

Хмельницький національний університет  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

### Розробка холодильної камери для зберігання продукції фермерського господарства

Назва теми

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Шифр, назва

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Шифр, назва

Освітня програма «Електропобутова техніка»

Шифр МРМА 24.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу  
група ЕТм-23-1



Підпис

Шумовецький Д.О.

Ініціали, прізвище

Керівник



Підпис, дата

докт. філ. Поліщук А.О.

Ініціали, прізвище

Нормоконтролер

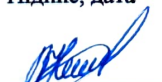


Підпис, дата

С.І. Тунюк

Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:



Підпис, дата

доц. Неймак В.С.

Ініціали, прізвище

Зав. кафедри МАЕЕС

17 12 2024 р.

Хмельницький 2024



групи. Схема електрична принципова (А2). Аркуш 10. Встановлення випарника і конденсатора. Схема монтажна (А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Технічний стан і перспективи розвитку холодильних камер	до 28.10.24р.	
2. Розробка холодильної камери для зберігання продукції фермерського господарства	до 14.11.24р.	
3. Розрахунки, що підтверджують працездатність холодильної камери	до 19.11.24р.	
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	до 12.12.24р.	

Студент

  
Підпис

Д.О. Шумовецький  
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

  
Підпис

А.О. Поліщук  
Ініціали, прізвище

# АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента  
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та  
електромеханіка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові \_\_\_\_\_

Шумовецький Дмитро Олександрович

2. Тема магістерської роботи Розробка холодильної камери для зберігання продукції  
фермерського господарства

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента \_\_\_\_\_

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 10 арк., сторінок записки 90

5. Холодильні камери відіграють важливу роль у збереженні якості продукції фермерських господарств. Вони мінімізують втрати, забезпечують належний температурний режим і дозволяють розширити асортимент продукції, доступної для продажу. Завдяки використанню холодильних камер фермери можуть зберігати продукцію протягом тривалого часу без втрати її якості, що особливо актуально для сезонних продуктів. Крім того, належні умови зберігання сприяють відповідності продукції вимогам харчової безпеки, що підвищує її конкурентоспроможність на ринку.

Створення холодильної камери для фермерських господарств є надзвичайно актуальною задачею.

В магістерській роботі розроблено холодильну камеру для зберігання продукції фермерського господарства. В першому розділі проведено огляд технічного стану і перспектив розвитку холодильних камер. В другому здійснено розробку холодильної камери для зберігання продукції фермерського господарства. В третьому розділі виконано розрахунки, що підтверджують працездатність холодильної камери.

Підпис студента \_\_\_\_\_

" 17 " 12 20 24 р.

## РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 1 від " 23 " 12 20 24 р.

Оцінка проекту ЕК \_\_\_\_\_

Рекомендації ЕК \_\_\_\_\_

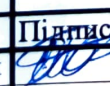

Особливі відмітки \_\_\_\_\_

Технічний секретар \_\_\_\_\_

" 23 " 12 20 24 р.

# ЗМІСТ

	стор.
Вступ	6
1 Технічний стан і перспективи розвитку холодильних камер огляд та холодильного устаткування	8
1.1 Технологічні рішення у холодильних шафах	8
1.2 Технологічні рішення у холодильних камерах	10
1.3 Холодильні камери з покращеною ізоляцією з використанням сендвіч-панелей	12
1.4 Холодильні камери для низькотемпературного зберігання	18
1.5 Висновки до першого розділу	26
2 Розробка холодильної камери для зберігання продукції фермерського господарства	27
2.1 Конструктивне рішення для холодильної камери	27
2.2 Аналіз і підбір елементів для холодильної камери	38
2.3 Проектування системи всмоктувального трубопроводу	39
2.4 Конструювання рідинного трубопроводу	45
2.5 Конструювання нагнітального трубопроводу	48
2.6 Аналіз і підбір фільтра-осушувача для холодоагента	52
2.7 Аналіз і підбір терморегулюючого вентиля	55
2.8 Розрахунок товщини ізоляційного матеріалу і об'єму охолоджувальної рідини	60
2.9 Висновки до другого розділу	62
3 Розрахунки, що підтверджують працездатність холодильної камери	64

МРМА 24.00.00.000 ПЗ									
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата	Розробка холодильної камери для зберігання продукції фермерського господарства Пояснювальна записка	Літера	Аркуш	Аркушів	
Виконав		Шумовецький				М		4	90
Перевір.		Поліщук				ХНУ гр. ЕТМ-23-1			
Н.контр.									
Затвер.		Неймак							

3.1	Розрахунок витрат холоду для камери зберігання	64
3.2	Розрахунок параметрів і вибір випарника холодильної системи	75
3.3	Розрахунок параметрів і вибір конденсаторної групи	83
3.4	Висновки до третього розділу	85
	Висновки.	86
	Перелік джерел посилання	87
	Додаток А	
	Додаток Б	
	Додаток В	
	Додаток Г	

## ВСТУП

Сучасний розвиток фермерських господарств супроводжується необхідністю створення якісної інфраструктури для зберігання продукції [1]. Харчові продукти, що виробляються фермерами, потребують належних умов зберігання, щоб зберегти свою якість, харчову цінність і товарний вигляд. Це особливо важливо як для забезпечення власних потреб фермерського господарства, так і для подальшої реалізації продукції на ринку.

У цій сфері важливу роль відіграє холодильне обладнання, яке забезпечує довготривале зберігання продуктів у контрольованих умовах. У випадках, коли обсяги продукції перевищують можливості стандартних холодильних шаф, доцільно використовувати холодильні камери. Такі пристрої є незамінними для фермерських господарств, закладів громадського харчування та торговельних підприємств.

При проектуванні та виборі холодильних камер необхідно враховувати низку факторів. Зокрема, розміри приміщень, які можна відвести під камери, визначають їх габарити та об'єм. Мінімальний об'єм стандартних холодильних камер зазвичай становить 2,2 м<sup>3</sup>, але в кожному випадку розміри підбираються індивідуально.

Важливим аспектом є тип продукції, що зберігатиметься в холодильних камерах. Враховується її кількість, особливості та умови зберігання. Наприклад, м'ясо та рибу неможливо зберігати разом через ризик перехресного забруднення, навіть якщо температурні режими для цих продуктів однакові.

Холодильні камери відіграють важливу роль у збереженні якості продукції фермерських господарств. Вони мінімізують втрати, забезпечують належний температурний режим і дозволяють розширити асортимент продукції, доступної для продажу.

Завдяки використанню холодильних камер фермери можуть зберігати

					MPMA24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		6

продукцію протягом тривалого часу без втрати її якості, що особливо актуально для сезонних продуктів. Крім того, належні умови зберігання сприяють відповідності продукції вимогам харчової безпеки, що підвищує її конкурентоспроможність на ринку.

Розробка холодильної камери для фермерських господарств є надзвичайно актуальною задачею. В умовах постійного зростання обсягів виробництва харчових продуктів та підвищення вимог до їх зберігання фермери стикаються з необхідністю забезпечення якісної інфраструктури.

Створення сучасної холодильної камери сприятиме оптимізації процесів зберігання, підвищенню економічної ефективності господарства та зменшенню втрат продукції. Крім того, використання такого обладнання дозволить забезпечити відповідність стандартам якості та безпеки харчових продуктів, що є ключовим фактором для успішного функціонування фермерських господарств у сучасних умовах.

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

# 1 ТЕХНІЧНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР

## 1.1 Технологічні рішення у холодильних шафах

Холодильник (холодильна шафа) є найбільш розширеним видом холодильного обладнання, яке використовується як у побуті, так і на виробництві [2-9]. Побутові холодильники та морозильники – це складні пристрої, які працюють у житлових або кухонних приміщеннях, і до яких перед'являються підвищені вимоги: автоматичний режим роботи, мінімальний рівень шуму, висока надійність, безпечна експлуатація, компактні габарити за умови достатнього корисного об'єму, доступна вартість, низькі експлуатаційні витрати.

Типи холодильних машин у побутових холодильниках: компресорні, що охолоджуються компресорною холодильною машиною; абсорбційні, що працюють на основі абсорбційного методу охолодження; напівпровідникові, що вимагає напівпровідникової батареї для охолодження; морозильники, які працюють за принципом компресорних або абсорбційних машин.

Конструктивне виконання двотемпературних холодильників: однокамерні, двокамерні, оснащені теплоізоляційною перегородкою між низькотемпературними і плюсовими відділеннями, кожне з яких має окремі дверцята, багатокамерні, які включають кілька камер з індивідуальними дверцятами для зберігання.

На рис.1.1 (креслення [МРМА24.00.000ДО1]) показано зовнішній вигляд двокамерного холодильника.

Холодильники та морозильники складаються з теплоізолюваної шафи та холодильного агрегату [2]. Шафа включає зовнішній і внутрішній корпуси, між якими розташований теплоізоляційний шар. Зовнішній корпус покритий синтетичною емаллю, а внутрішній, виготовлений з металу чи пластмаси,

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

відкриває холодильну камеру. Металеві корпуси довговічні, але важчі, тоді як пластмасові легші, проте менш міцні.



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд двохкамерного побутового холодильника

Дверцята шафи забезпечують герметичність завдяки ущільнювачу та гумовій окантовці. У середній камері розташований регулятор температури, а у верхній - випарник, який формує низькотемпературне відділення.

