06	0,058	0,06	0,038	0,04	0,051	0,06

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3				Арк
									23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Кам №4	0,059	0,06	0,058	0,06	0,038	0,04	0,051	0,06
--------	-------	------	-------	------	-------	------	-------	------

4. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування визначають підсумуванням усіх теплопритоки за формулою (4.1).

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

де Q_1 – теплопритоки через огороження охолоджувальних об'єктів;

Q_2 – теплопритоки від холодильної обробки вантажів, що перебувають в охолоджувальному об'єкті;

Q_3 – теплопритоки, що надходять із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджувальних об'єктів;

Q_4 – теплопритоки від різних джерел, що з'являються при експлуатації охолоджувальних об'єктів;

Q_5 – теплопритоки від дихання охолоджених плодів і овочів при їхній холодильній обробці і збереженні, або теплопритоки від інших хімічних реакцій усередині охолоджувального об'єкта.

4.1 Розрахунок теплопритоків крізь огороження

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \text{ [Вт]}, \quad (4.2)$$

де Q_{1T} - теплопритоки від різниці температур по обох боках огороження, визначається з виразу (3.3);

Q_{1C} – теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень, визначається з виразу (3.4).

$$Q_{1T} = kF (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даної огорожі;

F – площа поверхні даної огорожі;

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

t_3 – температура навколишнього середовища або сусіднього теплішого приміщення;

t_k – температура охолоджуваного об'єкту.

$$Q_{1C} = kF\Delta t_c \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

де Δt_c – надмірна різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літній час, визначаємо за формулою (3.5).

$$\Delta t_c = p \frac{q_c \varepsilon_c}{\alpha_3} \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (4.5)$$

де p – коефіцієнт проникності, залежний від масивності огорожі, що опромінюється сонцем, приймаємо для масивних $p = 0,75$.

q_c – розрахункова напруга сонячної радіації для літнього періоду, Вт/м²;

ε_c – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею огорожі, зовнішні стіни – фарба сіра (0,70), стеля горизонтальна плоска кровля – руберойд світлий (0,72).

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні огорожі в навколишнє середовище, приймаємо $\alpha=23$ Вт/(м²• К).

Для південної сторони:

$$\Delta t_{c \text{ пд}} = 0,75 \cdot \frac{384 \cdot 0,70}{23} = 8,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для західної сторони:

$$\Delta t_{c \text{ зх}} = 0,75 \cdot \frac{461 \cdot 0,70}{23} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для східної сторони:

$$\Delta t_{c \text{ сх}} = 0,75 \cdot \frac{384 \cdot 0,70}{23} = 8,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для стелі:

$$\Delta t_{c \text{ ст}} = 0,75 \cdot \frac{789 \cdot 0,72}{23} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Для першої камери:

Теплопритоки від різниці температур по обох боках огороження:

Розрахунок північного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ ПН}} = kF_{\text{ПН}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа північного огороження $F_{\text{ПН}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПН}} = 0,248 \cdot 27 \cdot (32 - (-20)) = 348 \text{ Вт}$$

Розрахунок південного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру камери №2):

$$Q_{1T\text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа південного огороження $F_{\text{ПД}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,5 \cdot 27 \cdot (-20 - (-20)) = 0 \text{ Вт}$$

Розрахунок західного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = kF_{\text{ЗХ}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа західного огороження $F_{\text{ЗХ}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = 0,248 \cdot 36 \cdot (32 - (-20)) = 464 \text{ Вт}$$

Розрахунок східного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1T\text{ СХ}} = kF_{\text{СХ}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа східного огороження $F_{\text{СХ}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ СХ}} = 0,293 \cdot 36 \cdot (16 - (-20)) = 380 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Розрахунок стелі (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ CT}} = kF_{\text{CT}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа стелі $F_{\text{CT}} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ CT}} = 0,236 \cdot 27 \cdot (32 - (-20)) = 331 \text{ Вт}$$

Розрахунок підлоги (приймаємо показник t_3 як температуру підлоги що обігрівається електронагрівачами):

$$Q_{1T\text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа підлоги $F_{\text{ПД}} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,248 \cdot 27 \cdot (1 - (-20)) = 141 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень:

Розрахунок західного огороження:

$$Q_{1C\text{ ЗХ}} = kF_{\text{ЗХ}} \Delta t_{c\text{ ЗХ}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

$$Q_{1C\text{ ЗХ}} = 0,248 \cdot 36 \cdot 10,5 = 106 \text{ Вт}$$

Враховуємо тільки західну стінку як єдину що опромінює сонце.

Розрахунок стелі:

$$Q_{1C\text{ CT}} = kF_{\text{CT}} \Delta t_{c\text{ CT}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

$$Q_{1C\text{ CT}} = 0,248 \cdot 27 \cdot 18,5 = 124 \text{ Вт}$$

Для другої камери:

Теплопритоки від різниці температур по обох боках огороження:

Розрахунок північного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру камери №1):

$$Q_{1T\text{ ПН}} = kF_{\text{ПН}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де площа північного огородження $F_{ПН} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1Т ПН} = 0,5 \cdot 27 \cdot (-20 - (-20)) = 0 \text{ Вт}$$

Розрахунок південного огородження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1Т ПД} = kF_{ПД} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа південного огородження $F_{ПД} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1Т ПД} = 0,293 \cdot 27 \cdot (16 - (-20)) = 285 \text{ Вт}$$

Розрахунок західного огородження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1Т ЗХ} = kF_{ЗХ} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа західного огородження $F_{ЗХ} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1Т ЗХ} = 0,248 \cdot 36 \cdot (32 - (-20)) = 464 \text{ Вт}$$

Розрахунок східного огородження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1Т СХ} = kF_{СХ} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа східного огородження $F_{СХ} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1Т СХ} = 0,293 \cdot 36 \cdot (16 - (-20)) = 380 \text{ Вт}$$

Розрахунок стелі (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1Т СТ} = kF_{СТ} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа стелі $F_{СТ} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1Т СТ} = 0,236 \cdot 27 \cdot (32 - (-20)) = 331 \text{ Вт}$$

Розрахунок підлоги (приймаємо показник t_3 як температуру підлоги що

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

обігривається електронагрівачами):

$$Q_{1T \text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа підлоги $F_{\text{ПД}} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T \text{ ПД}} = 0,248 \cdot 27 \cdot (1 - (-20)) = 141 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень:

Розрахунок західного огороження:

$$Q_{1C \text{ ЗХ}} = kF_{\text{ЗХ}} \Delta t_{c \text{ ЗХ}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

$$Q_{1C \text{ ЗХ}} = 0,248 \cdot 36 \cdot 10,5 = 94 \text{ Вт}$$

Враховуємо тільки західну стінку як єдину що опромінює сонце.

Розрахунок стелі:

$$Q_{1C \text{ СТ}} = kF_{\text{СТ}} \Delta t_{c \text{ СТ}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

$$Q_{1C \text{ СТ}} = 0,248 \cdot 27 \cdot 18,5 = 124 \text{ Вт}$$

Для третьої камери:

Теплопритоки від різниці температур по обох боках огороження:

Розрахунок північного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру камери №4):

$$Q_{1T \text{ ПН}} = kF_{\text{ПН}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа північного огороження $F_{\text{ПН}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T \text{ ПН}} = 0,5 \cdot 27 \cdot (4 - 4) = 0 \text{ Вт}$$

Розрахунок південного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1T \text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа південного огороження $F_{\text{ПД}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,566 \cdot 27 \cdot (16 - 4) = 183 \text{ Вт}$$

Розрахунок західного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = kF_{3X} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа західного огороження $F_{3X} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = 0,566 \cdot 36 \cdot (16 - 4) = 245 \text{ Вт}$$

Розрахунок східного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ СХ}} = kF_{СХ} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа східного огороження $F_{СХ} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ СХ}} = 0,48 \cdot 36 \cdot (32 - 4) = 484 \text{ Вт}$$

Розрахунок стелі (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ СТ}} = kF_{СТ} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа стелі $F_{СТ} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ СТ}} = 0,456 \cdot 27 \cdot (32 - 4) = 345 \text{ Вт}$$

Розрахунок підлоги (приймаємо показник t_3 як температуру підлоги що обігрівається електронагрівачами):

$$Q_{1T\text{ ПД}} = kF_{ПД} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа підлоги $F_{ПД} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,48 \cdot 27 \cdot [1 - 4] = 39 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень:

Розрахунок східного огороження:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{1C\text{ CX}} = kF_{\text{CX}}\Delta t_{c\text{ cx}} [\text{Вт}], \quad (4.4)$$

$$Q_{1C\text{ CX}} = 0,48 \cdot 36 \cdot 8,8 = 152 \text{ Вт}$$

Враховуємо тільки східну стінку як єдину що опромінює сонце.

Розрахунок стелі:

$$Q_{1C\text{ CT}} = kF_{\text{CT}}\Delta t_{c\text{ ct}} [\text{Вт}], \quad (4.4)$$

$$Q_{1C\text{ CT}} = 0,456 \cdot 27 \cdot 18,5 = 228 \text{ Вт}$$

Для четвертої камери:

Теплопритоки від різниці температур по обох боках огороження:

Розрахунок північного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ ПН}} = kF_{\text{ПН}} (t_3 - t_k) [\text{Вт}], \quad (4.3)$$

де площа північного огороження $F_{\text{ПН}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПН}} = 0,48 \cdot 27 \cdot (32 - 4) = 363 \text{ Вт}$$

Розрахунок південного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру камери №3):

$$Q_{1T\text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) [\text{Вт}], \quad (4.3)$$

де площа південного огороження $F_{\text{ПД}} = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,5 \cdot 27 \cdot (4 - 4) = 0 \text{ Вт}$$

Розрахунок західного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру коридору):

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = kF_{\text{ЗХ}} (t_3 - t_k) [\text{Вт}], \quad (4.3)$$

де площа західного огороження $F_{\text{ЗХ}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ЗХ}} = 0,566 \cdot 36 \cdot (16 - 4) = 245 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Розрахунок східного огороження (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ СХ}} = kF_{\text{СХ}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа східного огороження $F_{\text{СХ}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ СХ}} = 0,48 \cdot 36 \cdot (32 - 4) = 484 \text{ Вт}$$

Розрахунок стелі (приймаємо показник t_3 як температуру навколишнього середовища):

$$Q_{1T\text{ СТ}} = kF_{\text{СТ}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа стелі $F_{\text{СТ}} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ СТ}} = 0,456 \cdot 27 \cdot (32 - 4) = 345 \text{ Вт}$$

Розрахунок підлоги (приймаємо показник t_3 як температуру підлоги що обігривається електронагрівачами):

$$Q_{1T\text{ ПД}} = kF_{\text{ПД}} (t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де площа підлоги $F_{\text{ПД}} = 6 \cdot 4,5 = 27 \text{ м}^2$

$$Q_{1T\text{ ПД}} = 0,48 \cdot 27 \cdot [1 - 4] = 39 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від сонячного опромінення зовнішніх огорожень:

Розрахунок східного огороження:

$$Q_{1C\text{ СХ}} = kF_{\text{СХ}} \Delta t_{c\text{ СХ}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

$$Q_{1C\text{ СХ}} = 0,48 \cdot 36 \cdot 8,8 = 152 \text{ Вт}$$

Враховуємо тільки східну стінку як єдину що опромінює сонце.

Розрахунок стелі:

$$Q_{1C\text{ СТ}} = kF_{\text{СТ}} \Delta t_{c\text{ СТ}} \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$Q_{\text{IC CT}} = 0,456 \cdot 27 \cdot 18,5 = 228 \text{ Вт}$$

Табл. 4.1 - Розрахунок надмірної різниці температур від сонця

	q, Вт/м ²	ε	ρ	α _з , Вт/м ² К	Δt _с , °С
Південь	384	0,7	0,75	23	8,8
Захід	461	0,7	0,75	23	10,5
Схід	384	0,7	0,75	23	8,8
Стеля	789	0,72	0,75	23	18,5

Табл. 4.2 - Розрахунок теплопритоків крізь огороження камер

	k, Вт/м ² К	F, м ²	t _к , °С	Δt, °С	Δt _с , °С	Q _{IT} , Вт	Q _{IC} , Вт	Q ₁ , Вт
Кам. №1								
Північ	0,248	27	-20	52	0	348	0	348
Південь	0,5	27	-20	0	0	0	0	0
Захід	0,248	36	-20	52	10,5	464	106	570
Схід	0,293	36	-20	36	0	380	0	380
Стеля	0,236	27	-20	52	18,5	331	124	455
Підлога	0,248	27	-20	21	0	141	0	141
Сумарні теплопритоки по камері №1, ΣQ ₁ , Вт								1894
Кам. №2								
Північ	0,5	27	-20	0	0	0	0	0
Південь	0,293	27	-20	36	0	285	0	285
Захід	0,248	36	-20	52	10,5	464	94	558
Схід	0,293	36	-20	36	0	380	0	380
Стеля	0,236	27	-20	52	18,5	331	124	455
Підлога	0,248	27	-20	21	0	141	0	141
Сумарні теплопритоки по камері №2, ΣQ ₁ , Вт								1819

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Кам.№3								
Північ	0,5	27	10	0	0	0	0	0
Південь	0,566	27	10	6	0	183	0	183
Захід	0,566	36	10	6	0	245	0	245
Схід	0,48	36	10	22	8,8	484	152	636
Стеля	0,456	27	10	22	18,5	345	228	573
Підлога	0,48	27	10	9	0	39	0	39
Сумарні теплопритоки по камері №3, ΣQ_1 , Вт								1676
Кам.№4								
Північ	0,48	27	10	22	0	363	0	363
Південь	0,5	27	10	0	0	0	0	0
Захід	0,566	36	10	6	0	245	0	245
Схід	0,48	36	10	22	8,8	484	152	636
Стеля	0,456	27	10	22	18,5	345	228	573
Підлога	0,48	27	10	9	0	39	0	39
Сумарні теплопритоки по камері №4, ΣQ_1 , Вт								1856

4.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

$$Q_{2B} = \frac{G_B(h_1 - h_2)\tau_{\text{ц}}}{0,0864 \cdot \tau_p} \text{ [Вт]}, \quad (4.6)$$

де G_B – добове додавання вантажу на холодильну обробку (приймаємо 7% від місткості камер), т/доб.;

$(h_1 - h_2)$ – різниця ентальпій вантажу, відповідних початковій і кінцевій температурам продукту (кДж/кг).

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

τ_p – тривалість робочого періоду, тобто фактичний час, впродовж якого споживається холод, год.

Приймаємо початкову температуру надходження вантажу в камери

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

збереження на 4 °С більше за температуру зберігання. Для пристроїв холодильної обробки безперервної роботи . Тривалість холодильної обробки приймаємо безперервну, тоді $\tau_{ц} = \tau_{р}$.

Теплопритоки від тари:

$$Q_{2T} = \frac{G_T c_T \Delta t_{п} \tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_{р}} [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

де G_T – добове надходження тари на холодильну обробку, т/доб;
 c_T – питомі теплоємності тари, при відповідних температурах, кДж/(кг·К).

Величину G_T приймаємо 10%, 15% та 20% від добового надходження продукту (для картонної, пластмасової та дерев'яної тари відповідно).