Для роботи герметичних компресорів використовуються однофазні асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором. Двигун працює циклічно, вмикаючись і вимикаючись через датчик-реле температури, що підтримує заданий режим у холодильній камері.

Конденсатор холодильного агрегату є теплообмінником, де пари холодоагента охолоджуються до рідкого стану, віддаючи тепло навколишньому середовищу. Для ефективності площу конденсатора збільшують ребрами чи іншими конструктивними рішеннями.

Випарник, на відміну від конденсатора, поглинає тепло з охолоджуваного середовища, передаючи його холодоагенту, що випаровується. Цей принцип використовується як у побутових

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

холодильниках, так і у великих холодильних камерах для зберігання продуктів.

## 1.2 Технологічні рішення у холодильних камерах

Холодильне обладнання включає широкий асортимент продукції, зокрема [2-9]:

- холодильні шафи та камери;
- морозильні ванни та скрині;
- охолоджувальні стелажі;

холодильні вітрини, що розмежовують зони продажу та закупівлі.

Особливе місце займають холодильні камери, які використовуються для зберігання товарних запасів у продовольчих магазинах, фермерських господарствах, супермаркетах та підприємствах громадського харчування. Від їхньої надійності та місткості залежить ритмічність роботи таких підприємств і різноманітність асортименту.

Холодильні камери поділяються на:

- середньотемпературні ( $-5^{\circ}\text{C}$  до  $+10^{\circ}\text{C}$ );
- низькотемпературні ( $-15^{\circ}\text{C}$  до  $-25^{\circ}\text{C}$ ).

Більшість холодильних камер, побудованих у 1990-х роках, мали капітальні стіни з теплоізоляцією з мінераловатних плит, бетонну підлогу без теплової ізоляції та кілька компресорно-конденсаторних агрегатів із водяним або повітряним охолодженням. Охолоджувальні батареї розташовувалися всередині камер, а агрегати - у машинному відділенні.

До недоліків конструкції холодильних камер належать [2-9]:

- високі витрати електроенергії через низьку ефективність теплоізоляції та малоефективні випарники;
- значні витрати на обслуговування та ремонт застарілого обладнання;
- великі витрати холодної води при використанні водяних

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

конденсаторів;

- незручності через ручне відтавання випарників;
- необхідність спеціального машинного приміщення.

Перехід на повітряне охолодження може зменшити витрати води, але потребує встановлення вентиляційної системи, що вимагає значних інвестицій.

Для підвищення енергоефективності власники вдаються до додаткового утеплення камер або повної заміни теплоізоляції. Часто використовують дешеві пористі матеріали, як-от пінополістирол, але вони швидко виходять з ладу через експлуатаційні фактори [2-9].

Сучасним і ефективним способом забезпечення надійної теплоізоляції є використання пінополіуретану [10-12]. Цей матеріал відрізняється легкістю, термостійкістю, міцністю, стабільністю форми та відмінними теплоізоляційними властивостями.

Наприклад, панель із пінополіуретану завтовшки 100 мм має коефіцієнт теплопередачі лише 0,38 Вт/м<sup>2</sup>К. Для досягнення аналогічних характеристик панелі з мінеральної вати потрібна товщина 170 мм, а з пінопласту - 150 мм. Використання пінополіуретану дозволяє суттєво зменшити витрати на матеріали й енергію для охолодження.

Пінополіуретан також має високу стійкість до води, що є його значною перевагою над мінеральною ватою. Мінеральна вата гігроскопічна: при насиченні вологою її теплопровідність значно зростає, що призводить до втрати теплоізоляційних властивостей. Зважаючи на це, термін служби мінеральної вати у холодильних камерах часто не перевищує трьох років.

Пінополіуретан, завдяки закритій пористій структурі, вбирає лише до 0,2% вологи навіть за максимальної вологості, що забезпечує тривале збереження його теплоізоляційних властивостей.

Заміна скловолоконної ізоляції на пінополіуретан дозволяє збільшити корисний об'єм холодильних камер до 25% без зміни їх габаритів [10-12].

### 1.3 Холодильні камери з використанням сандвіч-панелей

Пінополіуретанові сандвіч-панелі відзначаються високою несучою здатністю і використовуються для будівництва холодильних камер та складів [13, 14]. Товщина панелей становить 60–100 мм для середньотемпературних камер і 80–150 мм для низькотемпературних.

Сандвіч-панелі значно перевершують традиційні будівельні матеріали, такі як цегла чи бетон, завдяки:

- меншій масі (до 10 разів легші), що зменшує навантаження на фундамент, а іноді дозволяє обійтися без нього;
- зниженню витрат на транспортування через відсутність потреби у важких залізобетонних конструкціях;
- швидкому монтажу, що забезпечується кріпленням самонарізними болтами до металевого чи дерев'яного каркаса.

Конструкція панелей дозволяє легко демонтувати споруду та встановити її в іншому місці. Завдяки заводській обробці (оцинкована сталь, фарба чи полімерне покриття) панелі не потребують додаткової обробки, що економить час і кошти. Сандвіч-панелі - надійний і економічний вибір для будівництва холодильних приміщень [13, 14].

Сандвіч-панелі мають антикорозійне покриття, низьку теплопровідність, мінімальну водопоглинальність, високу міцність і довговічність [15]. Вони стійкі до атмосферних впливів, ультрафіолетового випромінювання та забезпечують просте прокладання комунікацій.

Теплоізоляційні властивості панелей є однією з ключових переваг. Наприклад, панель із пінополістирольним утеплювачем товщиною 150 мм еквівалентна цегляній стіні товщиною 900 мм, що дозволяє суттєво зменшити витрати на опалення.

Традиційно в сандвіч-панелях використовують утеплювачі, такі як мінеральна вата, пінополістирол і пінополіуретан. Новий підхід полягає в

комбінації пінополістиролу з мінеральною ватою, що забезпечує кращу жорсткість і теплотехнічні властивості, а також підвищену пожежобезпеку.

Товщина панелей варіюється від 10 см у південних регіонах до 20 см у північних. Для підвищеної теплоізоляції, наприклад у холодильниках у жаркому кліматі, використовують двошарові панелі з додатковим утеплювачем між ними.

Сендвіч-панелі з пінополістирольним наповнювачем є популярним вибором завдяки поєднанню доступної вартості та якісних теплоізоляційних властивостей [16]. Панелі з пінополіуретаном забезпечують найкращу теплоізоляцію, що робить їх ідеальними для холодильних камер. Панелі зі скловолокном відрізняються найменшою пожежонебезпекою, тому їх застосовують для об'єктів із підвищеними вимогами до пожежної безпеки.

Конструкція сендвіч-панелей зазвичай тришарова, з профільованими металевими листами, покритими полімерним шаром, і утеплювачем. Їхня універсальність дозволяє використовувати панелі не лише для теплової ізоляції, а й для звукоізоляційних внутрішніх перегородок. Завдяки широкому вибору кольорових і конструктивних рішень сендвіч-панелі надають будівлям сучасного й естетичного вигляду.

Сендвіч-панелі знаходять застосування у спорудженні складів, заводських цехів, адміністративних будівель, а також холодильних камер. Їх гігієнічні властивості та паронепроникність роблять панелі ідеальними для сільськогосподарських і промислових об'єктів. Прикладом є холодильна камера на рис.1.2.

Виробництво сендвіч-панелей передбачає кілька етапів, серед яких профілізація сталевих листів, укладання утеплювача, склеювання шарів і полімеризація під пресом. Завдяки цьому сендвіч-панелі є надійним і практичним вибором для сучасного будівництва.

Сендвіч-панелі, виготовлені стендовим методом, мають обмеження по довжині (до 7,6 м) і низьку продуктивність виготовлення. На

напівавтоматичних лініях пінополіуретанові панелі створюють методом спінування, заповнюючи простір між металевими обшивками утеплювачем за допомогою шприца.



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд холодильної камери, що виготовлена із сандвіч-панелей

Найефективніший спосіб виробництва - автоматизовані лінії безперервної дії. Цей метод забезпечує високу продуктивність, точність і якість виготовлення. Панелі з таких ліній популярні завдяки універсальності та надійності.

Процес виготовлення включає нанесення пінополіуретанового клею на сталеві листи (верхній і нижній шари), профілізацію металу для міцного з'єднання з утеплювачем і полімеризацію клею під пресом. Після пресування панелі нарізають на довжину від 1 до 15 метрів і упаковують для транспортування.

Сендвіч-панелі екологічно безпечні, стійкі до гниття, плісняви, ультрафіолетового випромінювання та хімічних впливів. Їх утеплювач на 98% складається з повітря, що забезпечує відмінну теплоізоляцію. Полімерне покриття панелей захищає від впливу кислот, мастил і розчинників, але потребує регулярного очищення без пошкодження захисного шару.

Сендвіч-панелі монтуються у будь-якому порядку та за будь-яких

погодних умов, включаючи зимовий період, завдяки відсутності "мокрих процесів". Їхня експлуатація характеризується низькими витратами на опалення та ремонт. Панелі легко ріжуться без кришіння утеплювача, використовуючи дискову пилу, шабельну пилу чи лобзик.

Основні способи з'єднання панелей:

- традиційне "шип-паз" із застосуванням герметиків, монтажною піною, ущільнювачів та кріпильних куточків;

Замкові з'єднання з ексцентриками, які забезпечують:

- високу міцність;  
- щільне прилягання панелей;  
- можливість монтажу без спеціального інструменту, зведення камер упритул до стіни.

Ці властивості роблять сендвіч-панелі універсальним матеріалом для будівництва, зокрема холодильних камер [11, 12].

Замковий спосіб з'єднання сендвіч-панелей дозволяє багаторазово збирати й розбирати холодильні камери без пошкодження кріплення, що зручно для підприємств, які орендують приміщення [17]. Камери комплектуються дверима різних типів, включаючи розпашні або відкатні, з можливістю встановлення обігріву прорізу для запобігання намерзання. Для зменшення втрат тепла можуть використовуватися стрічкові завіси з плівки.

Монтаж панелей можливий на каркасах із металу, залізобетону або дерева. Використовуються шурупи з гумовими ущільнювачами для герметичності. Стики й торці панелей герметизують монтажною піною або мінеральною ватою, а для додаткової герметизації застосовують поліуретанову ущільнювальну стрічку.

Монтаж починають із кута стіни, встановлюючи першу панель як орієнтир. Герметичність і щільне прилягання панелей є критично важливими для забезпечення теплоізоляції та ефективної роботи холодильних камер.

Недоліком холодильних камер із сендвіч-панелей є потреба у

висококваліфікованих працівниках для їх монтажу [11, 12]. Найменші помилки під час інсталяції можуть призвести до теплових втрат і зниження ефективності охолодження.

Окрім якісної теплоізоляції, ефективність роботи камер залежить від надійного холодильного обладнання. На українському ринку популярні агрегати закордонного виробництва, зокрема моноблоки та спліт-системи від італійських компаній Zanotti, Frigostaff і Technoblock. Вони мають такі переваги:

- повна заводська готовність;
- використання якісних комплектуючих (Frascold, Maneurop, Danfoss тощо);
- автоматичний режим роботи;
- багатоступінчастий захист;
- адаптація до місцевих умов експлуатації.

Таке обладнання зручне в монтажі, обслуговуванні та ремонті. Для надійності його встановлюють на підвісних конструкціях, а не на панелях, щоб уникнути пошкодження теплоізоляції та деформацій сендвіч-панелей. Це забезпечує довговічність і стабільну ефективність системи.

Моноблок - це компактна холодильна установка, в якій компресор, конденсатор, випарник і система керування інтегровані в одному корпусі [18]. Випарник монтується всередині холодильної камери, а решта елементів розташовується зовні. Приклад інтегрованого моноблока наведено на рис.1.3.

Спліт-система складається з двох окремих блоків: компресорно-конденсаторного та повітроохолоджувача. Випарник встановлюється в камері, а зовнішній блок з'єднується з ним фреоновими трубопроводами та електрокабелями.

Вибір між моноблоком і спліт-системою залежить від фінансових витрат, технічних характеристик і умов монтажу.



Рисунок 1.3 – Холодильна камера із використанням моноблока

Моноблоки відзначаються швидким монтажем, компактністю та високою якістю заводського складання [1-5].

Спліт-системи мають такі переваги:

- гнучке розташування зовнішнього та внутрішнього блоків;
- зниження шуму й теплового навантаження завдяки встановленню компресорно-конденсаторного блоку окремо;
- ширший спектр застосування.

Однак якість монтажу спліт-систем є критично важливою для їхньої надійності. При проектуванні важливо враховувати теплові потоки, створювані обладнанням, щоб оптимізувати витрати.

Широкий вибір потужностей моноблоків і спліт-систем дозволяє використовувати їх для камер будь-якого розміру. Середньотемпературні моделі підтримують діапазон від +10 °С до -5 °С, низькотемпературні — від -15 °С до -25 °С, а спеціальні моделі працюють при температурах до -40 °С і нижче.

Моноблоки та спліт-системи для малих і середніх камер зазвичай оснащуються герметичними поршневыми компресорами від провідних виробників (Embraco Aspera, Danfoss-Maneurop, Tecumseh, Electrolux) [19-21]. Вони призначені для роботи в опалюваних приміщеннях або на відкритому повітрі з додатковим обладнанням.

Для середніх і великих камер використовують обладнання з напівгерметичними поршневыми компресорами (Copeland, Bitzer, Frascold, Dorin), які розташовуються поза приміщеннями через значне тепловиділення.

Герметичні спіральні компресори Copeland забезпечують вищу ефективність, надійність, тривалий термін експлуатації та низький рівень шуму в порівнянні з поршневыми компресорами.

Всі типи обладнання використовують сучасні холодоагенти (R22, R404a, R124a, R134a), що відповідають екологічним стандартам.

Коректний вибір обладнання, професійний монтаж і регулярне обслуговування забезпечують його ефективність, надійність і довговічність.

#### 1.4 Холодильні камери для низькотемпературного зберігання

Низькотемпературні камери працюють у діапазоні від  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  і нижче, зазвичай використовуючи одноступінчасті, двоступінчасті та каскадні парокомпресорні машини [21]. Діапазони температур для різних холодильних агентів і сумішей наведено в таблиці 1.1.

Для температур нижче  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  у великих камерах застосовують повітряні холодильні машини, а для температур нижче  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$  - газові машини. У невеликих камерах (до  $0,05\text{ м}^3$ ) використовують термоелектричні системи, вихрові труби, сухий лід або рідкий азот.

Особливості конструкції низькотемпературних камер зумовлені впливом низьких температур. Компресори повинні мати мінімальний шкідливий об'єм і використовувати мастила для гідродинамічного змащення, а матеріали обладнання та трубопроводів — зберігати міцність у таких умовах.

Одноступінчасті установки з холодоагентами R502, R504 і R13B1 забезпечують температури від  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , залежно від виду

холодоагенту, типу компресора та температури конденсації.

Таблиця 1.1 – Діапазони температур, які рекомендовані для різних типів холодильних машин

Тип холодильної машини	Діапазони температур кипіння, °С	
	можливий	доцільний
Одноступінчата на холодоагентах :		
R502 і R504	-55...-30	-50...-40
R13B1 і R504	-65...-30	-60...-40
R13/R12	-70...-30	-65...-40
Двохступінчата на холодоагентах :		
R22	-80...-30	-70...-40
R502 і R13B1	-85...-30	-75...-40
R13/R12	-100...-30	-95...-40
Каскадна на холодоагентах :		
нижня гілка на R13 і верхня на R22	-95...-40	-85...-40

Найнижчу температуру нагнітання серед холодильних агентів може забезпечити холодоагент R502 за інших однакових умов. Об'ємні та енергетичні характеристики поршневого компресора, у порівнянні з гвинтовими, значно залежать від рівня тиску [3].

До складу одноступінчастих холодильних установок входять [22]:

- компресорний агрегат (гвинтовий або поршковий);
- конденсатор із повітряним або водяним охолодженням;
- лінійний ресивер;

- терморегулюючий вентиль або капілярна трубка;
- повітроохолоджувач із відносно невеликою довжиною трубок;
- віддільник рідини (за необхідності);
- регенеративний теплообмінник.

На рідинному трубопроводі передбачено встановлення фільтра-осушувача, соленоїдного вентиля та оглядового вікна.

Використання неазеотропних сумішей холодоагентів дозволяє підвищити термодинамічну ефективність холодильних машин і знизити граничну температуру їх застосування до  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  без ускладнення схеми. У складі таких сумішей використовують низькотемпературні компоненти, наприклад, R13, R13B1, R14, та високотемпературні, такі як R11, R12, R22, R114. Чим вища масова частка низькотемпературного компонента і нижча температура конденсації, тим нижчої температури можна досягти у випарнику.

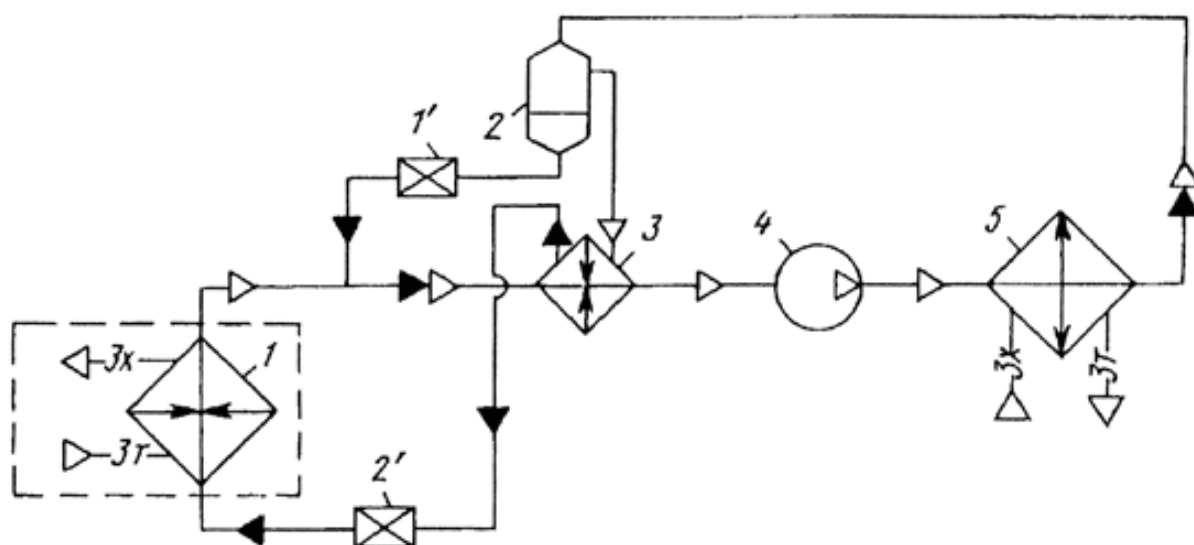
Наприклад, одноступінчаста холодильна установка з традиційним набором елементів, яка використовує суміш R13/R12, за умови двоступінчастої конденсації (у конденсаторі, а потім у теплообміннику), може досягати температури у випарнику до  $-63\text{ }^{\circ}\text{C}$  без створення вакууму.