Сумарні теплопритоки від вантажу:

$$Q_2 = Q_{2В} + Q_{2T}, [\text{Вт}]. \quad (4.8)$$

Для першої камери:

Розрахунок теплопритоків від вантажів:

$$Q_{2В} = \frac{G_B (h_{1 \text{ риби}} - h_{2 \text{ риби}}) \tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_{р}} [\text{Вт}], \quad (4.6)$$

де $G_B = 27,97 \cdot 7\% = 1,95$ т/доб

$h_{1 \text{ риби}} = 11,4$ кДж/кг

$h_{2 \text{ риби}} = 0$ кДж/кг

$$Q_{2В} = \frac{1,95 (11,4 - 0) 24}{0,0864 \cdot 24} = 257 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплопритоків від тари:

$$Q_{2T} = \frac{G_T c_T \text{ пластмас} \Delta t_{п} \tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_{р}} [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

Приймаємо що заморожену рибу додають на холодильну обробку

у пластмасовій тарі, тоді $c_T \text{ пластмас} = 1,9$ кДж/(кг·К), $G_T = 1,95 \cdot 15\% = 0,29$ т/доб

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{2T} = \frac{0,29 \cdot 1,9 \cdot 4 \cdot 24}{0,0864 \cdot 24} = 26 \text{ Вт}$$

Для другої камери:

Розрахунок теплопритоків від вантажів:

$$Q_{2B} = \frac{G_B(h_{1 \text{ чТВ.мясо}} - h_{2 \text{ чТВ.мясо}})\tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_p} \text{ [Вт]}, \quad (4.6)$$

де $G_B = 30,24 \cdot 7\% = 2,12 \text{ т/доб}$

h_1 четвертини яловичини та свинини = 10,1 кДж/кг

h_2 четвертини яловичини та свинини = 0 кДж/кг

$$Q_{2B} = \frac{2,12 (10,1 - 0)24}{0,0864 \cdot 24} = 248 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплопритоків від тари:

$$Q_{2T} = \frac{G_{T \text{ сТ пластмас}} \Delta t_{п} \tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_p} \text{ [Вт]}, \quad (4.7)$$

Приймаємо що яєчний меланж додають на холодильну обробку у пластмасовій тарі, тоді $c_{T \text{ пластмас}} = 1,9 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, $G_T = 2,12 \cdot 15\% = 0,32 \text{ т/доб}$

$$Q_{2T} = \frac{0,32 \cdot 1,9 \cdot 4 \cdot 24}{0,0864 \cdot 24} = 28 \text{ Вт}$$

Для третьої камери:

Розрахунок теплопритоків від вантажів:

$$Q_{2B} = \frac{G_B(h_{1 \text{ фруктів}} - h_{2 \text{ фруктів}})\tau_{ц}}{0,0864 \cdot \tau_p} \text{ [Вт]}, \quad (4.6)$$

де $G_B = 26,46 \cdot 7\% = 1,85 \text{ т/доб}$

h_1 фруктів = 302 кДж/кг

h_2 фруктів = 286,7 кДж/кг

$$Q_{2B} = \frac{1,85 (302 - 286,7)24}{0,0864 \cdot 24} = 328 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплопритоків від тари:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$Q_{2T} = \frac{G_T c_{T \text{ дерево}} \Delta t_{\Pi} \tau_{\Pi}}{0,0864 \cdot \tau_p} [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

Приймаємо що фрукти додають на холодильну обробку у дерев'яній тарі, тоді
 $c_{T \text{ дерево}} = 2,5 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$, $G_T = 1,85 \cdot 20\% = 0,37 \text{ т/доб}$

$$Q_{2T} = \frac{0,37 \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 24}{0,0864 \cdot 24} = 43 \text{ Вт}$$

Для четвертої камери:

Розрахунок теплопритоків від вантажів:

$$Q_{2B} = \frac{G_B (h_1 \text{ овочів} - h_2 \text{ овочів}) \tau_{\Pi}}{0,0864 \cdot \tau_p} [\text{Вт}], \quad (4.6)$$

де $G_B = 26,46 \cdot 7\% = 1,85 \text{ т/доб}$

$h_1 \text{ овочів} = 307 \text{ кДж/кг}$

$h_2 \text{ овочів} = 290,5 \text{ кДж/кг}$

$$Q_{2B} = \frac{1,85 (307 - 290,5) 24}{0,0864 \cdot 24} = 353 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплопритоків від тари:

$$Q_{2T} = \frac{G_T c_{T \text{ дерево}} \Delta t_{\Pi} \tau_{\Pi}}{0,0864 \cdot \tau_p} [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

Приймаємо що фрукти додають на холодильну обробку у дерев'яній тарі, тоді
 $c_{T \text{ дерево}} = 2,5 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$, $G_T = 1,85 \cdot 20\% = 0,37 \text{ т/доб}$

$$Q_{2T} = \frac{0,37 \cdot 2,5 \cdot 4 \cdot 24}{0,0864 \cdot 24} = 43 \text{ Вт}$$

Табл. 4.3 - Результати розрахунку теплоприпливів від вантажів та тари

	G_B , т/д	G_T , т/д	h_1 , кДж/кг	h_2 , кДж/кг	c_T	Δt_{Π}	Q_{2B} , Вт	Q_{2T} , Вт	Q_2 , Вт	
Кам.№ 1	1,95	0,29	11,4	0	1,9	4	257	26	283	
Кам.№ 2	2,12	0,32	10,1	0	1,9	4	248	28	276	
Кам.№ 3	1,85	0,37	302	286,7	2,5	4	328	43	371	
Кам.№ 4	1,85	0,37	307	290,5	2,5	4	353	43	396	Арк
КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3										37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

4.3 Розрахунок теплопритоків при вентиляції камери

Теплопритоки від вентиляції в камеру зберігання фруктів (овочів) визначаються по формулі:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \times a \times \rho_K (h_3 - h_K)}{3,6 \times \tau} \text{ [Вт]}, \quad (4.8)$$

де $V_{\text{буд}}$ – будівельний об'єм камери, м³;

a – кратність повітрообміну в добу, приймаємо в режимі зберігання $a=3$;

ρ_K – щільність повітря при температурі і відносній вологості камери, кг/м³;

h_3, h_K – ентальпії повітря при температурі зовнішній і камери, кДж/кг; τ – добовий період вентиляції, час, приймаємо цілодобово.

Для третьої камери:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \times a \times \rho_K (h_3 - h_K)}{3,6 \times \tau} \text{ [Вт]}, \quad (4.8)$$

Приймаємо: $V_{\text{буд}} = 6 \cdot 4,5 \cdot 6 = 162 \text{ м}^3$

$h_3 = 79 \text{ кДж/кг}$

$h_K = 16,5 \text{ кДж/кг}$

$\rho_K = 1,24 \text{ кг/м}^3$

$$Q_3 = \frac{162 \times 3 \times 1,24 (79 - 16,5)}{3,6 \times 24} = 436 \text{ Вт}$$

Для четвертої камери:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \times a \times \rho_K (h_3 - h_K)}{3,6 \times \tau} \text{ [Вт]}, \quad (4.8)$$

Приймаємо: $V_{\text{буд}} = 6 \cdot 4,5 \cdot 6 = 162 \text{ м}^3$

$h_3 = 79 \text{ кДж/кг}$

$h_K = 17 \text{ кДж/кг}$

$\rho_K = 1,23 \text{ кг/м}^3$

$$Q_3 = \frac{162 \times 3 \times 1,23 (79 - 17)}{3,6 \times 24} = 429 \text{ Вт}$$

					$Q_3 = \frac{162 \times 3 \times 1,23 (79 - 17)}{3,6 \times 24} = 429 \text{ Вт}$	Арк
					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Табл. 4.4 - Результати розрахунку теплопритоків при вентиляції камери

	$V_{\text{буд}}, \text{м}^3$	a	$h_3, \text{кДж/кг}$	$h_k, \text{кДж/кг}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$Q_3, \text{Вт}$
Кам.№ 3	162	3	79	16,5	1,24	436
Кам.№ 4	162	3	79	17	1,23	429

4.4 Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел.

До експлуатаційних відносять теплопритоки різних за походженням джерел теплоти, що виникають при експлуатації охолоджуваних приміщень.

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \text{ [Вт]}, \quad (4.9)$$

де Q_4' – теплоприток від електричного освітлення;

Q_4'' – теплоприток від електричних двигунів;

Q_4''' – теплоприток від працюючих людей;

Q_4'''' – теплоприток від відкривання дверей.

Розрахунок теплопритоків від електричного освітлення:

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}} \text{ [Вт]}, \quad (4.10)$$

де $F_{\text{буд}}$ – будівельна площа охолоджувального приміщення;

$J_{\text{св}}$ – коефіцієнт одночасної роботи світильників. Приймаємо у всіх камерах дві зони $J_{\text{св}} = 0,67$;

q_4' – питома потужність світильників загального освітлення. Для складських приміщень приймаємо $q_4' = 3 \text{ Вт/м}^2$.

Розрахунок теплопритоків від електричних двигунів:

$$Q_4'' = J_{\text{дв}} \sum N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (4.11)$$

де $J_{\text{дв}}$ – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами ($J_{\text{дв}} = 0,4 \dots 1$). Приймаємо $J_{\text{дв}} = 0,5$.

$N_{\text{дв}}$ – розрахункова потужність електродвигуна, Вт

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Так як розрахунок теплопритоків ведуть при проектуванні охолоджувального об'єкта, то на цьому етапі роботи ще не відомі потужності електродвигунів устаткування, у цьому випадку ведемо розрахунки по виразу:

$$\Sigma N_{\text{дв}} = 1,2 (Q_1 + Q_2 + Q_3)m \text{ [Вт]}, \quad (4.12)$$

де $(Q_1+Q_2+Q_3)$ – сума розрахованих теплопритоків для даної камери;
 m – коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача.

Коефіцієнт m для камер збереження з повітряним охолодженням приймаємо $m = 0.06$

Розрахунок теплопритоків від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

де q_4''' – тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.
 n – число працюючих. Число працюючих в усіх камерах приймаємо $n=2$.

Розрахунок теплопритоків при відкриванні дверей:

$$Q_4'''' = V F_{\text{буд}} \text{ [Вт]}, \quad (4.14)$$

де V – питома витрата холоду при відкриванні дверей, Вт/м².

Для першої камери:

Теплоприток від електричного освітлення:

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд } 1} \text{ [Вт]}, \quad (4.10)$$

де $F_{\text{буд } 1} = 27 \text{ м}^2$

$$Q_4' = 3 \cdot 0,67 \cdot 27 = 54 \text{ Вт}$$

Теплоприток від електричних двигунів:

$$Q_4'' = J_{\text{дв}} \Sigma N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (4.11)$$

де $\Sigma N_{\text{дв}} = 1,2 (1894 + 283) 0,06 = 157 \text{ Вт}$

$$Q_4'' = 0,5 \cdot 157 = 79 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприток від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

де $q_4''' = 270 - 6t_k \text{ [Вт]}$,

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot (-20) = 390 \text{ Вт}$$

$$Q_4''' = 390 \cdot 2 = 780 \text{ Вт}$$

Теплоприток від відкриття дверей:

$$Q_4'''' = B_1 F_{\text{буд } 1} \text{ [Вт]}, \quad (4.14)$$

де приймаємо $B_1 = 13 \text{ Вт/м}^2$

$$Q_4'''' = 13 \cdot 27 = 351 \text{ Вт}$$

.....

Для другої камери:

Теплоприток від електричного освітлення:

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд } 2} \text{ [Вт]}, \quad (4.10)$$

де $F_{\text{буд } 2} = 27 \text{ м}^2$

$$Q_4' = 3 \cdot 0,67 \cdot 27 = 54 \text{ Вт}$$

Теплоприток від електричних двигунів:

$$Q_4'' = J_{\text{дв}} \Sigma N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (4.11)$$

де $\Sigma N_{\text{дв}} = 1,2 (1819 + 276) 0,06 = 151 \text{ Вт}$

$$Q_4'' = 0,5 \cdot 151 = 76 \text{ Вт}$$

Теплоприток від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

де $q_4''' = 270 - 6t_k \text{ [Вт]}$,

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot (-20) = 390 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$Q_4''' = 390 \cdot 2 = 780 \text{ Вт}$$

Теплоприток від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = B_2 F_{\text{буд } 2} [\text{Вт}], \quad (4.14)$$

де приймаємо $B_2 = 13 \text{ Вт/м}^2$

$$Q_4'''' = 13 \cdot 27 = 351 \text{ Вт}$$

Для третьої камери:

Теплоприток від електричного освітлення:

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд } 3} [\text{Вт}], \quad (4.10)$$

де $F_{\text{буд } 3} = 27 \text{ м}^2$

$$Q_4' = 3 \cdot 0,67 \cdot 27 = 54 \text{ Вт}$$

Теплоприток від електричних двигунів:

$$Q_4'' = J_{\text{дв}} \Sigma N_{\text{дв}} [\text{Вт}], \quad (4.11)$$

де $\Sigma N_{\text{дв}} = 1,2 (1676 + 371 + 436) 0,06 = 179 \text{ Вт}$

$$Q_4'' = 0,5 \cdot 179 = 90 \text{ Вт}$$

Теплоприток від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n [\text{Вт}], \quad (4.13)$$

де $q_4''' = 270 - 6t_k [\text{Вт}],$

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot 10 = 210 \text{ Вт}$$

$$Q_4''' = 210 \cdot 2 = 420 \text{ Вт}$$

Теплоприток від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = B_3 F_{\text{буд } 3} [\text{Вт}], \quad (4.14)$$

де приймаємо $B_3 = 13 \text{ Вт/м}^2$

$$Q_4'''' = 13 \cdot 27 = 351 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Для четвертої камери:

Теплоприток від електричного освітлення:

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд } 4} \text{ [Вт]}, \quad (4.10)$$

де $F_{\text{буд } 4} = 27 \text{ м}^2$

$$Q_4' = 3 \cdot 0,67 \cdot 27 = 54 \text{ Вт}$$

Теплоприток від електричних двигунів:

$$Q_4'' = J_{\text{дв}} \Sigma N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (4.11)$$

де $\Sigma N_{\text{дв}} = 1,2 (1856 + 396 + 429) 0,06 = 193 \text{ Вт}$

$$Q_4'' = 0,5 \cdot 193 = 97 \text{ Вт}$$

Теплоприток від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

де $q_4''' = 270 - 6t_k \text{ [Вт]},$

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot 10 = 210 \text{ Вт}$$

$$Q_4''' = 210 \cdot 2 = 420 \text{ Вт}$$

Теплоприток від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = V_4 F_{\text{буд } 4} \text{ [Вт]}, \quad (4.14)$$

де приймаємо $V_4 = 13 \text{ Вт/м}^2$

$$Q_4'''' = 13 \cdot 27 = 351 \text{ Вт}$$

Табл. 4.5 - Результати розрахунку теплоприпливів від освітлення, елек.
двигунів, працюючих людей та відкривання дверей

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

	J_{CB}	Q_4'	$J_{ДВ}$	$\Sigma N_{ДВ},$ Вт	Q_4'' , Вт	n , чол	Q_4''' , Вт	B	Q_4'''' , Вт	Q_4 , Вт
Кам. № 1	0,67	54	0,5	157	79	2	780	13	351	1264
Кам. № 2	0,67	54	0,5	151	76	2	780	13	351	1261
Кам. № 3	0,67	54	0,5	179	90	2	420	13	351	915
Кам. № 4	0,67	54	0,5	193	97	2	420	13	351	922

4.5 Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених овочів / фруктів

У загальному випадку для овочесховищ теплопритоки від дихання охолоджених овочів розраховуються по формулі:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{п} + q_5'' \cdot (G_{к} - G_{п}) \text{ [Вт]}, \quad (4.15)$$

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

q_5'' - тепловиділення овочів (фруктів) при температурі зберігання, Вт/т;

$G_{п}$ – максимальне одноразове надходження овочів (фруктів) в камеру, т.

Приймаємо надходження 7% від місткості.

Тепловиділення фруктів/овочів при температурі їх надходження в камеру визначають:

$$q_5' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.16)$$

де q_0 – тепловиділення фруктів/овочів при 8 °С, приймаємо найвище значення серед усіх фруктів/овочів в камері – 21,3 Вт/т для фруктів та 19,7 Вт/т для овочів;

b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, °С⁻¹, приймаємо як 0,0782 °С⁻¹ для фруктів та 0,1187 °С⁻¹ для овочів;

t - температура надходження в камеру, приймаємо 8 °С.

Тепловиділення фруктів/овочів при температурі їх зберігання в камері визначають:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_5'' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.17)$$

де q_0 – тепловиділення фруктів/овочів при 4 °С, приймаємо найвище значення серед усіх фруктів/овочів в камері – 21,3 Вт/т для фруктів та 19,7 Вт/т для овочів;
 b – температурний коефіцієнт швидкості дихання, °С⁻¹, приймаємо як 0,0782 °С⁻¹ для фруктів та 0,1187 °С⁻¹ для овочів;
 t - температура зберігання в камері, приймаємо 4 °С.

Для третьої камери:

Тепловиділення фруктів при температурі їх надходження в камеру:

$$q_5' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.16)$$

$$q_5' = 21,3 \cdot e^{0,0782 \cdot 8} = 40 \text{ Вт/т}$$

Тепловиділення фруктів при температурі їх зберігання в камері:

$$q_5'' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.17)$$

$$q_5'' = 21,3 \cdot e^{0,0782 \cdot 4} = 29 \text{ Вт/т}$$

Теплоприток від дихання охолоджених фруктів:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{\Pi} + q_5'' \cdot (G_K - G_{\Pi}) \text{ [Вт]}, \quad (4.15)$$

де $G_{\Pi} = 1,85 \text{ т}$

$G_K = 26,46 \text{ т}$

$$Q_5 = 40 \cdot 1,85 + 29 \cdot (26,46 - 1,85) = 788 \text{ Вт}$$

Для четвертої камери:

Тепловиділення овочів при температурі їх надходження в камеру:

$$q_5' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.16)$$

$$q_5' = 19,7 \cdot e^{0,1187 \cdot 8} = 51 \text{ Вт/т}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Тепловиділення овочів при температурі їх зберігання в камері:

$$q_5'' = q_0 \cdot e^{bt} \text{ [Вт/т]}, \quad (4.17)$$

$$q_5'' = 19,7 \cdot e^{0,1187 \cdot 4} = 32 \text{ Вт/т}$$

Теплоприток від дихання охолоджених овочів:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{\Pi} + q_5'' \cdot (G_K - G_{\Pi}) \text{ [Вт]}, \quad (4.15)$$

де $G_{\Pi} = 1,85 \text{ т}$

$G_K = 26,46 \text{ т}$

$$Q_5 = 51 \cdot 1,85 + 32 \cdot (26,46 - 1,85) = 882 \text{ Вт}$$

Табл. 4.6 - Результати розрахунку теплоприпливів від дихання охолоджених овочів / фруктів

	$b, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$q_0, \text{ Вт/т}$	$q_5', \text{ Вт/т}$	$q_5'', \text{ Вт/т}$	$Q_5, \text{ Вт}$
Кам.№ 3	0,0782	21,3	63,7	46,5	1262
Кам.№ 4	0,1187	19,7	103,8	64,6	1782

4.6 Загальне теплове навантаження

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування визначають підсумуванням усіх теплопритоків,

де навантаження на охолоджувальні прилади камер приймаємо у розмірі 100% від розрахункових,

навантаження на компресора приймаємо: Q_1, Q_3, Q_5 у розмірі 100% від розрахункових, Q_2 у розмірі 50% від розрахункових, Q_4 у розмірі 60% від розрахункових.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Табл. 4.7 - Навантаження на охолоджувальні прилади камер

	Q ₁ , Вт	Q ₂ , Вт	Q ₃ , Вт	Q ₄ , Вт	Q ₅ , Вт	Q ₀ , Вт
Кам. №1	1894	283	0	1264	0	3441
Кам. №2	1819	276	0	1261	0	3356
Кам. №3	1676	371	436	915	788	4186
Кам. №4	1856	396	429	922	882	4485

Табл. 4.8 - Навантаження на компресора

Розрахунки зводимо в таблицю:

	Q ₁ , Вт	Q ₂ , Вт	Q ₃ , Вт	Q ₄ , Вт	Q ₅ , Вт	Q _{0к} , Вт
Кам. №1	1894	141,5	0	758,4	0	2793,9
Кам. №2	1819	138	0	756,6	0	2713,6
Кам. №3	1676	185,5	436	549	788	3634,5
Кам. №4	1856	198	429	553,2	882	3918,2

5. ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРІВ І ТЕПЛООБМІННОЇ ПЛОЩІ ПРИЛАДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ

На проектуваному холодильнику буде використана централізована хладонова одноступенева холодильна установка з великими компресорами. Розрахункове теплове навантаження на компресора, які працюють на кожну температуру кипіння, визначається з урахуванням коефіцієнта робочого часу компресора b і втрат холоду в системі k :

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{k \times Q_{0к}}{b} \text{ [Вт]}, \quad (5.1)$$

Приймаємо для всіх компресорів урахування втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 6 % та коефіцієнта робочого часу $b = 0,85$.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

У камерах схову в якості приладів охолодження будуть використані пристіно-стельові і стельові підвісні оребрені повітроохолоджувачі, з безпосереднім кипінням хладону у трубах.

Приймаємо що в кожній камері встановлено по 2 повітроохолоджувача.

Орієнтовна площа теплообмінної поверхні одного повітроохолоджувача може бути визначена по формулі:

$$F_B = \frac{Q_0}{n \times K \times \theta} [\text{м}^2], \quad (5.2)$$

де n – кількість повітроохолоджувачів;

K - коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

θ - температурний напір, К .

Приймаємо для всіх повітроохолоджувачів $\theta=13 \text{ К}$, $K=17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

5.1 Для першої камери

Розрахункове теплове навантаження на компресора:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{k \times Q_{0K}}{b} [\text{Вт}], \quad (5.1)$$

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{1,06 \times 2793}{0,85} = 3484 \text{ Вт}$$

Орієнтовна площа теплообмінної поверхні одного повітроохолоджувача:

$$F_B = \frac{Q_0}{n \times K \times \theta} [\text{м}^2], \quad (5.2)$$

де $n = 1$ повітроохолоджувачів для першої камери,

$$F_B = \frac{3441}{1 \times 17 \times 13} = 15,57 \text{ м}^2$$

5.2 Для другої камери

Розрахункове теплове навантаження на компресора:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{k \times Q_{0K}}{b} [\text{Вт}], \quad (5.1)$$

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{1,06 \times 2713,6}{0,85} = 3384 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Орієнтовна площа теплообмінної поверхні одного повітроохолоджувача:

$$F_B = \frac{Q_0}{n \times K \times \theta} [\text{м}^2], \quad (5.2)$$

де $n = 1$ повітроохолоджувачів для другої камери,

$$F_B = \frac{3356}{1 \times 17 \times 13} = 15,18 \text{ м}^2$$

5.3 Для третьої камери

Розрахункове теплове навантаження на компресора:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{k \times Q_{0K}}{b} [\text{Вт}], \quad (5.1)$$

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{1,06 \times 3634,5}{0,85} = 4532 \text{ Вт}$$

Орієнтовна площа теплообмінної поверхні одного повітроохолоджувача:

$$F_B = \frac{Q_0}{n \times K \times \theta} [\text{м}^2], \quad (5.2)$$

де $n = 1$ повітроохолоджувачів для третьої камери,

$$F_B = \frac{4186}{1 \times 17 \times 13} = 18,94 \text{ м}^2$$

5.4 Для четвертої камери

Розрахункове теплове навантаження на компресора:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{k \times Q_{0K}}{b} [\text{Вт}], \quad (5.1)$$

$$Q_{0 \text{ комп}} = \frac{1,06 \times 3918,2}{0,85} = 4886 \text{ Вт}$$

Орієнтовна площа теплообмінної поверхні одного повітроохолоджувача:

$$F_B = \frac{Q_0}{n \times K \times \theta} [\text{м}^2], \quad (5.2)$$

де $n = 1$ повітроохолоджувачів для третьої камери,

$$F_B = \frac{4485}{1 \times 17 \times 13} = 20,29 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Табл. 5.1 - Результати розрахунку навантаження на компресора і площі поверхні повітроохолоджувачів зводимо в таблицю:

	b	k	Q _{0к} , Вт	n	θ	K, Вт/м ² К	F _в , м ²
Кам. №1	0,85	1,06	3484	1	13	17	15,57
Кам. №2	0,85	1,06	3384	1	13	17	15,18
Кам. №3	0,85	1,06	4532	1	13	17	18,94
Кам. №4	0,85	1,06	4886	1	13	17	20,29

6. РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ ДЛЯ УСТАНОВОК В КАМЕРАХ ЗБЕРІГАННЯ

6.1 Розрахунок циклу установки для зберігання заморожених продуктів (-20°C)

Основні дані для розрахунку приймаємо наступні:

Робоча речовина – R507

$Q_0 = 7$ кВт (як сума розрахункових теплових навантажень на компресори Камери №1 та Камери №2)

Температура конденсації холодоагенту - $t_k = 42$ °C

Температура кипіння холодоагенту – $t_0 = -30$ °C

Перегрів на всмоктуванні – 15 К

Переохолодження в конденсаторі – 7 К

Згідно з цими даними будемо цикл на Log(p)-h діаграмі за допомогою програмного забезпечення Coolpack:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

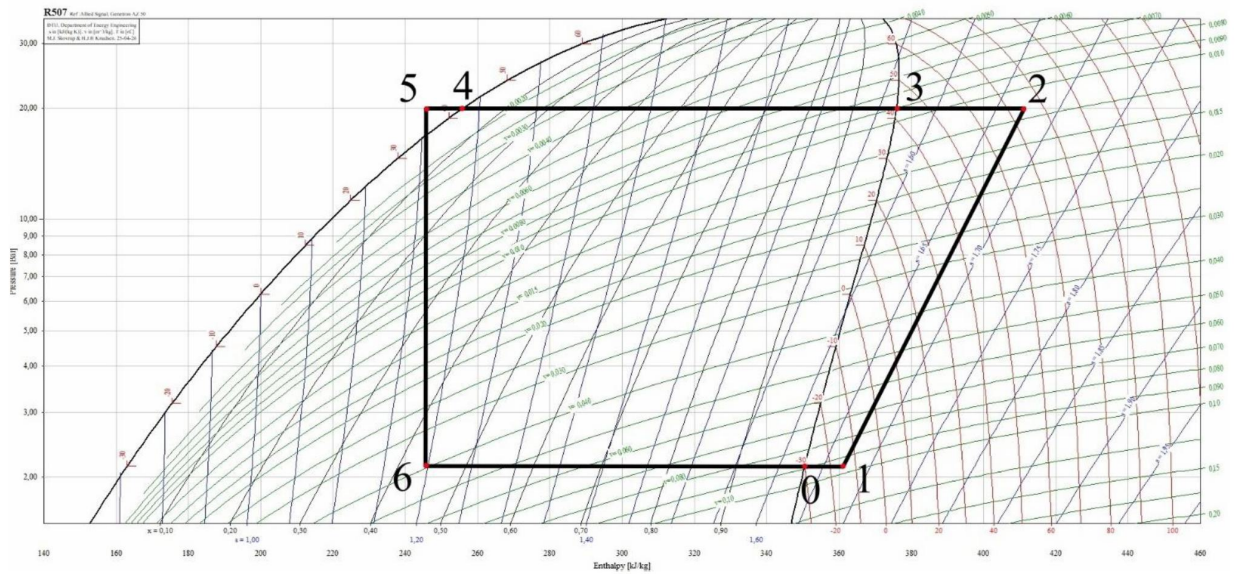


Рис. 6.1 – Холодильний цикл холодоагенту R507 на Log(p)-h діаграммі для камер зберігання заморожених продуктів

Визначаємо параметри всіх точок та зводимо їх в таблицю:

Табл. 6.1 – Параметри ключових точок холодильного циклу згідно діаграммі

Параметри	Од. вим.	0	1	2	3	4	5	6
Температура, t	°C	-30	-15	74	42	42	35	-30
Тиск, p	бар	2,14	2,14	19,7	19,7	19,7	19,7	2,14
Об'єм, v	м ³ /кг	0,08	0,09	0,01	0,009	-	-	0,04
Ентальпія, h	кДж/кг	351	361	410	376	256	246	246

Питома масова холодопродуктивність холодоагенту:

$$q_0 = h_1 - h_6 = 361 - 246 = 115 \text{ кДж/кг} \quad (6.1)$$

Витрати пари:

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{7}{115} = 0,06 \text{ кг/с} \quad (6.2)$$

Дійсна об'ємна подача:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$V_d = M \cdot v_1 = 0,06 \cdot 0,09 = 0,0054 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.3)$$

По графіку знаходимо коефіцієнт подачі компресора:



Коефіцієнти подачі компресорів: 1 – сучасні безкрейцкопфні,
 2 – гвинтові бустер-компресори, 3 – гвинтові, 4 – на хладоні 22,
 6 – ротаційні, 7 – малі на хладоні 22

Рис. 6.2 – Графік коефіцієнтів подачі компресорів

З'ясували що $\lambda = 0,55$, виходячи з того що $\frac{p_k}{p_o} = \frac{19,7}{2,14} = 9,2$

Теоретична об'ємна подача:

$$V = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0054}{0,55} = 0,0098 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.4)$$

Теоретична потужність компресора:

$$N_T = M(h_2 - h_1) = 0,06 \cdot (410 - 361) = 2,94 \text{ кВт} \quad (6.5)$$

Дійсна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{2,94}{0,84} = 3,5 \text{ кВт} \quad (6.6)$$

Де $\eta_i = 0,84$ для сучасних безкрейцкопфних компресорів;

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{3,5}{0,84} = 4,17 \text{ кВт} \quad (6.7)$$

Де $\eta_m = 0,84$ для сучасних безкрейцкопфних компресорів;

Тепловий потік в конденсаторі:

а) дійсний з урахуванням витрат в процесі стиснення

$$Q_k = Q_0 + N_i = 7 + 3,5 = 10,5 \text{ кВт} \quad (6.8)$$

або

б) теоретичний по різниці питомих ентальпій в теоретичному циклі з урахуванням переохолодження в конденсаторі

$$Q_H = M \cdot (h_2 - h_5) = 0,06 \cdot (410 - 246) = 9,84 \text{ кВт} \quad (6.9)$$

6.2 Розрахунок циклу установки для зберігання охолоджених вантажів (4°C)

Основні дані для розрахунку приймаємо наступні:

Робоча речовина – R507

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$Q_0 = 10$ кВт (як сума розрахункових теплових навантажень на компресори Камери №3 та Камери №4)

Температура конденсації холодоагенту - $t_k = 42$ °С

Температура кипіння холодоагенту – $t_0 = -6$ °С

Перегрів на всмоктуванні – 15 К

Переохолодження в конденсаторі – 7 К

Згідно з цими даними будуюмо цикл на Log(p)-h діаграммі за допомогою програмного забезпечення Coolpack:

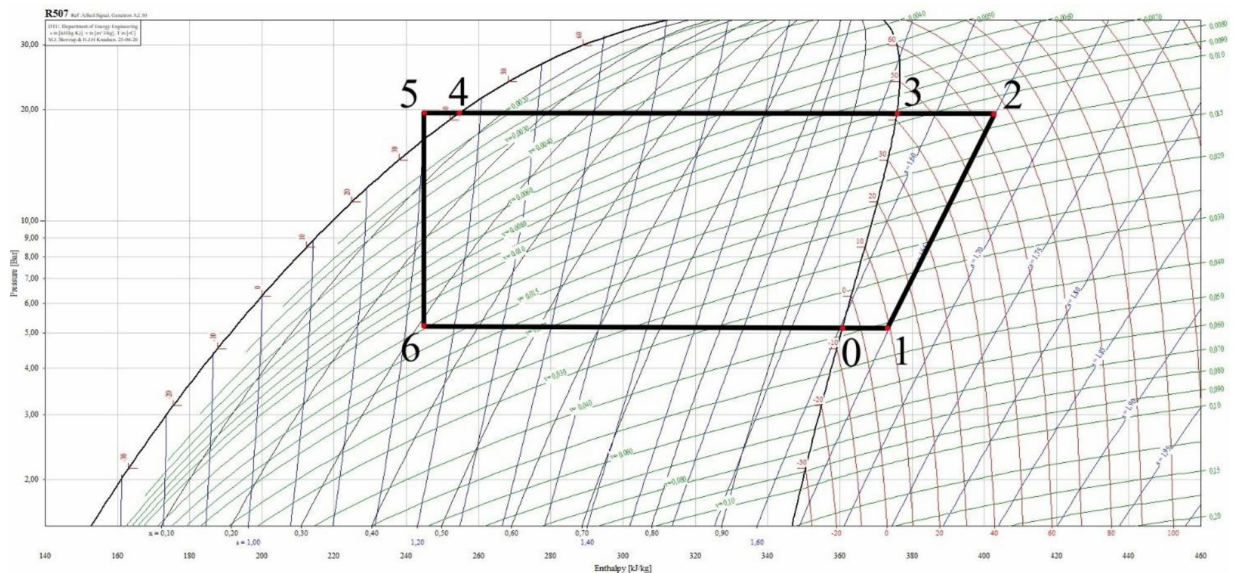


Рис. 6.3 – Холодильний цикл холодоагенту R507 на Log(p)-h діаграммі для камер зберігання охолоджених продуктів