Ефективність одноступінчастої холодильної установки, схема якої зображена на рис. 1.4 (креслення [MPMA24.00.00.000ДО2]), є досить високою. У цій системі компресор 4 нагнітає пар у конденсатор 5, де відбувається конденсація переважно високотемпературного компонента. Суміш парової та рідкої фаз, що утворюється в конденсаторі, надходить у віддільник рідини 2, де ці фази розділяються [22].

Відокремлена рідина проходить через дросель 1', знижуючи тиск до рівня всмоктування, і змішується з паровим потоком, що надходить із повітроохолоджувача 1. Ця суміш спрямовується в конденсатор-випарник 3, де парова фаза охолоджується і конденсується разом із рідиною, яка поступає з віддільника. Після теплообмінника пар всмоктується назад у компресор.

Паралельно пар із віддільника рідини також надходить у конденсатор-випарник 3, де відбувається його конденсація. Утворена рідина проходить через дросель 2' і спрямовується в повітроохолоджувач для подальшого використання.

Такі холодильні установки демонструють гарні експлуатаційні характеристики. Змащувальне мастило циркулює в системі без накопичення у повітроохолоджувачі, а пар, який всмоктується в компресор, має лише незначне перегрівання, що сприяє ефективній роботі системи [22].



1 – повітроохолоджувач; 2 – віддільник рідини; 3 – конденсатор - випарник;  
4 – компресор; 5 – конденсатор; 1', 2' – дроселі.

Рисунок 1.4 – Схема холодильної одноступінчатої установки, що працює на суміші холодоагентів:

Двоступінчасті холодильні установки, що працюють на холодоагентах R22, R502, R13B1, використовуються для досягнення температур у діапазоні від  $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Такі компресорні агрегати комплектуються компресорами різних типів, включаючи поршневі, поршнево-бустерно-гвинтові та гвинтові компресори.

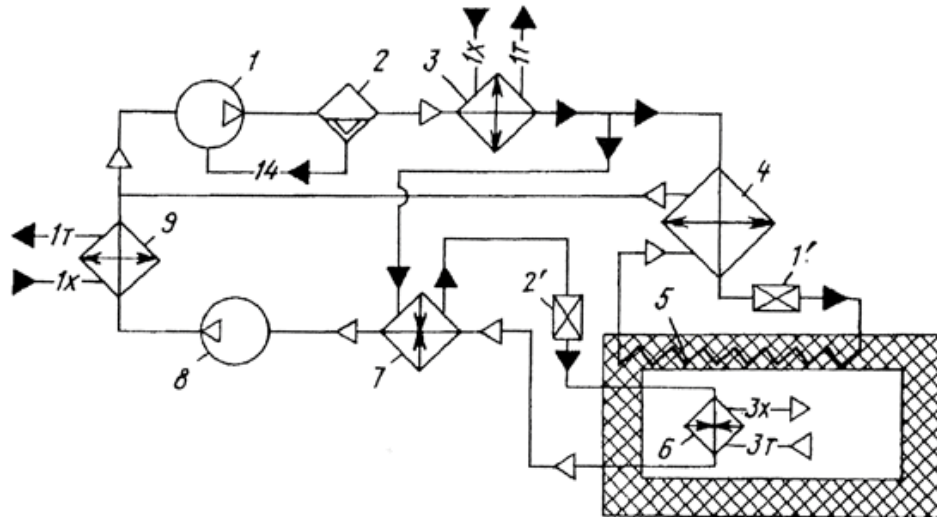
До складу двоступінчатої холодильної установки входять:

- мастиловіддільник;



виходить із теплообмінника (4), і надходить у компресор високого ступеня тиску (1).

Застосування неазеотропних сумішей холодоагентів є ефективним і в двоступінчастих холодильних машинах. Наприклад, двоступінчаста холодильна машина, що працює на суміші R13/R12 із послідовною конденсацією компонентів суміші, забезпечує температуру кипіння до  $-100^{\circ}\text{C}$  при високих енергетичних та об'ємних показниках компресорів.



1 – компресор ступеня високого тиску; 2 – мастиловіддільник; 3 – конденсатор; 4, 7, 9 – тепловий обмінник; 5 – випарник для охолодження ізоляції; 6 – повітря охолоджувач; 8 – компресор СНД; 1', 2' – дроселі.

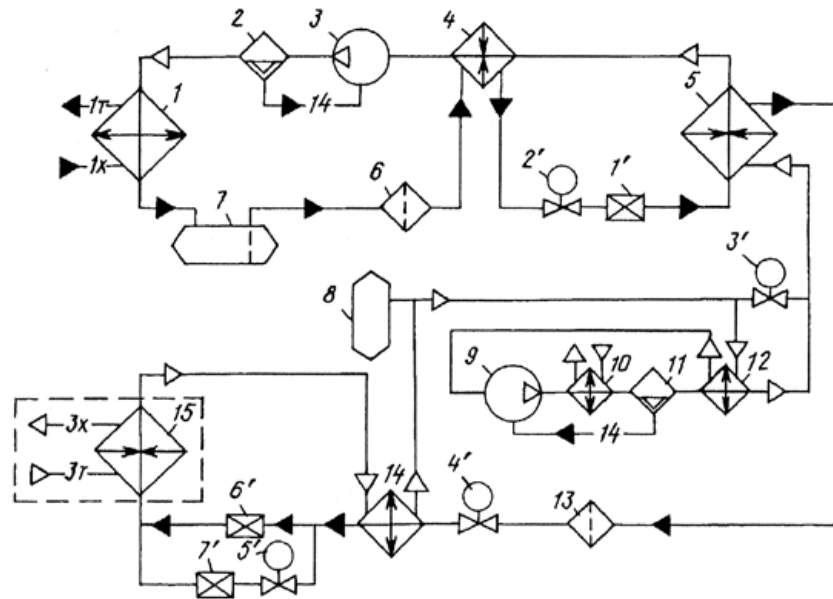
Рисунок 1.5 – Схема двох ступінчатої холодильної машини з проміжним охолодженням ізоляції:

Каскадні холодильні установки призначені для досягнення наднизьких температур. Один із поширених варіантів таких установок представлений на рис.1.6. В установці з двома одноступінчастими гілками - верхньою, що працює на холодоагентах R12, R22, R502, R13B1, і нижньою, яка використовує холодоагенти R13, R13B1, R503 - можливо досягти температур кипіння в діапазоні від  $-95^{\circ}\text{C}$  до  $-40^{\circ}\text{C}$  [22].

Для досягнення ще нижчих температур передбачено використання установки з верхньою одноступінчастою гілкою та нижньою

двоступінчастою, що дозволяє отримувати температури до  $-110^{\circ}\text{C}$ .

Найнижчі температури для парокompресорних машин досягаються за допомогою каскадних установок із трьома одноступінчастими гілками: верхньою, яка працює на холодоагентах R22, R502, середньою, що використовує холодоагенти R13, R13B1, R503, і нижньою, що функціонує на холодоагенті R14. Така схема дозволяє досягти температур кипіння до  $-140^{\circ}\text{C}$ .



1 – конденсатор; 2, 11 – мастило віддільник; 3 – компресор верхньої гілки каскаду; 4, 10, 12, 14 – тепловий обмінник; 5 – конденсатор - випарник; 6, 13 – фільтр - осушувач; 7 – ресивер лінійний; 8 – посудина розширювальна; 9 – компресор нижньої гілки каскаду; 15 – повітря охолоджувач; 1', 6', 7' – дроселі; 2'- 5' – вентилі соленоїдні.

Рисунок 1.6 – Схема холодильної каскадної установки:

Каскадні установки з двома одноступінчастими гілками широко застосовуються в камерах для випробувань, які серійно виробляються, завдяки їх здатності підтримувати температури в широкому діапазоні. Вони вирізняються простотою конструкції, компактністю, легкістю автоматизації та зручністю повернення мастила в компресор [22].

У верхній гілці каскаду компресор 3 нагнітає пари в

мастиловіддільник 2, а потім у конденсатор 1. Рідкий холодоагент з конденсатора спрямовується до лінійного ресивера 7, де очищується від вологи і забруднень у фільтрі-осушувачі 6. Далі він охолоджується в тепловому обміннику 4, проходить через дросель 1' і кипить у конденсаторі-випарнику 5, відводячи теплоту від холодоагенту нижньої гілки каскаду, що конденсується. Пари, які утворилися, нагріваються в тепловому обміннику 4 і всмоктуються компресором 3 [22].

У нижній гілці каскаду компресор 9 нагнітає пари у тепловий обмінник 10, де вони охолоджуються водою або повітрям, а потім спрямовуються до мастиловіддільника 11, теплового обмінника 12 і конденсатора-випарника 5. Рідкий холодоагент із конденсатора проходить фільтр-осушувач 13, тепловий обмінник 14, дросель 6' і потрапляє до повітроохолоджувача 15, де кипить, охолоджуючи повітря в камері. Пари, які утворюються, нагріваються в теплових обмінниках 14 і 12 і всмоктуються компресором 9.