Визначаємо параметри всіх точок та зводимо їх в таблицю:

Табл. 6.1 – Параметри ключових точок холодильного циклу згідно діаграммі

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Параметри	Од. вим.	0	1	2	3	4	5	6
Температура, t	°С	-6	9	65,6	42	42	35	-6
Тиск, p	бар	5,15	5,15	19,7	19,7	19,7	19,7	5,15
Об'єм, v	м ³ /кг	0,038	0,04	0,01	0,009	-	-	0,012
Ентальпія, h	кДж/кг	361	373	403	376	256	245	245

Питома масова холодопродуктивність холодоагенту:

$$q_0 = h_1 - h_6 = 373 - 245 = 128 \text{ кДж/кг} \quad (6.1)$$

Витрати пари:

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{10}{128} = 0,078 \text{ кг/с} \quad (6.2)$$

Дійсна об'ємна подача:

$$V_d = M \cdot v_1 = 0,078 \cdot 0,04 = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.3)$$

По графіку знаходимо коефіцієнт подачі компресора:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55



Коефіцієнти подачі компресорів: 1 – сучасні безкрейцкопфні, 2 – гвинтові бустер-компресори, 3 – гвинтові, 4 – на хладоні 22, 6 – ротаційні, 7 – малі на хладоні 22

Рис. 6.4 – Графік коефіцієнтів подачі компресорів

З'ясували що $\lambda = 0,82$, виходячи з того що $\frac{p_k}{p_o} = \frac{19,7}{5,15} = 3,83$

Теоретична об'ємна подача:

$$V = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0031}{0,82} = 0,0038 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.4)$$

Теоретична потужність компресора:

$$N_T = M(h_2 - h_1) = 0,078 \cdot (403 - 373) = 2,34 \text{ кВт} \quad (6.5)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Дійсна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{2,34}{0,84} = 2,79 \text{ кВт} \quad (6.6)$$

Де $\eta_i = 0,84$ для сучасних безкрейцкопфних компресорів;

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{2,79}{0,84} = 3,32 \text{ кВт} \quad (6.7)$$

Де $\eta_m = 0,84$ для сучасних безкрейцкопфних компресорів;

Тепловий потік в конденсаторі:

а) дійсний з урахуванням витрат в процесі стиснення

$$Q_k = Q_0 + N_i = 10 + 2,79 = 12,79 \text{ кВт} \quad (6.8)$$

або

б) теоретичний по різниці питомих ентальпій в теоретичному циклі з урахуванням переохолодження в конденсаторі

$$Q_H = M \cdot (h_2 - h_5) = 0,078 \cdot (403 - 245) = 12,32 \text{ кВт} \quad (6.9)$$

7. РОЗРАХУНОК ТА РОЗРОБКА ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

7.1. Дані для розрахунку:

Так як тепловий потік в конденсаторі для камер збереження №1 та №2 – 10,5 кВт, а для камер №3 та №4 -12,79 кВт, де різниця складає усього 2,29 кВт, тому приймаємо теплове навантаження на конденсатор 13 кВт для спрощення підбору та розрахунку компресорно-конденсаторного агрегату.

Теплове навантаження: $Q_k = 13 \text{ кВт}$

Температура конденсації хладагенту: $t_k = 42^\circ\text{C}$

Температура повітря на вході в апарат: $t_1 = 32^\circ\text{C}$

Температура повітря на виході з апарату: $t_2 = 37^\circ\text{C}$

Розрахункова літня температура зовнішнього повітря: $t_3 = 32^\circ\text{C}$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Приймаємо що:

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\varphi_3=0,6$

Зовнішній діаметр труби: $D_{3H} = 0,02$ м

Внутрішній діаметр труби: $D_{вн}= 0,015$ м

Діаметр ребра: $D_P = 0,04$ м

Товщина ребра: $\delta = 0,0008$ м

Висота ребра: $h = 0,01$ м

Крок ребер: $U_P = 0,004$ м

Матеріал труб: Мідь

Матеріал ребер: Сталь

Крок труб поперечний та діагональний: $S_1= S_3= D_P + 0,003 = 0,043$ мм

Крок труб проти ходу повітря: $S_2=0,052$ м

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: кругле

Агент: R507

7.2. Тепловий розрахунок конденсатора

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

$$\begin{aligned}t_2 &= t_3 + \Delta t & (7.1) \\t_2 &= 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

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

$$t_k=32+10 = 42 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

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

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

7.3. Геометричні характеристики ребра

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = D_p^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot D_{3H}^2 + 4 \cdot D_p \cdot \delta \quad (7.3)$$

$$f_p = 0.04^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.02^2 + 4 \cdot 0.04 \cdot 0.0008 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot D_{3H} \cdot (U_p - \delta) \quad (7.4)$$

$$f_{тр} = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.004 - 0.0008) = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot D_{3H} \cdot U_p \quad (7.5)$$

$$f_{вн} = 3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.004 = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п} = f_p + f_{тр} \quad (7.6)$$

$$f_{п} = 1,4 \cdot 10^{-3} + 0,2 \cdot 10^{-3} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обрешітання β и ступінь обрешітання φ_n :

$$\beta = f_{п} / f_{вн} = 1,6 / 0,25 = 6,4 \quad (7.7)$$

$$\varphi_n = f_{п} / f_{тр} = 1,6 / 0,2 = 8 \quad (7.8)$$

За довідковими даними вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_3 :

- кінематична в'язкість $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,026 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr = 0.712$;

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- щільність $\rho=1.159 \text{ кг/м}^3$;
- теплоємність $c=1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

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

$$d_3=2 \cdot (S_1 - D_{3H}) \cdot (U_P - \delta)/(S_1 - D_{3H} + U_P - \delta), \text{ м} \quad (7.9)$$

$$d_3=2 \cdot (0.043-0.02) \cdot (0.004-0.0008)/(0.043-0.02+0.004-0.0008) = 0,0056 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re=w \cdot d_3/\nu \quad (7.10)$$

$$Re=(8 \cdot 0,0056)/(16 \cdot 10^{-6}) = 2800$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu=0.178 \cdot [(S_1 - D_{3H})/d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (7.11)$$

$$Nu=0.178 \cdot [(0.043-0.02)/0.0056]^{-0.14} \cdot 2800^{0.6} = 25,39$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k=Nu \cdot \lambda/d_3 \quad (7.12)$$

$$\alpha_k=25,39 \cdot 0,026/0,0056 = 117,88 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h^*=0.5 \cdot D_{3H} \cdot (1.15 \cdot D_P / D_{3H} - 1)(1+0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot D_P / D_{3H})), \text{ м} \quad (7.13)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$h' = 0.5 \cdot 0.02 \cdot (1.15 \cdot 0.04 / 0.02 - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.04 / 0.02)) = 0,017 \text{ м}$$

Для мідних труб та сталевих ребер коефіцієнти теплопровідності:

$$\lambda_{\text{тр}} = 390 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}, \lambda_{\text{р}} = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}.$$

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_{\text{к}} / (\delta \cdot \lambda_{\text{р}}))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_{\text{к}} / (\delta \cdot \lambda_{\text{р}}))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (7.14)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 117,88 / (0.0008 \cdot 50))^{0.5} \cdot (0.01 + 0.5 \cdot 0.0008)] /$$

$$/ [(2 \cdot 117,88 / (0.0008 \cdot 50))^{0.5} \cdot (0.01 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0,91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} \cdot (f_{\text{р}} \cdot E / f_{\text{п}} + 1 / \varphi_{\text{н}}), \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (7.15)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = 117,88 \cdot (1,4 \cdot 0,91 / 1,6 + 1/8) = 108,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

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

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_{\text{м}} = 0.12 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

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

$$K = [(1/\alpha_{\text{пр}} + 8 \cdot f_{\text{п}} / (\pi \cdot (D_{\text{ЗН}}^2 + D_{\text{ВН}}^2))) \cdot (0.5 \cdot (D_{\text{ЗН}} - D_{\text{ВН}}) / \lambda_{\text{тр}} + \delta / \lambda_{\text{р}} + \delta_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}})]^{-1} \quad (7.16)$$

$$K = [(1/108,6 + 8 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot (0.02^2 + 0.015^2))) \cdot$$

$$\cdot (0.5 \cdot (0.02 - 0.015) / 390 + 0.0008 / 50 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 233,34 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Властивості агента (R507) визначаємо за довідковими даними при визначальній температурі конденсації t_k :

- щільність конденсату $\rho_k = 1120 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_k = 0.0756 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_k = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 165 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

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

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot (\mu_k \cdot D_{вн})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_k - t_{ст})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (7.17)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot 165 \cdot 10^3 \cdot 1120^2 \cdot 0.0756^3 \cdot (2,2 \cdot 10^{-4} \cdot 0.015)^{-1}]^{0.25} \cdot (42 - t_{ст})^{-0.75} = 726 \cdot (42 - t_{ст})^{-0.75}$$

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

$$q = K \cdot (t_{ст} - t_3), \text{ Вт/м}^2 \quad (7.18)$$

$$q = K \cdot (t_{ст} - t_3) = 233,34 \cdot (t_{ст} - 32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 3.1.9 і 3.1.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q = 159,72 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Повну оброблену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F = Q_k \cdot 10^3 / q, \text{ м}^2 \quad (7.19)$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$F=13 \cdot 10^3/159,72 = 81,4 \text{ м}^2$$

7.4. Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V=Q_k/(c \cdot \rho \cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.20)$$

$$V=13/(1,005 \cdot 1,159 \cdot 5) = 2,23 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{\text{ж}}=V/w \quad (7.21)$$

$$F_{\text{ж}}= 2,23/8 =0,28 \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}} \quad (7.22)$$

$$\sum L= 0,28 / (1,6 \cdot 10^{-3}) = 175 \text{ м}$$

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

$$f_{\text{ж}}=S_1 \cdot U_p - (2 \cdot h \cdot \delta + D_{\text{ЗН}} \cdot U_p), \text{ м}^2 \quad (7.23)$$

$$f_{\text{ж}}=0,043 \cdot 0,004 - (2 \cdot 0,01 \cdot 0,0008 + 0,02 \cdot 0,004) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату:

$$n_{\text{рз}}=F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}} \quad (7.24)$$

$$n_{\text{рз}}= 0,28 / (0,076 \cdot 10^{-3}) = 3685$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = U_P \cdot n_{\text{пр}} \quad (7.25)$$

$$\sum L_{\phi} = 0,004 \cdot 3685 = 14,74 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату:

$$S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} \quad (7.26)$$

$$S_{\phi} = 0,043 \cdot 14,74 = 0,63 \text{ м}^2$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо один вентилятор марки ВО-12-303-6,3 при орієнтовному натиску на один вентилятор $H=160$ Па.

Діаметр вентилятора $D_v=0,63$ м, кількість вентиляторів (z)=1.

7.5. Орієнтовні геометричні розміри конденсатора

- висота $H_k = (S_{\phi})^{0.5} = (0,63)^{0.5} = 0,78$ м;

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_k / S_1 \quad (7.27)$$

$$N_{\phi} = 0,79 / 0,043 = 19$$

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

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} \quad (7.28)$$

$$N = 175 / 14,74 = 12$$

Довжина секції труб апарату:

$$L_k = S_2 \cdot N \quad (7.29)$$

$$L_k = 0,052 \cdot 6 = 0,312 \text{ м}$$

Ширина секції труб апарату:

$$B_k = \sum L_{\phi} / N_{\phi} \quad (7.30)$$

$$B_k = 14,74 / 19 = 0,776 \text{ м} \approx H_k = 0,78 \text{ м}$$

									Арк
									64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3				

Ці розміри дійсні тільки для конденсатора квадратної форми, змінимо форму конденсатора на прямокутну, не змінюючи сумарної довжини труб апарату. Для цього збільшимо ширину секції труб апарату у два рази:

$$V_{K1} = V_K \cdot 2 = 0,776 \cdot 2 = 1,552 \text{ м}$$

Тоді число труб уздовж потоку повітря зменшуємо в два рази:

$$N_1 = N / 2 = 12 / 2 = 6$$

Перевіряємо чи не змінилася сумарна довжина труб апарату:

$$\begin{aligned} \sum L &= V_{K1} \cdot N_1 \cdot N_\phi \\ \sum L &= 1,552 \cdot 6 \cdot 19 = 176,9 \text{ м} \approx \sum L = 175 \text{ м} \end{aligned}$$

Різниця складає усього 1,07%, тобто умова виконується.

Також змінимо кількість та діаметр вентиляторів для більшої відповідності з новою формою конденсатора. Тоді по графіках характеристик вентиляторів вибираємо два вентилятори марки ВО-12-303-5 при орієнтовному натиску на один вентилятор $H=125$ Па.

Діаметр вентилятора $D_v=0,5$ м, кількість вентиляторів $(z)=2$.

7.6. Аеродинамічний розрахунок

Еквівалентний діаметр звуженого перерізу:

$$D_E = 2 [u_p (S_1 - D_{3H}) - 2\delta_p h_p] / (2h_p + u_p) \quad (7.31)$$

$$D_E = 2 [0,004 \cdot (0,043 - 0,02) - 2 \cdot 0,0008 \cdot 0,01] / (2 \cdot 0,01 + 0,004) = 0,0063 \text{ м}$$

Умовний визначальний розмір:

$$l_0 = (D_{3H} / \phi_H) + (1 - 1 / \phi_H) \cdot [0,785(D_p^2 - D_{3H}^2)]^{0,5} \quad (7.32)$$

$$l_0 = (0,02 / 8) + (1 - 1 / 8) \cdot [0,785(0,04^2 - 0,02^2)]^{0,5} = 0,0294 \text{ м}$$

Коефіцієнт, що враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = l_0^{0,22} / D_E^{0,3} \quad (7.33)$$

$$C_L = 0,0294^{0,05} / 0,0063^{0,3} = 3,818$$

Коефіцієнт, що враховує кількість труб при $z > 6$:

$$C_Z = N_1 = 6$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Коефіцієнт, що враховує вплив фізичних властивостей повітря:

$$C_t = v^{0,25} / \rho^{0,75} \quad (7.34)$$

$$C_t = (16 \cdot 10^{-6})^{0,25} / 1.159^{0,75} = 0,057$$

Аеродинамічний опір шахових пучків труб з круглим орєбренням:

$$\Delta P = 2,7 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t (\omega \cdot \rho)^{1,75} \quad (7.35)$$

$$\Delta P = 2,7 \cdot 8 \cdot 3,818 \cdot 0,057 (5 \cdot 1.159)^{1,75} = 101,7 \text{ Па}$$

8. ПІДБІР УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ КАМЕР ЗБЕРЕЖЕННЯ

8.1 Підбір повітроохолоджувачів

Підбір повітроохолоджувачів буде здійснено на базі устаткування компанії **Alfa Laval**. Це всесвітньо відомий шведський виробник, який спеціалізується на розробці та постачанні обладнання для теплообміну, сепарації та обробки рідин. Вона була заснована у 1883 році інженером Густавом де Лавалем разом із Оскаром Ламмом. На сьогодні Alfa Laval працює у понад 100 країнах світу та є одним із лідерів у таких галузях, як енергетика, харчова промисловість, хімія, морський транспорт, водоочищення та охорона довкілля.

Табл. 8.1 - Головні характеристики підбору повітроохолоджувачів для камери:

Параметри	Камера №1	Камера №2	Камера №3	Камера №4
Холодопрод., Q ₀ , Вт	3441	3356	4186	4485
Темп. повітря в камері, t _к , °С	-20	-20	4	4
Темп. кипіння холодоагенту, t ₀ , °С	-30	-30	-6	-6
Кіл-сть повітроохолоджувачів	1	1	1	1
Холодоагент	R507	R507	R507	R507

8.1.1 Повітроохолоджувачі для Камери №1 та Камери №2

Розрахункові аналоги повітроохолоджувачів в камерах №1 та №2 мають майже однакові показники холодопродуктивності, тому у кожній камері приймаємо однакові повітроохолоджувачі **Alfa Laval** моделі **ССЕН351BS**.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66



Рис. 8.1 - Зображення повітроохолоджувача Alfa Laval моделі CSEN351BS.

Табл. 8.2 - Характеристики апарату:

Холодопрод. кВт	Площа поверхні, м ²	Потік повітря, м ³ /с	Дист. потоку повітря, м	Рівень шуму, дБ	Розміри, мм
3,86	20,57	0,6341	11,25	49	841x410x598

Креслення апарату:

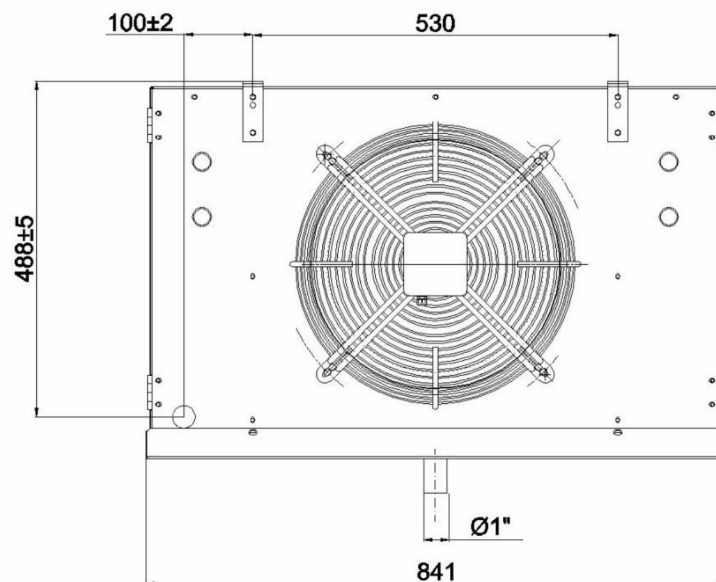


Рис. 8.2 – креслення Alfa Laval моделі CSEN351BS, вид спереду

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

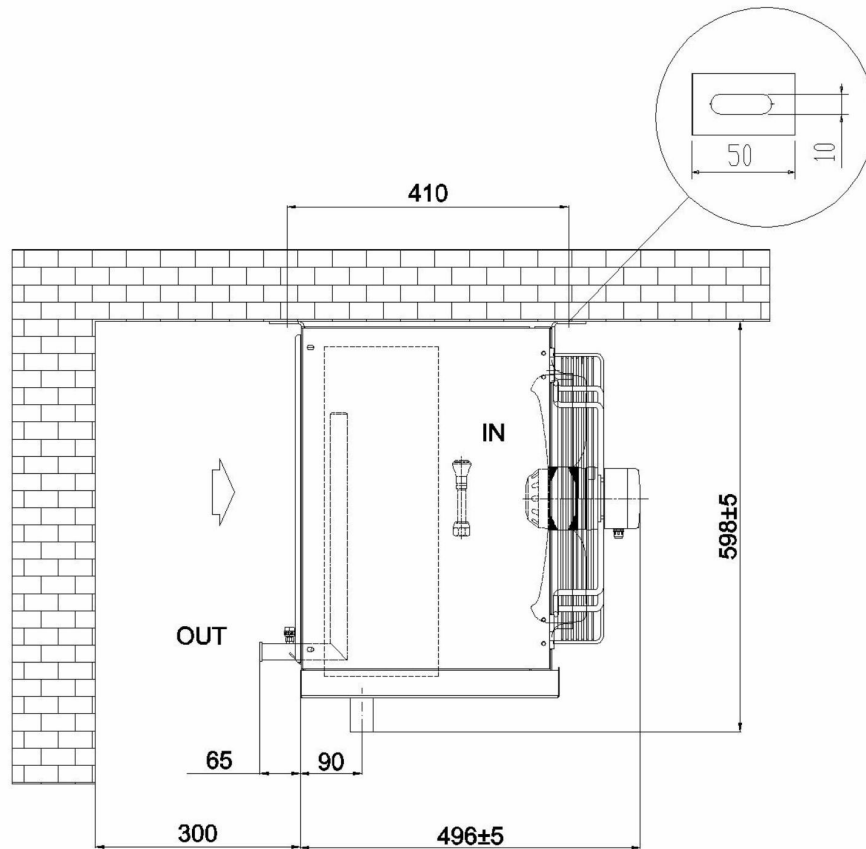


Рис. 8.3 – креслення Alfa Laval моделі CCEH351BS, вид зліва

8.1.2 Повітроохолоджувачі для Камери №3 та Камери №4

Розрахункові аналоги повітроохолоджувачів в камерах №3 та №4 також мають майже однакові показники холодопродуктивності, тому тут у кожній камері приймаємо повітроохолоджувачі Alfa Laval моделі CCEH252AS.



					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Рис. 8.4 – Зображення повітроохолоджувача Alfa Laval моделі ССЕН252АС.

Табл. 8.3 - Характеристики апарату:

Холодопрод. кВт	Площа поверхні, м ²	Потік повітря, м ³ /с	Дист. потіку повітря, м	Рівень шуму, дБ	Розміри, мм
4,54	18,23	0,7036	11,48	57	1341x410x405

Креслення апарату:

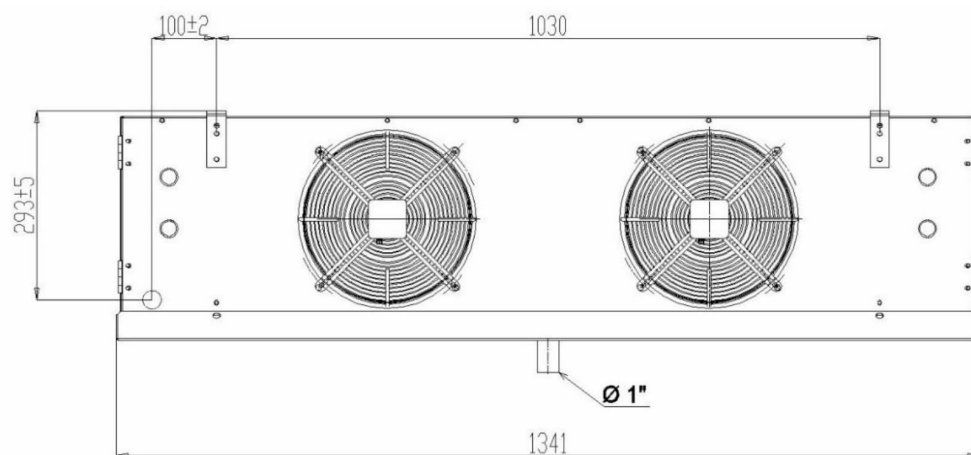


Рис. 8.5 – креслення Alfa Laval моделі ССЕН252АС, вид спереду

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

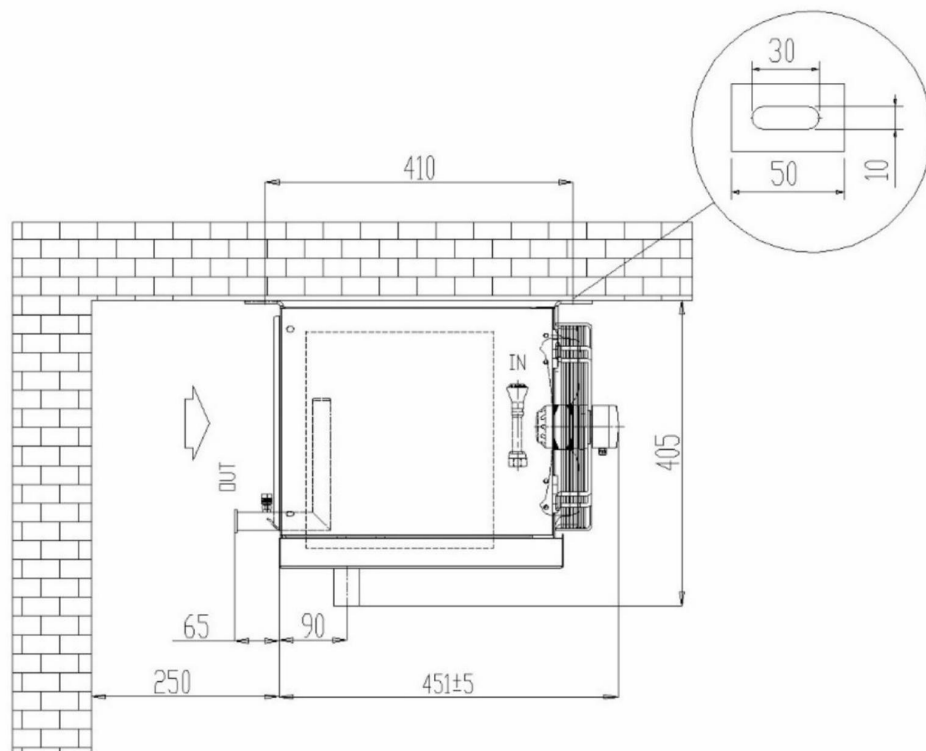


Рис. 8.5 – креслення Alfa Laval моделі CCEH252AS, вид зліва

Підібрані апарати по характеристикам майже співпадають з розрахунковими аналогами, і саме головне – мають запас не менше 10% по холодопродуктивності що дасть змогу захистити продукти що зберігаються від псування в умовах збільшення температури навколишнього середовища та зберегти в холодильних камерах потрібні для тривалого зберігання продукції температури.

8.2 Підбір компресорно-конденсаторних агрегатів

Підбір агрегатів було виконано на базі устаткування компанії **Frascold**, — це італійська компанія, яка спеціалізується на виробництві холодильних компресорів. Вона була заснована у 1936 році інженером Джузеппе Фраскіні.

Основна діяльність Frascold полягає у проектуванні та виготовленні гвинтових і поршневих компресорів, які використовуються у промисловому холодопостачанні, комерційних холодильних установках, а також у кліматичних системах. Продукція компанії експортується в понад 80 країн світу, що свідчить про її визнання на міжнародному ринку.

Серед досягнень фірми можна відзначити активну участь у розробці рішень, які відповідають сучасним екологічним вимогам, зокрема компресорів, сумісних з низькопотенційними холодоагентами. Крім того, Frascold отримала кілька

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

сертифікатів якості, включаючи ISO 9001, що підтверджує відповідність продукції міжнародним стандартам.

Табл. 8.4 - Головні характеристики підбору компресорно-кондесаторних агрегатів для камер:

Параметри	Камера №1	Камера №2	Камера №3	Камера №4
Темп. кипіння холодоагенту, t_0 , °C	-30	-30		
Темп. конденсації холодоагенту, t_k , °C	42	42		
Темп. навкол. середовищ., t_3 , °C	32			
Темп. всасування газу, $t_{вс}$, °C	-15	-15		
Холодопрод. випарника, Q, кВт	3,86	3,86		
Холодоагент	R507			

Де температури кипіння та конденсації холодоагенту було знайдено за допомогою розрахунку холодильних циклів на $\log(p)$ - h діаграмі для холодоагенту R507. Температуру всасування газу у компресор уставновки також знайдено під час розрахунку циклів. Холодопродуктивність випарника приймаємо з попереднього підбору повітроохолоджувачів як для підібраних апаратів.

8.2.1 Компресорно-кондесаторний агрегат для Камери №1 та Камери №2

Так як в камерах №1 та №2 однакові умови зберігання продукції, а саме температура камери -20°C та встановлені однакові випаровувачі, що також полегшить підбір устаткування – ми приймаємо що на обидві камери буде встановлено один компресорно-кондесаторний агрегат.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

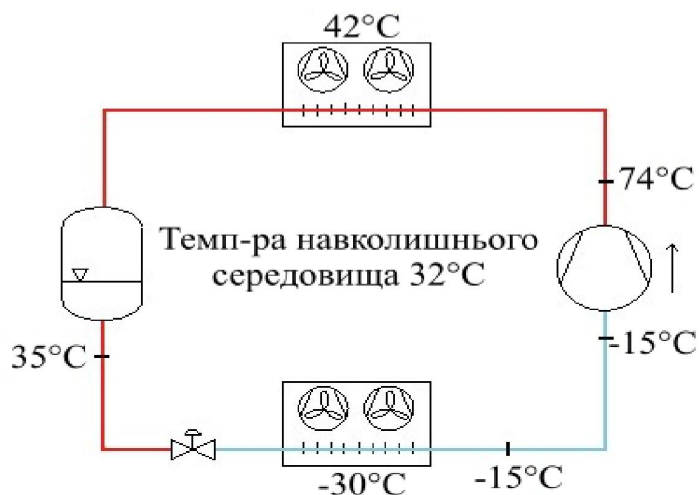


Рис. 8.6 - Схема холодильного циклу апарату для камер №1 та №2

На камери №1 та №2 приймаємо агрегат **Frascold** моделі **EB-Q736-0Y-2M**, як найкращий варіант із порівнюваних для приведених вище характеристик.



Рис. 8.7 - Зображення компресорно-кондесаторного агрегату Frascold моделі EB-Q736-0Y-2M.

Табл. 8.5 - Характеристики апарату:

Показник	Од. виміру	Значення
Компресор		Q7-36.1Y
Кіл-сть циліндрів		4
Номінал. потужність двигуна	кВт	5,2
Об'ємна продуктивність (1740 rpm - 60 Hz)	м ³ /год	43

Електроживлення	В/фз/Гц/Тип з'єднання	400/3/50/DOL-STAR
Компресор: вага нетто	кг	79
Холод. мастило		FRASCOLD POE32
Заправка мастилом	л	1,6
Об'єм конденсатора	л	4,9
Кіл-сть вентиляторів / кіл-сть двигун. вент.		2
Електроживлення вентиляторів	В/фз/Гц	230/1/50
Об'єм ресиверу	л	5,7
Агрегат: вага нетто	кг	177
Холодопрод. конденсатора	кВт	12,947
Розміри агрегату	Довж./ширин./вис., мм	1430/780/695

Креслення апарату:

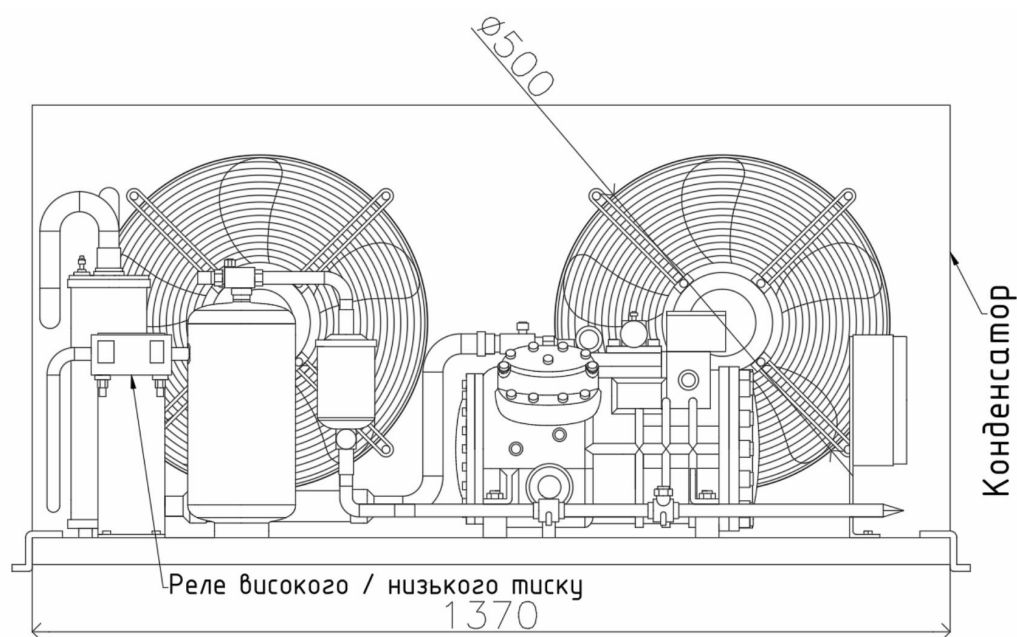


Рис. 8.8 – креслення Frascold моделі EB-Q736-0Y-2M, вид спереду

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

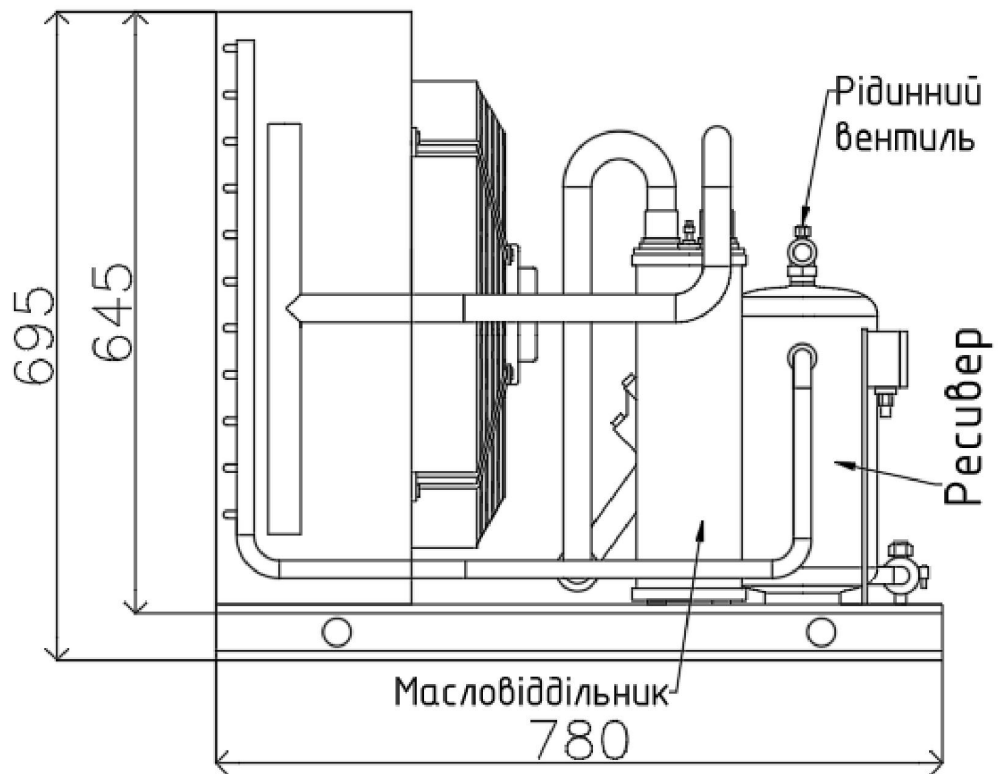


Рис. 8.9 – креслення Frascold моделі EB-Q736-0Y-2M, вид зліва

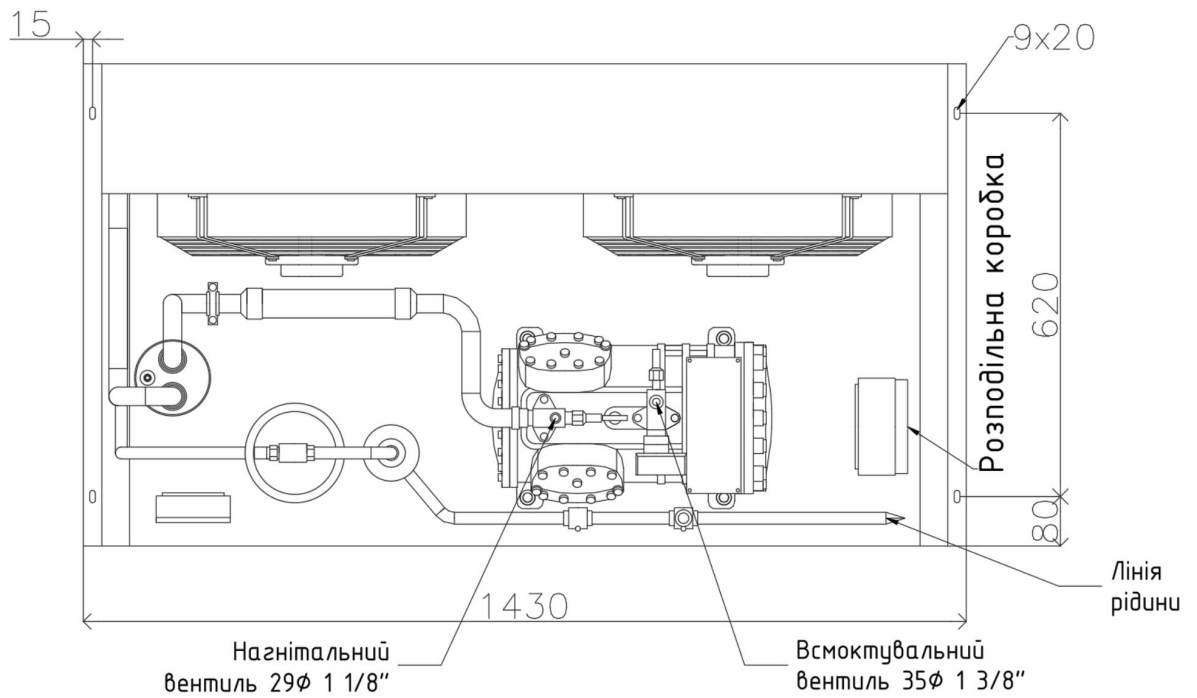


Рис. 8.10 – креслення Frascold моделі EB-Q736-0Y-2M, вид зверху

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

8.2.2 Компресорно-кондесаторний агрегат для Камери №3 та Камери №4

В камерах №3 та №4 також однакові умови зберігання продукції, а саме температура камери 4°C та встановлені однакові випаровувачі, що також полегшить підбір устаткування – ми приймаємо що на обидві камери буде встановлено один компресорно-конденсаторний агрегат.

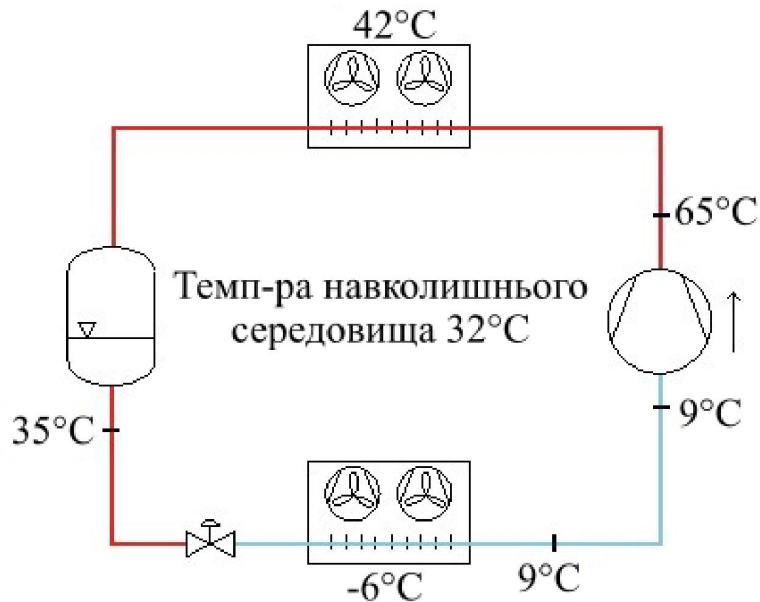


Рис. 8.11 - Схема холодильного циклу апарату для камер №3 та №4

Для камер №3 та №4 приймаємо агрегат **Frascold** моделі **EB-D416-0Y-2M**, як найкращий варіант із порівнюваних для приведених вище характеристик.

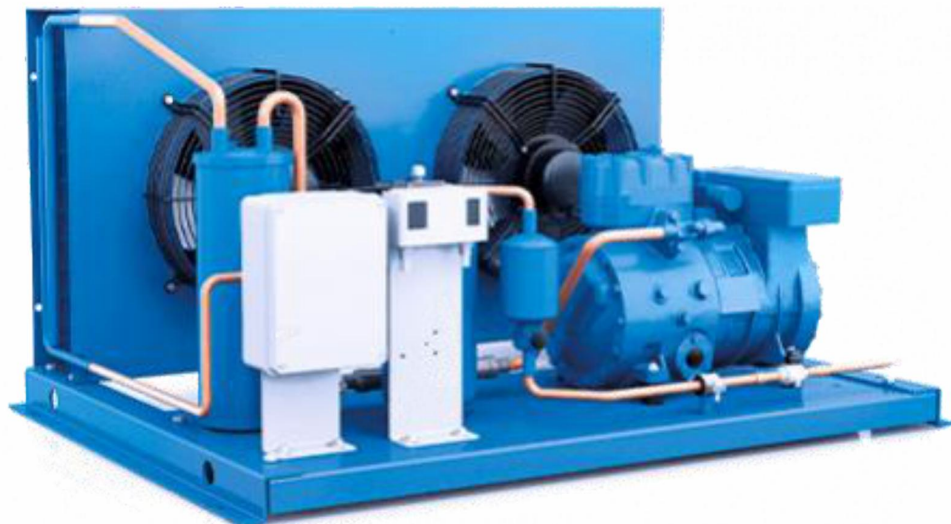


Рис. 8.12 - Зображення компресорно-кондесаторного агрегату Frascold моделі EB-D416-0Y-2M.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

Табл. 8.6 - Характеристики апарату:

Показник	Од. виміру	Значення
Компресор		D4-16.1Y
Кіл-сть циліндрів		2
Номинал. потужність двигуна	кВт	3
Об'ємна продуктивність (1740 rpm - 60 Hz)	м ³ /год	19,7
Електроживлення	В/фз/Гц/Тип з'єднання	400/3/50/DOL-STAR
Компресор: вага нетто	кг	55
Холод. мастило		FRASCOLD POE32
Заправка мастилом	л	1,2
Об'єм конденсатора	л	2
Кіл-сть вентиляторів / кіл-сть двигун. вент.		2
Електроживлення вентиляторів	В/фз/Гц	230/1/50
Об'єм ресиверу	л	3,4
Агрегат: вага нетто	кг	122
Холодопрод. конденсатора	кВт	13,110
Розміри агрегату	Довж./ширин./вис., мм	1060/770/664

Креслення цього агрегату мають такий самий вигляд як і попереднього, за виключення компресору та розмірів основи агрегату та конденсатору, тому для прикладу можна використовувати креслення ККА Frascold моделі EB-Q736-0Y-2M (попереднього апарату).

9. ПЛАН КАМЕР З ІЗОМЕТРИЧНОЮ РОЗВОДКОЮ ТРУБОПРОВОДІВ

Планування камер холодильника та створення ізометрії апаратів і трубопроводів у супермаркеті є необхідним етапом для забезпечення ефективної та безперебійної роботи холодильного обладнання.

По-перше, планування камер дозволяє оптимально розмістити охолоджувальні та морозильні зони відповідно до технологічного процесу, з урахуванням логістики, зручності персоналу та дотримання санітарних норм. Це забезпечує правильне зберігання товарів і мінімізує втрати холоду.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

По-друге, ізометрія апаратів і трубопроводів потрібна для точного проектування та монтажу холодильних систем. Вона допомагає візуалізувати просторове розміщення трубопроводів, з'єднань, арматури, а також взаємне розташування компресорно-конденсаторних агрегатів, воздухоохолоджувачів та іншого обладнання. Такий підхід дозволяє уникнути колізій у монтажі, спростити обслуговування системи та забезпечити ефективну роботу з урахуванням гідравлічних і теплотехнічних вимог.

9.1 Креслення камер зберігання замороженої та охолодженої продукції

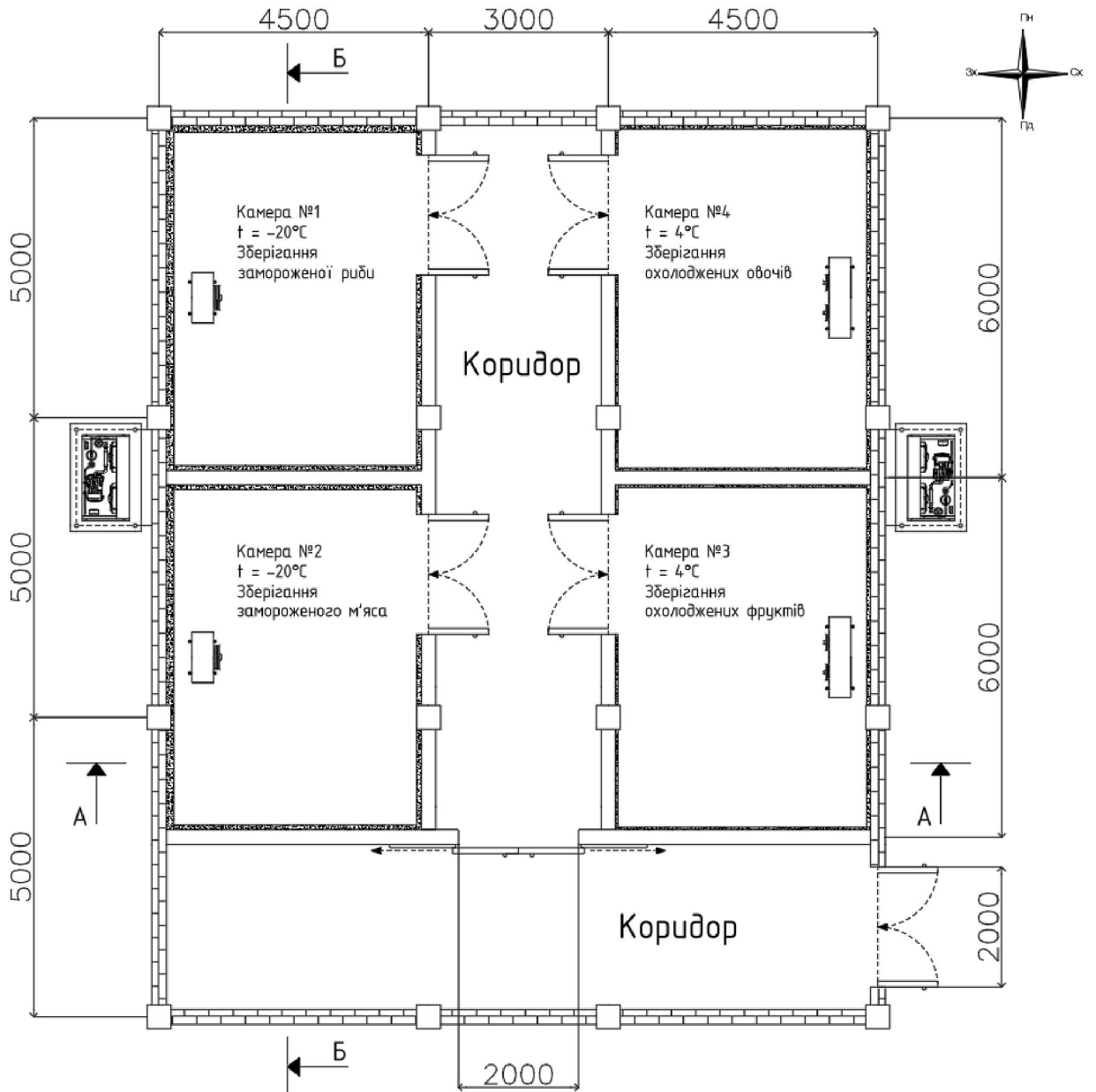


Рис. 9.1 – Планування камер зберігання замороженої та охолодженої продукції із зазначенням розмірів та розташування холодильних апаратів

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Планування також включає два розрізи А-А та Б-Б. Ці розрізи дозволяють ближче та під іншим кутом побачити товщину ізоляційних матеріалів, а також у збільшеному масштабі подивитися на матеріали міжкамерних огорожень.