Для забезпечення безпечної роботи установки передбачено кілька запобіжних заходів. Соленоїдні вентилі 2' і 4' закриваються одночасно з вимкненням компресорів 3 і 9, щоб уникнути потрапляння рідкого холодоагенту з боку високого тиску в конденсатор-випарник і повітроохолоджувач, запобігаючи їх переповненню. Ці вентилі відкриваються при ввімкненні компресорів. Соленоїдний вентиль 3' відкривається під час вимкнення компресора 9 для з'єднання боку високого тиску з розширювальною посудиною 8 і закривається при ввімкненні компресора [22].

На початковому етапі роботи камери на стаціонарному режимі відкривається соленоїдний вентиль 5', який забезпечує подачу рідкого холодоагенту через дросель 7' (зазвичай ручний регулюючий вентиль). Це необхідно, оскільки масова подача холодоагенту в період запуску є значно більшою, ніж у сталому режимі, і штатний дросель 6' не може забезпечити

такої подачі [22].

### 1.5 Висновки до першого розділу

У представленому огляді було розглянуто низку холодильних камер з різними характеристиками теплоізоляції (маса, теплопровідність, габарити, пожежна безпека, вологостійкість) та параметрами холодильних установок (холодопродуктивність, номінальна напруга, потужність, кількість компресорів, тип холодоагента, коефіцієнт робочого часу тощо).

На основі аналізу вищезазначених холодильних камер та їх технічних характеристик можна дійти висновку, що при розробці холодильної камери необхідно вирішувати такі завдання:

-забезпечення рівномірного охолодження всього корисного об'єму камери та продуктів, що зберігаються в ній;

-досягнення високих показників вологостійкості, паро- та теплозахисту для теплоізоляції, а також стелі, стін, підлоги та дверей камери;

-впровадження енергозберігаючих та екологічно безпечних систем охолодження для використання у фермерських господарствах;

-нормування внутрішніх кліматичних умов (температура, швидкість руху повітря, вологість) та забезпечення оптимальної швидкості руху холодоагента у трубопроводах (всмоктувальному, рідинному, нагнітальному).

## 2 РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ПРОДУКЦІЇ ФЕРМЕРСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

### 2.1 Конструктивне рішення для холодильної камери

Відповідно до проведеного аналізу холодильного обладнання, проєктування холодильної камери здійснюється з урахуванням особливостей приміщення, де вона буде розміщуватися [1-9].

Холодильну камеру не слід розташовувати поряд із приміщеннями або над чи під ними, якщо вони характеризуються підвищеною температурою і вологістю (наприклад, гарячі цехи, душові, бойлерні, санітарні вузли тощо). Також не рекомендується розміщення камери під приміщеннями з трапами. У холодильних камерах не повинні проходити трубопроводи газопостачання, водопостачання, опалення, елементи загальної вентиляційної системи, а також телефонні та електричні кабелі.

За необхідності, існуючі трубопроводи систем опалення, вентиляції, а також нагрівальні прилади слід демонтувати або перенести за межі приміщення з холодильними камерами. Якщо демонтаж неможливий, необхідно забезпечити ізоляцію всіх джерел тепла для мінімізації теплових втрат.

Холодильні агрегати рекомендується розташовувати поблизу охолоджуваних камер, але не безпосередньо в приміщенні холодильника. Для розміщення агрегатів необов'язково створювати спеціальні машинні (компресорні) відділення. У таких випадках передбачають встановлення металевої сітчастої огорожі заввишки 1,5 м із входними дверима [1-9].

Якщо конденсаторні агрегати з повітряним охолодженням встановлюються в машинному відділенні, об'єм приміщення має бути не менше 17 м<sup>3</sup> на кожні 1000 Вт холодопродуктивності. Якщо виконання цієї умови неможливе, приміщення слід обладнати припливно-витяжною

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

вентиляцією. Продуктивність припливного вентилятора вибирається з розрахунку не менше 800 м<sup>3</sup>/год на кожні 1000 Вт холодопродуктивності агрегату [9].

Для забезпечення належних умов експлуатації конденсаторні холодильні агрегати з повітряним охолодженням необхідно розташовувати відповідно до визначених нормативів [2-4]. Відстань від агрегату до стіни повинна бути не менше ніж 300 мм, а для агрегатів з холодопродуктивністю 7000 Вт і більше – не менше 800 мм. З інших трьох сторін потрібно забезпечити прохід шириною щонайменше 1 метр. Основний прохід від електрощита до виступаючих частин агрегату має становити не менше 1,2 м, а відстань між виступаючими частинами агрегатів – більше одного метра. Крім того, від опалювальних приладів, теплового обладнання або інших джерел тепла холодильне устаткування слід розташовувати на відстані не менше двох метрів.

Камера для охолодження м'яса повинна бути розташована всередині будівлі, щоб уникнути дії прямих сонячних променів. Таким чином, відпадає необхідність враховувати зовнішню температуру навколишнього середовища [5].

Розміри камери визначені з урахуванням розмірів приміщення і є остаточними після виконання теплової ізоляції: довжина  $a=9$  м, ширина  $b=8$  м, висота  $h=3,4$  м. У камері встановлена трубна система, що проходить на висоті 2,45 м (вимірювання здійснюється по центру труб). Трубопровід кріпиться до бетонної стелі за допомогою спеціальних скоб. Несучі стержні з нарізкою проходять через теплоізоляційні елементи, забезпечуючи належну міцність і ізоляцію конструкції [7].

Відстань між центрами трубопроводів у прольотах змінюється та становить 0,6 м і 0,65 м. Вся конструкція розташована на відстані приблизно одного метра від стін, що забезпечує зручність обслуговування та дотримання санітарно-технічних вимог [9].

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Будівельні конструкції холодильної камери складаються з кількох функціональних шарів:

- зовнішній шар,
- середній шар,
- внутрішній шар [1].

Ці шари зображені на кресленні [МРМА20.00.00.000ГК].

Зовнішній шар виконує як захисну, так і декоративну функцію. Його зазвичай виготовляють із бетонних плит, цегли або гіпсокартонних блоків. Цей шар є першою лінією захисту конструкції від зовнішніх факторів.

Середній шар є теплоізоляційним. Його основне призначення — зменшення теплопередачі між середовищем всередині камери і зовнішнім середовищем. Між зовнішнім шаром і теплоізоляцією встановлюють шар пароізоляції. Пароізоляція запобігає проникненню вологи в теплоізоляційний матеріал, зберігаючи його ізоляційні властивості.

Внутрішній шар розташований із боку камери, що охолоджується. Його функція полягає в захисті теплоізоляції від механічних пошкоджень та забезпеченні безпечного контакту внутрішньої поверхні камери з продуктами. Цей шар усуває можливість прямого контакту теплоізоляційного матеріалу з харчовими продуктами, що важливо з точки зору гігієни.

Схема ізоляції холодильної камери наведена на рис.2.1. Вона відображає послідовність розташування та взаємодію окремих шарів конструкції, забезпечуючи ефективність тепло- та пароізоляції, а також міцність і довговічність усієї системи.

До внутрішніх конструкцій холодильної камери відносяться підлога, внутрішні стіни та стеля [3].

Стеля камери виготовляється із заздалегідь підготовлених ізоляційних елементів товщиною 0,1 м. Ці елементи виконані у вигляді панелей на основі жорсткого пінополіуретану, що забезпечує ефективну теплоізоляцію. Конструкція перекриття стелі відображена на рис.2.2. Такий підхід дозволяє

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

забезпечити високий рівень теплоізоляції та довговічність конструкції.

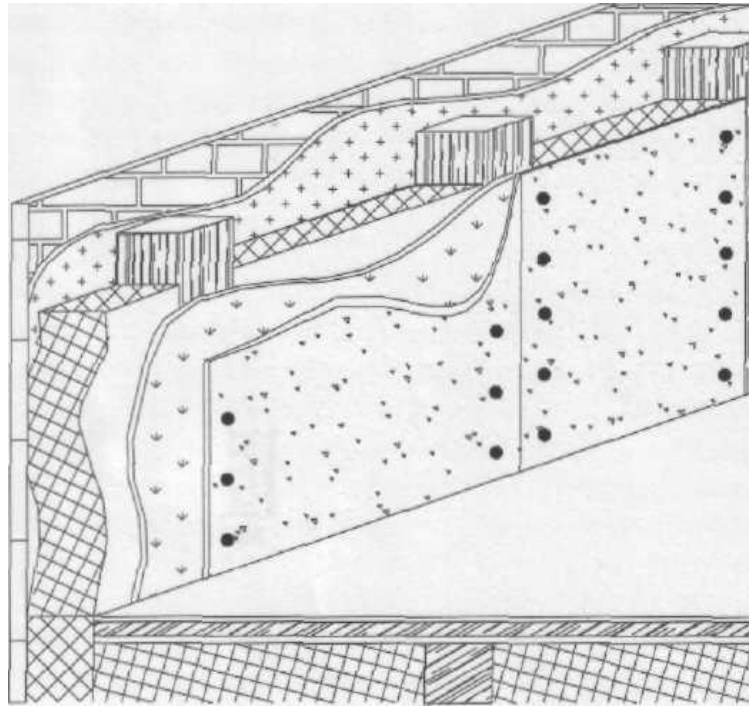


Рисунок 2.1 – Схема ізоляції холодильної камери

Підлога камери також ізолюється для запобігання промерзанню ґрунту. Ізоляція забезпечує стабільність температурного режиму та запобігає втратам енергії. На підлозі укладається керамічна плитка, яка фіксується в розчині бетону. Ця плитка має спеціальну поверхню, що запобігає ковзанню, забезпечуючи безпеку при експлуатації. Уздовж стиків підлоги та стін встановлюється ввігнуто-конічний плінтус, який сприяє підтриманню гігієнічних умов, спрощує прибирання та запобігає скупченню забруднень у важкодоступних місцях [3].