Розріз А-А:

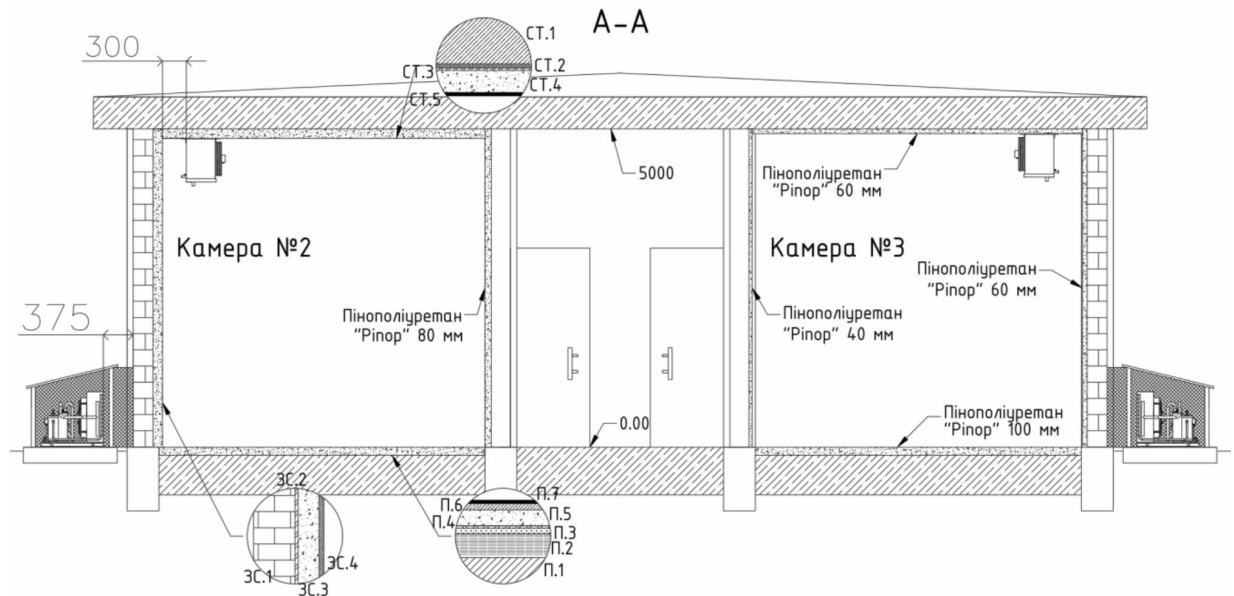


Рис. 9.2 – Боковий розріз камер «А-А» із зазначення матеріалів та товщини огорожень та холодильними апаратами

Матеріал зовнішніх стін: ЗС.1 – цегла 0,25м; ЗС.2 – поліетиленова плівка 0,002м; ЗС.3 – пінополіуретан «Ріпор» 0,12м; ЗС.4 – штукатурка вапняна 0,02м.

Матеріал підлоги: П.1 – бетонна підгонка з електронагрівачами 0,5м; П.2 – пісок ущільнювач 0,2м; П.3 – цементний піщаний розчин 0,025м; П.4 – поліетиленова плівка 0,001м; П.5 – пінополіуретан «Ріпор» 0,1м; П.6 – армобетоне стягування 0,08м; П.7 – монолітне бетонне покриття 0,04м.

Матеріал стелі: СТ.1 – залізобетонна плита 0,35м; СТ.2 – п'ять шарів гідроізолю 0,012м; СТ.3 – поліетиленова плівка 0,002м; СТ.4 - пінополіуретан «Ріпор» 0,12м; СТ.5 – стяжка з бетону 0,04м.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Розріз Б-Б:

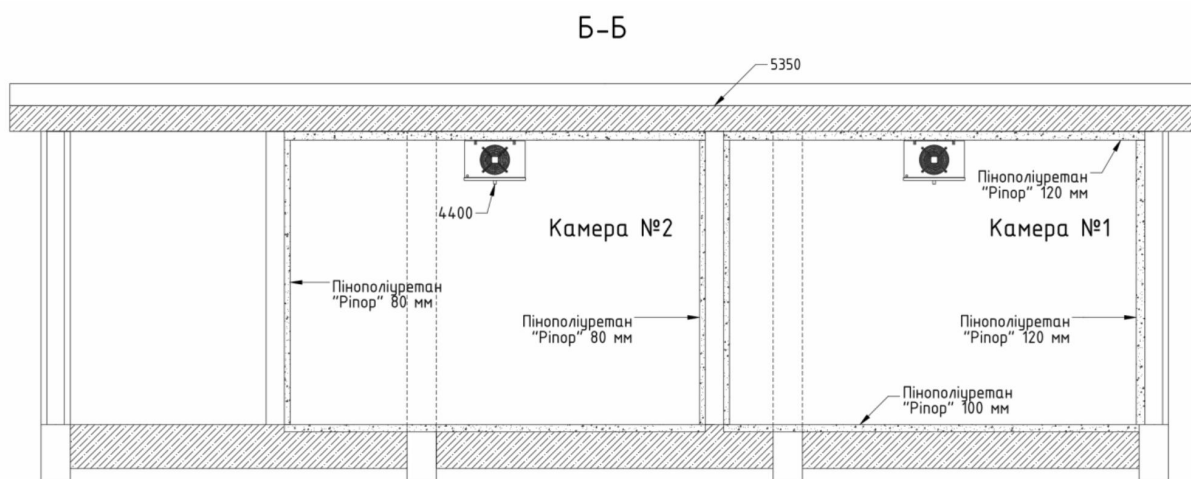


Рис. 9.3 – Боковий розріз камер «Б-Б» із зазначення товщини ізоляційного шару та холодильними апаратами

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

9.2 Ізометрична схема розводки трубопроводів для камер №1 та №2

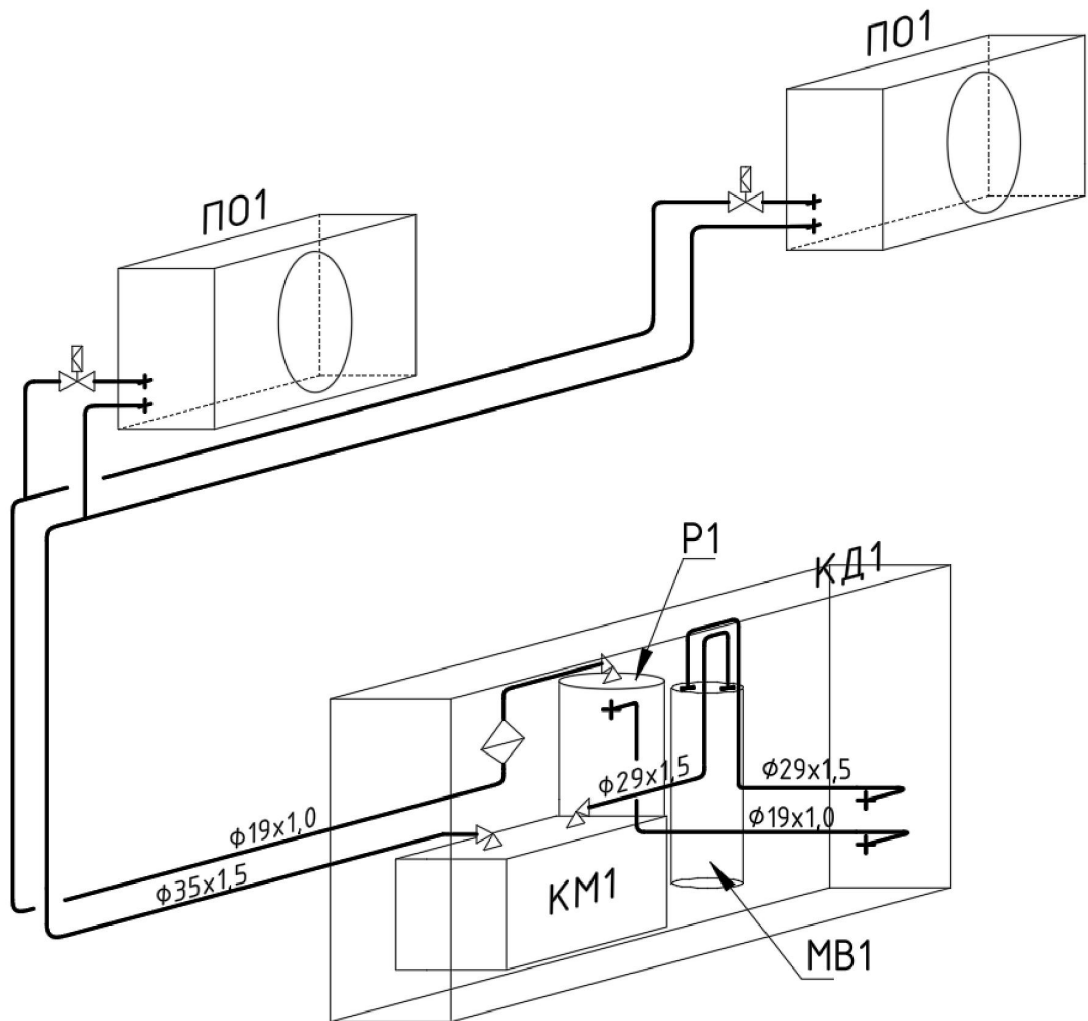


Рис. 9.4 – Ізометричне зображення розводки трубопроводів для камер замороженої продукції

ПО1 – повітроохолоджувач моделі Alfa Laval CСЕН351BS;

КМ1 – компресор Q7-36.1Y;

КД1 – конденсатор;

Р1 – ресивер;

МВ1 – масловіддільник.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

9.3 Ізометрична схема розводки трубопроводів для камер №3 та №4

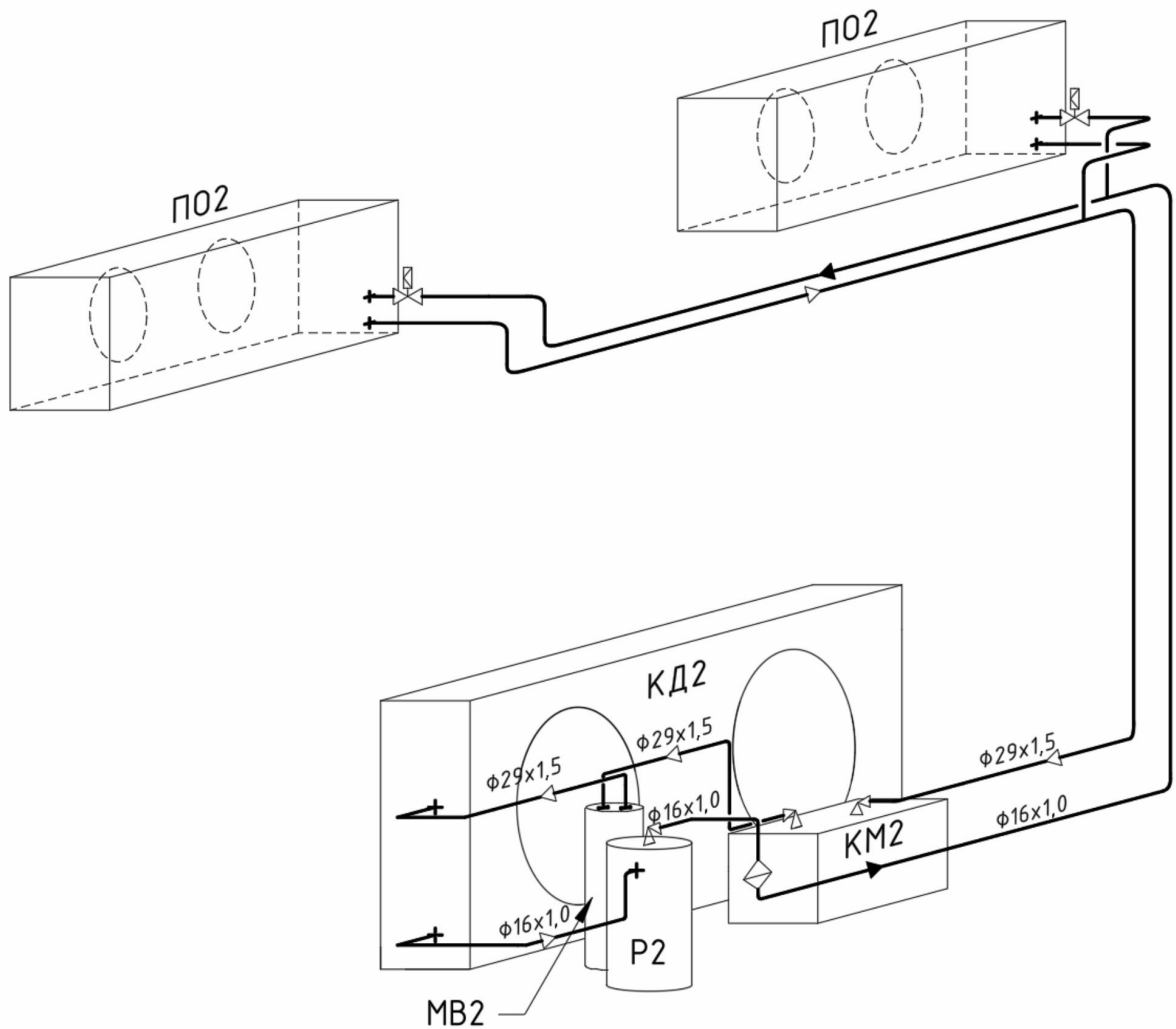


Рис. 9.5 – Ізометричне зображення розводки трубопроводів для камер охолодженої продукції

ПО2 – повітроохолоджувач моделі Alfa Laval CСЕН252AS;

КМ2 – компресор D4-16.1Y;

КД2 – конденсатор;

Р2 – ресивер;

МВ2 – масловіддільник.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

10. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Холодильна система для супермаркету включає в себе: по-перше розробку камер зберігання продукції, підбір устаткування, вибор ізоляційних матеріалів, розрахунки з приводу теплоприпливів в камери зберігання та розрахунки щодо перекриття цих теплоприпливів за допомогою холодильної системи, а також проектування камер збереження продукції та розатшування підібраних апаратів на плануванні. Всі ці дії було виконано у дипломному проектуванні, але заради того щоб зрозуміти повний об'єм витрат на систему – все рівно включимо проектування у подальший розрахунок.

Для обґрунтування проєктного рішення щодо вибору холодильного обладнання для супермаркету були виконані техніко-економічні розрахунки, які охоплюють визначення капітальних та експлуатаційних вкладень, а також оцінку ефективності системи на основі споживання електроенергії.

10.1 Капітальні вкладення

Щоб визначити сумарні капітальні вкладення, скористаємося формулою:

$$K_{\text{СУМ}} = K_{\text{УСТ}} + K_{\text{М}} + K_{\text{БУД}} + K_{\text{ТРН}} + K_{\text{ПРОЄК}}, (\text{грн}) \quad (10.1)$$

- де $K_{\text{УСТ}}$ – вартість усього устаткування, включаючи два ККА (компресорно-конденсаторних агрегата), чотири повітроохолоджувача, трубопроводи та допоміжне обладнання;

- $K_{\text{М}}$ – вартість монтажних та пусконаладжувальних робіт для обладнання;

- $K_{\text{БУД}}$ – вартість будівельних та теплоізоляційних робіт, а також вартість буд. матеріалів;

- $K_{\text{ТРН}}$ – вартість транспортування устаткування та матеріалів на об'єкт;

- $K_{\text{ПРОЄК}}$ – вартість проектування, включаючи розрахунки теплоприпливів, обладнання та креслень.

Вартість устаткування:

$$K_{\text{УСТ}} = 417000 \text{ грн}$$

Табл. 10.1 - Витрати на кожну одиницю обладнання:

Обладнання	Кількість	Вартість одиниці в EUR, євро	Вартість одиниці в UAH, грн	Сумарна вартість в UAH, грн
Повітроохолоджувач Alfa Laval CCEH351BS	2 шт	923	43120	86240

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Повітроохолоджувач Alfa Laval CCEH252AS	2 шт	874	40830	81660
ККА Frascold EB-Q736-0Y-2M	1 шт	2622	122500	122500
ККА Frascold EB-D416-0Y-2M	1 шт	1918	89600	89600
Трубопроводи	≈18 м	32/1 м	1500/1 м	27000
Допоміжне устаткування				10000
Сума				417000

Вартість монтажних та пусконаладжувальних робіт:

Вартість монтажних та пусконаладжувальних робіт зазвичай приймається 10-20% від суми вартості устаткування. Тоді:

$$K_M = 417000 \cdot 0,1 = 41700 \text{ грн}$$

Вартість будівельних та теплоізоляційних робіт, а також вартість матеріалів:

У вартість будівельних та теплоізоляційних робіт включаємо тільки будівельні роботи по ізолюванню камер пінополіуретаном «Ріпор», а також площу та кількість нанесення шарів матеріалу.

$$F_{\text{СУМ}} = F_{\text{СТ}} + F_{\text{ПД}} + F_{\text{СТ}} \quad (10.2)$$

- де $F_{\text{СУМ}} = 636 \text{ м}^2$ – сума площин нанесення теплоізоляційного матеріалу для всіх чотирьох камер;

- $F_{\text{СТ}} = 420 \text{ м}^2$ – сума площин нанесення теплоізоляційного матеріалу для усіх стін в камерах збереження;

- $F_{\text{ПД}} = 108 \text{ м}^2$ – сума площин нанесення пінополіуретану для всієї підлоги в камерах зберігання;

- $F_{\text{СТ}} = 108 \text{ м}^2$ – сума площин нанесення пінополіуретану для всієї стелі в камерах.

$S_{\text{СЕР}} = 5$ шарів або 100 мм – середня товщина теплоізоляційного матеріалу між всіма камерами та площинами.

Середня ціна нанесення подібного шару пінополіуретану включаючи роботу по нанесенню та витрачений матеріал складає 250 грн/м², таку ціну і приймаємо.

Виходячи з цього:

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{\text{БУД}} = 250 \text{ грн/м}^2 \cdot 636 \text{ м}^2 = 159000 \text{ грн}$$

Вартість транспортування устаткування та матеріалів на об'єкт:

Транспортні витрати приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування та матеріалів. Приймаємо вартість теплоізоляційного шару як 50% від $K_{\text{БУД}}$, тобто $159000 \cdot 0,5 = 79500$ грн.

$$K_{\text{ТРН}} = (417000 + 79500) \cdot 0,05 = 24825 \text{ грн}$$

Вартість проектування:

Приймаємо вартість проекту, креслень та іншої документації в розмірі 15-20% від вартості устаткування.

$$K_{\text{ПРОЕК}} = (417000 + 79500) \cdot 0,15 = 74475 \text{ грн}$$

Табл. 10.2 – Значення повних вкладень в проект

Вкладення	Сума
Вартість усього устаткування, $K_{\text{УСТ}}$	417000 грн
Вартість монтажних та пусконаладжувальних робіт, $K_{\text{М}}$	41700 грн
Вартість будівельних та теплоізоляційних робіт, $K_{\text{БУД}}$	159000 грн
Вартість транспортування устаткування та матеріалів на об'єкт, $K_{\text{ТРН}}$	24825 грн
Вартість проектування, $K_{\text{ПРОЕК}}$	74475 грн
Сумарні капітальні вкладення, $K_{\text{СУМ}}$	717000 грн

10.2 Експлуатаційні витрати

Витрати на експлуатацію системи будемо рахувати виходячи з витрат на щорічне діагностування апаратів, а також витрачену холодильним обладнанням електроенергію.

Де: $K_{\text{ДИАГ}}$ – витрати на діагностування усіх апаратів холодильної системи, приймаємо 3-5% від вартості усього устаткування, так як система має бути герметичною важливо вчасно проводити перевірку обладнання на викид холодоагенту та мастила;

$K_{\text{ЕЛЕК}}$ – витрати на електроенергію для роботи холодильного устаткування рахуємо виходячи з дійсних тарифів на електропостачання (0,686 кВт/год) та електричної потужності обладнання, де обладнання для камер №1 та №2 – приблизно 6 кВт, камер №3 та №4 – приблизно 4 кВт.

$$K_{\text{ДИАГ}} = 417000 \cdot 0,04 = 16680 \text{ грн}$$

$$K_{\text{ЕЛЕК}} = 0,686 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 10 = 60094 \text{ грн}$$

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Це витрати на електропостачання для умов якщо обом апаратам потрібно буде працювати 24 години 365 днів у році на номінальній потужності, що звісно неможливо без технічних несправностей чи змін умов зберігання продукції. Тому приймаємо дійсні витрати на електроенергію 70% від номінальних.

$$K_{\text{ЕЛЕК}} \text{ дійс} = 60094 \cdot 0,7 = 42066 \text{ грн}$$

Табл. 10.3 – Значення експлуатаційних витрат за рік роботи устаткування

Витрати	Сума
Витрати на діагностування, $K_{\text{ДИАГ}}$	16680 грн
Номінальні витрати на електроенергію, $K_{\text{ЕЛЕК}}$	60094 грн (не враховуємо в сумі)
Дійсні витрати на електроенергію, $K_{\text{ЕЛЕК}} \text{ дійс}$	42066 грн
Сумарні експлуатаційні витрати, $K_{\text{СУМ}} \text{ ЕКСП}$	58746 грн

11. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ НА ПРОМИСЛОВИХ ОБ'ЄКТАХ

Охорона праці — це система заходів, спрямованих на збереження життя та здоров'я працівників у процесі роботи, що включає правові, соціально-економічні, організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи.

Для того щоб забезпечити безпеку працівників згідно охороні праці під час здійснення певної діяльності необхідно вирішити такі основні задачі:

- Провести всебічний і детальний аналіз усіх потенційних небезпек, які можуть виникати в межах даної діяльності.
- Розробити дієві заходи захисту людини та навколишнього середовища від виявлених ризиків. Під заходами маються на увазі такі методи захисту, які при мінімальних витратах ресурсів забезпечують максимальний рівень безпеки.
- Передбачити засоби протидії залишковим ризикам, що можуть зберігатися навіть після впровадження основних заходів безпеки. Це важливо, оскільки досягти повної, абсолютної безпеки неможливо.

Безпека життєдіяльності (БЖД) - система знань, що забезпечують безпеку знаходження людини у виробничій та невиробничій сфері розвитку діяльності із забезпечення безпеки у перспективах з урахуванням антропогенного впливу на середовище проживання.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

11.1 Небезпека робочих речовин

Основна робоча речовина холодильної установки R507 - є азеотропною сумішшю, що означає, що він поводить як єдина речовина і не фракціонується під час фазових переходів. Він складається з:

- R125 (Пентафторетан): 50%
- R143a (1,1,1-Трифторетан): 50 %

Має нульовий потенціал руйнування озонового шару, але високий потенціал глобального потепління (GWP). R507 класифікується як холодоагент A1, що означає, що він не займається і має низьку токсичність. Тим не менш, з ним все одно слід поводитися обережно, щоб уникнути витоків та забезпечити належну вентиляцію у разі витoku.



Рис. 11.1 – Піктограма небезпеки H280 - Містить газ під тиском; при нагріванні може статися вибух.

При контакті з речовиною слід:

Інгаляційне надходження: Негайно евакууйте постраждалого до зони з чистим повітрям, попередньо забезпечивши рятувальника автономним дихальним апаратом. Забезпечте потерпілому термальний комфорт та фізичний спокій. Негайно зверніться за медичною допомогою. У разі зупинки дихання — розпочніть проведення штучної вентиляції легень.

Контакт зі шкірою: У випадку ознак кріогенного ураження (обмороження) промивайте уражену ділянку великою кількістю води не менше 15 хвилин. Накладіть стерильну асептичну пов'язку та зверніться до лікаря.

Ураження органу зору: Негайно та рясно промийте очі чистою водою або ізотонічним розчином протягом щонайменше 15 хвилин, утримуючи повіки відкритими.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

11.2 Електробезпека та небезпечність ураження струмом

Електробезпека — це сукупність організаційних і технічних заходів, спрямованих на захист людини від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму. На відміну від інших виробничих небезпек, електричний струм є особливо підступним, оскільки не може бути виявлений людиною без спеціальних приладів, а наслідки ураження проявляються миттєво, коли дія вже відбулася.

Статистика свідчить, що до 40% смертельних нещасних випадків на виробництві пов'язані саме з ураженням електричним струмом, а в галузі енергетики ця цифра сягає 60%. Особливо небезпечними є електроустановки напругою до 1000 В, зокрема в діапазоні 110–380 В, де відбувається до 80% усіх випадків ураження. Власні аналізи показують, що близько 65% електротравм пов'язані з недотриманням інструкцій під час обслуговування обладнання у вологому середовищі або в умовах обмеженої видимості.

Електричний струм, проходячи через тіло людини, чинить термічну (опіки), електролітичну (порушення хімічного складу рідин) та біологічну дію, викликаючи як локальні ушкодження тканин, так і загальні розлади організму. Крім того, можливі механічні пошкодження, наприклад, розриви м'язів або переломи внаслідок судом.

Особливу небезпеку становлять однофазні замикання в електрообладнанні або на лініях електропередач (ЛЕП), які створюють небезпечну напругу на корпусах машин, щитах, опорах та навколишніх конструкціях. Напруга, що з'являється в зоні замикання, може розповсюджуватись через фундамент або ґрунт, створюючи небезпеку не лише безпосередньо біля джерела аварії, а й у радіусі декількох метрів.

Основними засобами захисту є:

- Захисне відключення — швидкодіюча автоматика, що миттєво знеструмлює аварійну ділянку.
- Захисне заземлення — зменшує небезпечну напругу дотику та кроку.
- Занулення — забезпечує спрацьовування автоматичного вимикача при короткому замиканні.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

Дотримання вимог електробезпеки та використання надійних захисних систем дозволяє знизити ризики аварій на 70–90% згідно з даними виробничих інспекцій у галузі електроенергетики.

11.3 Пожежна безпека

Забезпечення пожежної безпеки в холодильних камерах є важливою складовою загальної системи безпечної експлуатації холодильного обладнання та інженерної інфраструктури супермаркету.

Основними джерелами пожежної небезпеки в таких приміщеннях можуть бути електричні установки, короткі замикання, перегрів елементів електромережі, а також витoki хладагентів, особливо за використання горючих або легкозаймистих речовин. Усі будівельно-експлуатаційні рішення повинні відповідати чинним нормативним документам, зокрема ДСН Б.1.1-7-2002, НАПБ А.01.001-2014 та ДСТУ EN 378-3:2018, які регламентують вимоги до пожежної безпеки, монтажу обладнання та захисту від механічних і теплових впливів.

Конструкції камер повинні бути виконані з негорючих або важкогорючих матеріалів, таких як сендвіч-панелі з мінераловатним утеплювачем з показником горючості не вище Г1. Для належного рівня безпеки передбачаються системи автоматичної пожежної сигналізації з тепловими або димовими датчиками, розміщення первинних засобів пожежогасіння (вогнегасники типу ВП-5 або ВВК-5), ретельне заземлення електрообладнання, використання вогнестійкої ізоляції, а також уникнення перевантаження мереж.

Важливо також забезпечити герметичність холодильних контурів і трубопроводів, щоб унеможливити витoki хладагенту, особливо у разі використання ізобутану (R600a) чи пропану (R290), які мають високу ступінь займистості. Застосування сучасних автоматизованих систем моніторингу та вчасне виявлення несправностей значно знижують ризики загоряння. Крім того, регулярне проходження персоналом інструктажів із пожежної безпеки та дотримання правил технічної експлуатації є запорукою стабільної та безпечної роботи холодильних камер.

11.4 Техніка безпеки у складських приміщеннях

Техніка безпеки на складі є надзвичайно важливим аспектом організації роботи. Під цим розуміють комплекс заходів, що систематично впроваджуються з метою запобігання впливу небезпечних виробничих факторів на працівників.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

За умови правильного впровадження таких заходів вдається мінімізувати ймовірність виникнення нештатних ситуацій. Це дозволяє працівникам складу виконувати свої обов'язки без ризику для здоров'я та життя.

Стелажні конструкції є невід'ємним елементом інфраструктури оптових баз та супермаркетів. Їх експлуатація потребує суворого дотримання загальних правил використання та вимог з охорони праці. З метою забезпечення безперервності робочих процесів та запобігання аварійним ситуаціям, необхідно звертати увагу на такі аспекти:

- Допустиме навантаження на конструкцію не повинно перевищувати встановлені норми. Недотримання цього правила призводить до зменшення строку експлуатації обладнання та підвищення ризику аварій.
- Використання стелажів із деформованими елементами або механічними пошкодженнями заборонено.
- Заборонено підійматися на стелажі на висоту понад 1,5 метра, оскільки це становить пряму загрозу для життя та здоров'я працівників.
- Вантаж, який розміщується на стелажній системі, повинен повністю розміщуватися в межах дерев'яного піддону.
- Категорично забороняється піднімати працівників на вилах навантажувача з метою огляду або часткового відбору продукції.
- До роботи зі стелажними системами допускаються лише спеціально підготовлені працівники, які пройшли відповідне навчання та володіють знаннями щодо правил експлуатації.
- Необхідно здійснювати регулярний технічний контроль стану металевих конструкцій, аби своєчасно виявляти пошкодження або ознаки зносу.

Крім того, палетні та архівні стелажі повинні проектуватись і виготовлятись із дотриманням чинних нормативних вимог, що регулюють їхню конструкцію, міцність і безпеку.

Зі стандартами проектування та обслуговування складських сталевих стаціонарних систем можна ознайомитись у національному стандарті ДСТУ EN 15635:2016. Національний орган, відповідальний за цей стандарт, — Державне

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

підприємство «Науководослідний інститут метрології вимірювальних і управляючих систем» (ДП НДІ «Система»).

11.5 Головні принципи зберігання та розміщення вантажів

Дотримання правил техніки безпеки на складі дозволяє працівникам не турбуватися про можливі загрози для здоров'я та життя. Власники комерційних об'єктів, які орієнтовані на отримання стабільного прибутку, усвідомлюють важливість створення безпечних умов праці. Саме тому склади облаштовуються відповідно до чинних нормативних вимог. Окрему увагу приділяють принципам зберігання та розміщення вантажів, зокрема:

- Визначення чіткого місця зберігання для кожного типу вантажу;
- Дотримання максимально допустимого навантаження на кожен полицю;
- Використання міцних і надійних стелажів, виготовлених із якісної сталі;
- Інформування працівників складу про допустиме навантаження на стелажі та їх окремі елементи;
- Рівномірний розподіл вантажу на стелажних полицях;
- Нанесення сигнальної розмітки для розмежування пішохідних і робочих зон складу;
- Також як варіант фіксація вантажу на дерев'яних піддонах за допомогою стретч-плівки.

Це лише частина обов'язкових заходів, яких необхідно дотримуватись для забезпечення безпечного функціонування складського простору.

Варто також пам'ятати, що металеві стелажні конструкції є цілісною інженерною системою, тому працівникам заборонено самовільно вносити будь-які зміни до їх конфігурації. Подібні дії можуть призвести до серйозних порушень у конструкції й, як наслідок, до аварійних ситуацій. У разі потреби у зміні конфігурації слід звернутись до фахівців, які виконують відповідні розрахунки та внесуть зміни згідно з вимогами безпеки. Після завершення монтажу стелажі можна вводити в подальшу експлуатацію.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Подмазко, Олександр Степанович Штучний холод в енергетичних системах з відновлюваними джерелами енергії [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 184 с. : рис., табл. — Бібліогр. : 16 назв.
2. Проектування енергоефективних систем кондиціонування повітря [Електронний ресурс] : монографія / Н. О. Піщанська, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : ОНТУ, 2025. — 255 с.
3. Подмазко, Олександр Степанович Автоматизація систем нетрадиційної енергетики. Прибори автоматики, електронні контролери та схеми автоматизації [Електронний ресурс] : метод. вказівки / О. С. Подмазко ; Каф. екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 34 с.
4. Подмазко, Олександр Степанович Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки використання теплового насоса в системах нетрадиційної енергетики / О. С. Подмазко ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 46 с.
5. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
6. Погорелов А.І. Тепломасообмін : Навчальний посібник для вузів.— / А.І. Погорелов Львів. —:«Новий світ-2000». — 2004. — 144 с.

					КРБ.ХУ і КП.1.15-03.1.3	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91