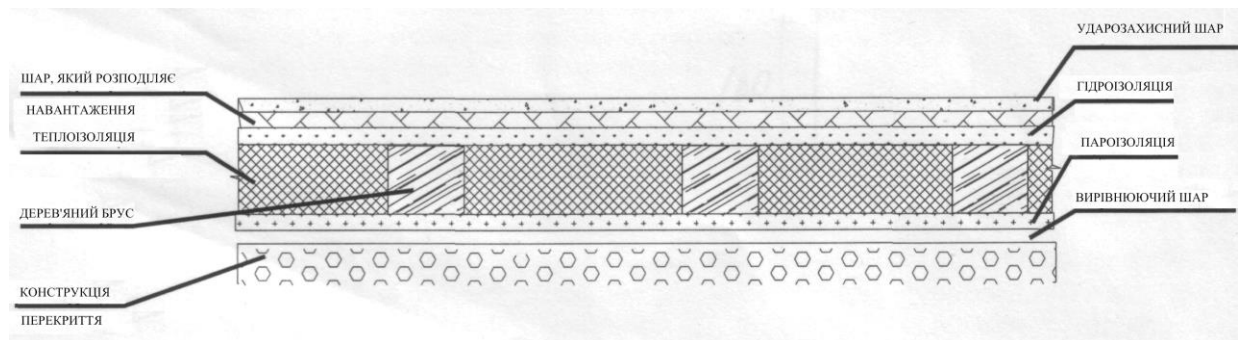


Рисунок 2.2 – Конструкція перекриття

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА24.00.00.000 ПЗ

Арк.  
30

Особлива увага при проектуванні холодильної камери приділяється оцінці навантаження на перекриття над підвалом, якщо він передбачений у конструкції будівлі [6]. Нормативно допустиме навантаження на залізобетонні плити перекриття варіюється від 400 до 1200 кг/м<sup>2</sup>, залежно від ступеня армування плити. У разі перевищення цього навантаження конструкція підлоги може значно вплинути на міцність плити. Оскільки корисне плановане навантаження на підлогу холодильної камери може перевищувати 1000 кг/м<sup>2</sup>, необхідно попередньо визначити фактичну міцність плити. У разі недостатньої міцності необхідно реалізувати додаткові заходи для підвищення експлуатаційної надійності перекриття.

Для забезпечення ефективної теплоізоляції рекомендується використовувати матеріали з коефіцієнтом теплової провідності меншим за 0,08 Вт/(м·°C) і з об'ємною масою до 350 кг/м<sup>3</sup> [11, 12]. До таких матеріалів належать пінополіуретани, пінополістироли, пінополівінілхлориди, мінеральна вата та скловата [11, 12, 16]. Їхні теплоізоляційні властивості дозволяють мінімізувати теплові втрати та підтримувати оптимальний температурний режим у холодильній камері [3].

Пінополістирол - це жорсткий пінистий термопластичний матеріал, який складається із гранул, сплавлених між собою, і має рівномірно розподілені мікроскопічні клітинки, заповнені повітрям [16]. Цей матеріал на 98% складається з нерухомого повітря, яке знаходиться в його закритій комірчастій структурі. Нерухоме повітря є одним із найкращих природних теплоізоляторів, а частка самого полістиролу у складі матеріалу становить лише 2%.

Таке поєднання полімеру і повітря надає пінополістиролу чудові теплоізоляційні властивості, які зберігаються навіть у вологих умовах і при низьких температурах. Властивості матеріалу, зокрема нерухоме повітря в його структурі, забезпечують хороші механічні та ізоляційні характеристики. Однією з ключових особливостей пінополістиролу є його короткострокова і

довгострокова стійкість до навантажень, що робить його незамінним у будівництві та інших галузях, де необхідна якісна теплоізоляція [16].

Пінополістирол залишається стабільним в захисних конструкціях протягом усього терміну експлуатації будівлі. Він не просідає, не змінює своїх розмірів і не зміщується всередині конструкції. Завдяки мінімальній волого поглинальній здатності матеріал зберігає свої теплоізоляційні властивості та стійкість до навантажень навіть у вологих умовах [5, 7, 16].

Пінополістирол не створює середовища для розвитку мікроорганізмів, не піддається гниттю, прінню або утворенню плісняви, а також є хімічно стійким. Він демонструє високу стійкість до впливу різноманітних речовин, включаючи морську воду, сольові розчини та цемент.

Матеріал має малу вагу, що робить його зручним для експлуатації. Пінополістирольні плити легко обробляються - їх можна нарізати на потрібні розміри за допомогою простих інструментів. Важливою перевагою є відсутність необхідності в засобах захисту під час роботи з цим матеріалом: він не є токсичним, не має запаху, не виділяє пилу при обробці та не викликає алергічних реакцій.

Пінополістирольні плити виготовляються із сировини, що містить антипірени - вогнестійкі добавки, завдяки чому вони відповідають вимогам ГОСТ 15588-86 [24]. Температура експлуатації пінополістиролу варіюється в межах від -200 °С до +85 °С. Оскільки пінополістирол використовується як середній шар у конструкціях, його пожежна безпека порівнянна з іншими будівельними матеріалами .

Пінополіуретан є жорстким термоактивним полімерним матеріалом з щільною сітчастою структурою, який не піддається руйнуванню, не уражається грибок, не має запаху, стійкий до дії кислот, лугів і розчинників [25]. Цей матеріал є екологічно безпечним і широко використовується в будівництві, зокрема для створення теплоізоляційних шарів у холодильних камерах. Пінополіуретан виготовляється шляхом спінування двох основних

компонентів — поліолу та ізоціонату. Завдяки своїм властивостям, він вважається лідером серед теплоізоляційних матеріалів за ефективністю збереження тепла.

У структурі наповнювача пінополіуретану міститься газ, який займає до 97% його об'єму. З часом газ поступово заміщується повітрям зі швидкістю 1–2% на годину.

Характеристики поліуретанової теплоізоляції включають:

- високу стійкість до впливу хімічних речовин, таких як кислоти, луги та розчинники;
- низький коефіцієнт теплопровідності, що забезпечує відмінну теплоізоляцію;
- малу щільність, що робить матеріал легким;
- термічну міцність, що дозволяє витримувати значні температурні коливання;
- мінімальне водопоглинання, що запобігає руйнуванню структури;
- низьке паропроникнення, яке сприяє збереженню теплоізоляційних властивостей у вологих умовах;
- антикорозійний захист, який підвищує довговічність матеріалу;
- стійкість форми, завдяки якій матеріал не змінює своїх розмірів під час експлуатації;
- екологічну безпеку, що забезпечує безпечне використання;
- легкість, що спрощує монтаж;
- довговічність покриття, яке зберігає свої властивості протягом тривалого часу.

Ці властивості роблять пінополіуретан одним із найкращих рішень для теплоізоляції у промислових і побутових об'єктах.

Структура пінополіуретану складається з герметичних пор, які не містять вологи та повітря [26]. Це виключає можливість утворення конденсату всередині теплоізоляційного шару, що забезпечує високу

довговічність матеріалу та тривалий період його експлуатації. На сьогодні є підтверджені дані про стабільність властивостей поліуретану протягом 20 років експлуатації, а результати лабораторних випробувань на прискорене старіння додатково підтверджують його тривалу ефективність.

Кріплення теплоізоляційного матеріалу до пароізоляційної поверхні може виконуватися шляхом укладання його між зафіксованими дерев'яними рейками. Такий метод кріплення зображено на рис.2.3.

Як захисний шар для ізоляції можуть бути використані:

- пластикові або металеві ударостійкі листи, які закріплюються на зазначені рейки;
- цегляна кладка, за умови, що безперервність теплоізоляційного шару зберігається, і він замкнений "сам на себе", щоб запобігти утворенню "містків холоду".

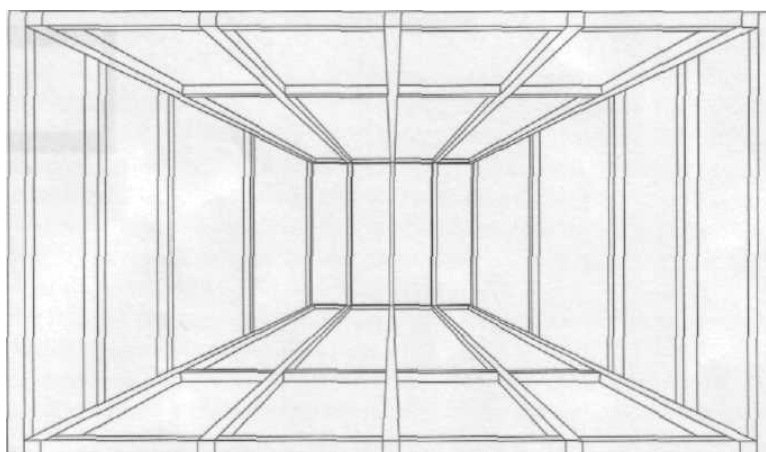


Рисунок 2.3 – Схема дерев'яного каркасу холодильної камери

Для тепло- та пароізоляції, а також внутрішньої обробки приміщень холодильних камер, можуть застосовуватися лише матеріали, які дозволені до використання міністерством охорони здоров'я.

Як пароізоляційний шар можливе використання таких матеріалів:

- поліетиленова плівка;
- руберойд;
- алюмінієва фольга;

- бітумне покриття.

У камері охолодженню підлягають свинина та яловичина в співвідношенні приблизно 1/3 до 2/3 відповідно [27]. Відповідно до довідкових даних, маса худі свинячої напівтуші становить 40 кг, а яловичої четвертинки - 75 кг.

На кожен метр трубної системи допускається укладання чотирьох свинячих напівтуш або трьох яловичих четвертинок. Загальна довжина трубної системи (яка складається з 11 прольотів із корисною довжиною по 5,5 м кожний) визначається за наступною формулою:

$$L_{\text{заг}} = n_{\text{пр}} \cdot L_{\text{пр}} = 11 \cdot 5,5 = 60,5 \text{ м.} \quad (2.1)$$

Розрахунок маси продукту, яку можна завантажити в холодильну камеру, враховуючи співвідношення 1/3 яловичини та 2/3 свинини, проводиться за такою формулою:

$$m_{\text{ял.з}} = (L_{\text{заг}} / 3) \cdot n_{\text{ял}} \cdot m_{\text{ял}} = (60,5 / 3) \cdot 3 \cdot 75 = 4500 \text{ кг,} \quad (2.2)$$

$$m_{\text{св.з}} = (2 \cdot L_{\text{заг}} / 3) \cdot n_{\text{св}} \cdot m_{\text{св}} = (2 \cdot 60,5 / 3) \cdot 4 \cdot 40 = 6400 \text{ кг,} \quad (2.3)$$

де  $n_{\text{ял}}$ ,  $n_{\text{св}}$  – кількість яловичих четвертинок, свинячих напівтушок, що можуть бути вкладені на один метр трубної системи охолодження відповідно, шт/м;

$m_{\text{ял}}$ ,  $m_{\text{св}}$  – маса однієї яловичої четвертини, свинячої напівтушки, кг.

Отже, маса продукту, що охолоджується можна знайти за наступним виразом:

$$m_{\text{пр}} = 150 \cdot F = 150 \cdot 72 = 10800 \text{ кг/доба.} \quad (2.4)$$

Камера для охолодження м'яса, розташована всередині приміщення, зображена на рис.2.4 (креслення [МРМА24.00.00.000ГТ]). Її площа становить близько 1/4 від загальної площі приміщення. Решту 3/4 площі займають виробниче приміщення, машинний зал, прохід і зона для приймання товарів [3].

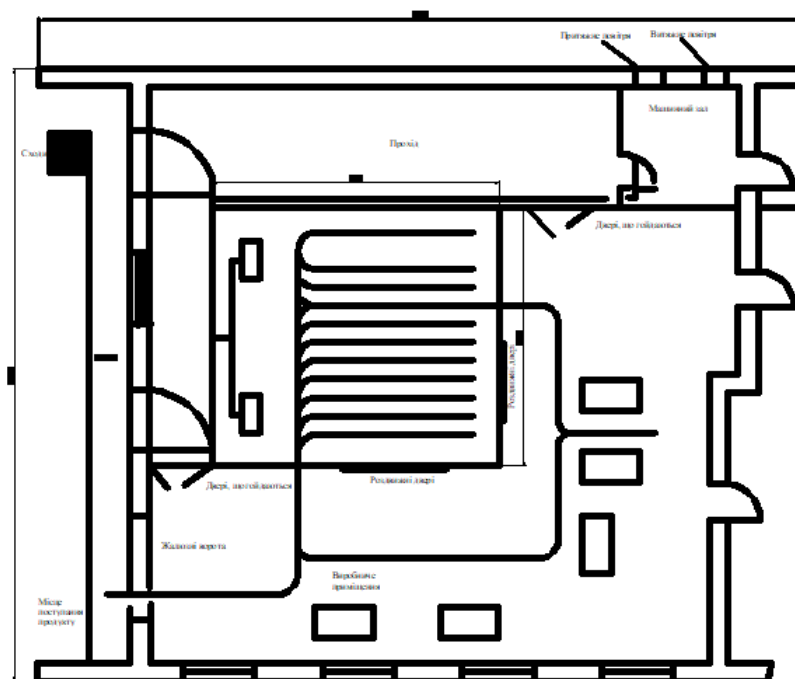


Рисунок 2.4 – Схема камери для охолодження м'яса, що розміщена всередині приміщення

Однією з головних проблем при будівництві холодильних камер є ризик промерзання ґрунту, що може спричинити руйнування конструкцій [9]. У таких приміщеннях, де постійно панують негативні температури, нульова ізотерма поступово зміщується глибше, що підвищує ризик промерзання нижніх шарів ґрунту.

Промерзання вологого ґрунту може призвести до тріщин у стінах і колонах, а також здуття підлоги, що часто спостерігається у вітчизняних та зарубіжних холодильних спорудах. Товстий шар теплоізоляції недостатній для вирішення цієї проблеми через низькі теплові потоки з нижніх шарів ґрунту.

Для запобігання руйнуванню необхідно передбачати системи захисту ґрунту, як під холодильними приміщеннями, так і під прилеглими коридорами, використовуючи спеціальні методи, що забезпечують надійність конструкції.

Для запобігання промерзанню ґрунту під холодильними камерами використовують такі методи.

1. Підвал із температурою  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  і вище. Захищає ґрунт від промерзання, але потребує додаткових витрат на підтримання температури.

2. Підлога на бетонних стовпчиках (0,9–1,0 м). Провітрюваний простір запобігає промерзанню, проте підвищує витрати.

3. Шанцева підлога. Вентильовані канали з азбестоцементних труб (200–300 мм) провітрюються влітку зовнішнім повітрям, а взимку — підігрітим. Метод дорогий і має ризик утворення конденсату.

4. Електронагрів підлоги. Сталеві прутки в бетоні прогрівають підлогу до  $1\text{--}2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Менш витратний у капітальних вкладеннях, але потребує більше електроенергії.

5. Теплоізоляція підлоги. Ефективна за низької вологості ґрунту та глибокого залягання ґрунтових вод.

Вибір відповідного методу забезпечує надійну експлуатацію холодильних камер і захист ґрунту.

Однією з важливих задач при проектуванні холодильної камери є зменшення впливу зовнішніх теплових потоків через дверні отвори, які повинні мати ширину не менше 0,9 м. У таких камерах можуть застосовуватися як традиційні орні, так і розсувні двері. Приклад конструкції розсувних дверей наведено на кресленні [МРМА 24.01.00.000ГК].

Ефективним, економічним і надійним способом зменшення теплових втрат через дверний отвір є використання прозорих пластмасових штор. Цей метод широко застосовується в різних країнах світу. Встановлення таких штор дозволяє скоротити теплові припливи зовнішнього повітря у камеру під

час завантажувально-розвантажувальних операцій до 90% [6].

У холодильних камерах вітчизняного виробництва часто використовуються штори з брезенту [1-5]. Однак такі штори мають значні недоліки: через відсутність еластичності брезент швидко зношується від механічних впливів, наприклад, від ударів транспортних засобів, а його світлонепроникність ускладнює виконання завантажувально-розвантажувальних робіт.

ПВХ-штори широко використовуються в дверних отворах холодильних камер завдяки їхній ударостійкості, довговічності та зносостійкості. Вони легко очищуються та ефективно працюють у діапазоні температур від +50 °С до -50 °С.

Штори виготовляються у формі смуг шириною 20–30 см, які перекривають одна одну на 30–100% для мінімізації проникнення зовнішнього повітря. Їхня прозорість і еластичність забезпечують зручний прохід і захищають від протягів, шуму та пилу.

Вибір ширини смуг і ступеня перекриття залежить від висоти дверного отвору та умов експлуатації, що дозволяє зменшувати теплові втрати й підтримувати мікроклімат у камері [23].

## 2.2 Аналіз і підбір елементів для холодильної камери

При розташуванні випарно-компресорного агрегату на першому поверсі або в підвалі, а конденсатора - на даху, важливим є правильний вибір діаметра та конфігурації трубопроводу для забезпечення ефективної роботи.

Основні параметри розрахунку:

- втрата тиску, яка впливає на потужність компресора;
- повернення мастила для стабільної роботи компресора;
- швидкість руху холодоагенту.

Втрати тиску, виражені як перепад температури ( $\Delta T$ ), суттєво

впливають на холодопродуктивність. Допустимі значення перепаду температур для різних ділянок трубопроводів наведено в табл. 2.1.

Попередній аналіз втрат тиску у всмоктувальній лінії підвищує точність вибору параметрів компресорів і конденсаторів [23].

Таблиця 2.1 – Допустиме падіння температури в трубопроводах

Вид трубопроводу	Втрата температури, °С
Всмоктувальний трубопровод	від 1 до 2
Нагнітальний трубопровод	від 1 до 2
Рідинний трубопровод	близько 0,5
Трубопровод конденсатора	близько 0,5

У холодильних системах, що функціонують на основі холодоагентів R134a та азеотропних сумішей, трубопроводи та фітинги випускають із середовища [5]. Це зумовлено високою стійкістю міді до корозії, добрими механічними властивостями, а також її здатністю витримувати тиск і забезпечувати герметичність системи.

У таблиці 2.2 наведені основні труби, які використовують характеристики в холодильних установках.

### 2.3 Проектування системи всмоктувального трубопроводу

На рисунку 2.5 (креслення [МРМА24.01.000С2]) представлена схема всмоктувального трубопроводу, яка відображає маршрути проходження холодоагента від випарників до компресора. Встановлено наступні параметри:

- геометрична довжина трубопроводу на лінії всмоктування від

трійника (вузол 1) до всмоктувальної патрубков холодильного компресора складає  $l_1=24,8$  м.

- геометрична довжина трубопроводу на лінії всмоктування від з'єднувального патрубка випарника 1 до вузла 1  $l_2=4$  м.

- геометрична довжина трубопроводу на лінії всмоктування від з'єднувального патрубка випарника 2 до вузла 1 також дорівнює  $l_3=4$  м [1-5].

Ці параметри важливі для проведення точних розрахунків внутрішнього тиску, швидкості течії холодоагента та забезпечення правильного повернення мастила в систему. Оптимізація геометрії трубопроводів сприяє підвищенню ефективності роботи холодильної установки.

Таблиця 2.2 – Труби для холодильних установок з герметичними і напівгерметичними компресорами

Зовнішній діаметр $d_{mp}$ , мм	Товщина стінки $s_{mp}$ , мм	Маса у перерахунку на довжину, кг/м
2	0,5	0,021
3	1,0	0,056
4	1,0	0,084
5	1,0	0,112
6	1,0	0,140
8	1,0	0,196
10	1,0	0,252
12	1,0	0,308
15	1,0	0,391
18	1,0	0,475
22	1,0	0,587
28	1,5	1,110
35	1,5	1,400
42	1,5	1,710
54	2,0	2,910

Якщо зазначена холодильна установка працює в межах так званої

нормальної області охолодження, для розрахунку розмірів трубопроводу температура конденсації може бути прийнята рівною  $t_{конд} = +45 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Поправковий коефіцієнт  $f$ , що враховує температуру конденсації  $t_{конд}$ , визначено і дорівнює  $f=0,97$ . Цей коефіцієнт використовується для уточнення розрахунків розмірів трубопроводів, забезпечуючи їх оптимальну ефективність і надійність у заданих умовах експлуатації.

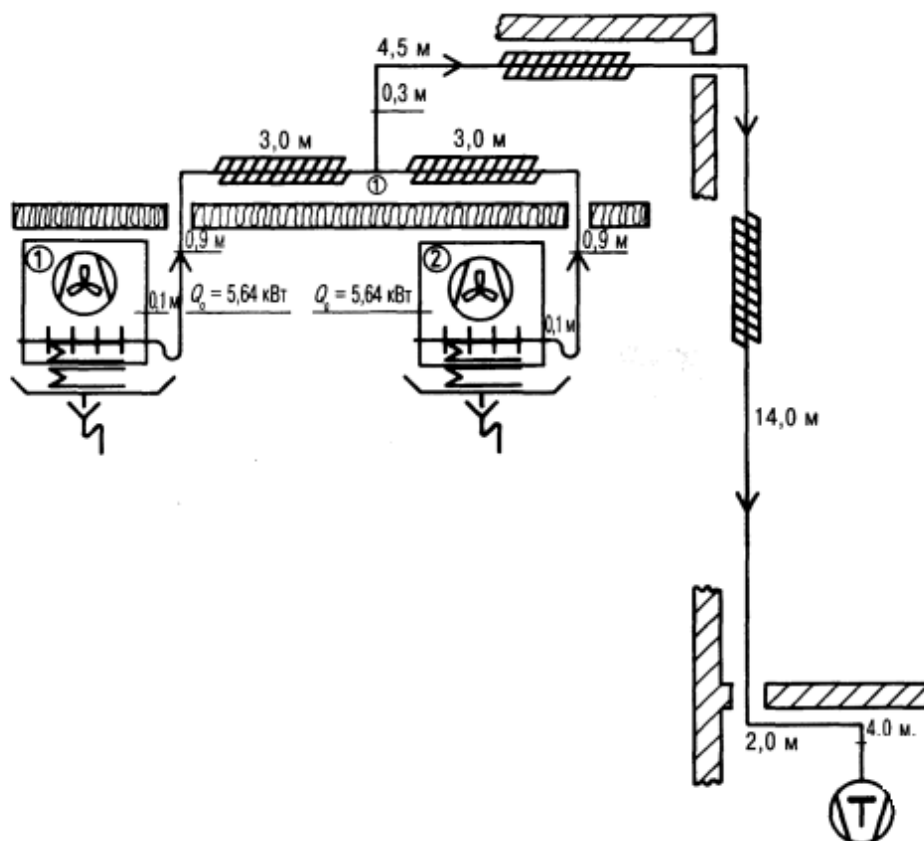


Рисунок 2.5 – Схема всмоктувального трубопроводу

Продуктивність випарника, при температурі кипіння холодоагента  $t_{кин1} = -8 \text{ }^\circ\text{C}$ , дорівнює  $Q_{вин1} = 5,64 \text{ кВт}$ . Шляхом інтерполяції можна знайти/ продуктивність випарника для температури кипіння холодоагента  $t_{кин2} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$t_{кин1} = -8 \text{ }^\circ\text{C} \quad Q_{вин1} = 5,64 \text{ кВт},$$

$$t_{кин2} = -10 \text{ }^\circ\text{C} \quad Q_{вин2} = 7,05 \text{ кВт}.$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА24.00.00.000 ПЗ

Арк.  
41

Поправкова продуктивність випарника відбувається шляхом примноження номінальної продуктивності на відповідний поправковий коефіцієнт. Розрахунок очікування за наступною формулою:

$$Q_{\text{вип.поп}} = Q_{\text{вип2}} \cdot f = 7,05 \cdot 0,97 = 6,84 \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

де  $Q_{\text{вип2}}$  - інтерпольована величина продуктивності випарника, кВт;

$f$  - поправковий коефіцієнт для температури конденсації 45 °С.

Для всмоктувального трубопроводу на ділянці між випарником 1 і вузлом 1, враховуючи розраховану продуктивність, обробляється середина трубки з діаметром  $d_{11} = 28$  мм та товщиною стінки 1,5 мм слідом до цього вибору, допустившись дотримання розмірів фітингів, які відповідають стандарту ГОСТ 3262-75 [23].

Вибрані розміри труб та фітингів забезпечують надійність і ефективність з'єднання, а також оптимальну пропускну здатність трубопроводу в умовах експлуатації холодильної установки.

Приєднання всмоктувального трубопроводу до виходу випарника із зовнішнім діаметром ( $d_{\text{вип}} = 22$  мм) створити за допомогою фітинга-розширювача розміру 22×28 мм, довгою  $l_{\text{роз}} = 0,4$  м. Крім цього, для забезпечення необхідної геометрії трубопроводу та мінімізації внутрішнього тиску використовують:

- два коліна з кутом вигину 90°90°\окруж9 0°, зовнішнім діаметром  $d_{\text{кол}} = 28$  мм, кожне з довжиною  $l_{\text{кол}} = 0,45$  м (відповідно до ГОСТ 8946-75);

- одне коліно з кутом вигину 180°, зовнішнім діаметром  $d_{\text{кол180}} = 28$  мм, довжиною  $l_{\text{кол180}} = 0,75$  м.

Ці компоненти не можуть забезпечити оптимальну конфігурацію трубопроводу.

Вся еквівалентна довжина трубопроводу на виході з випарника в сторону трійника (вузла 1) знаходиться за формулою:

$$l_{екв} = l_{роз} + 2l_{кол} + l_{кол180} + l_2 = 0,4 + 2 \cdot 0,45 + 0,75 + 4 = 6,05 \text{ м.} \quad (2.6)$$

Розрахунок фактичної різниці температур на ділянці трубопроводу, що вказана вище проводиться за наступною формулою:

$$\Delta T_1 = \Delta T_c \cdot \frac{l_{екв}}{l_1} \cdot \left( \frac{Q_{вин1}}{Q_{вин.нон}} \right)^{1,8} = 1,1 \cdot \frac{6,05}{24,8} \cdot \left( \frac{5,64}{6,84} \right)^{1,8} = 0,18 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.7)$$

де  $\Delta T_c$  - різниця температур при температурі конденсації  $40,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Розрахунок ділянки всмоктувального трубопроводу від випарника 2 до вузла 1 здійснюють аналогічним чином. Було обрано мідну трубку діаметром  $d_{12} = 28 \text{ мм}$  і товщиною  $1,5 \text{ мм}$  при фактичній різниці температур  $0,18 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Для визначення параметрів всмоктувального трубопроводу, що з'являється вузол 1 із всмоктувальним патрубком холодильного компресора в машинному залі, враховують сумарну продуктивність обох випарників. Таким чином, розрахунок виконується наступним чином:

$$t_{кин1} = -8^\circ\text{C} \quad Q_{вин1} = 11,28 \text{ кВт},$$

$$t_{кин2} = -10^\circ\text{C} \quad Q_{вин2} = 14,1 \text{ кВт}.$$

Застосовуючи формулу (2.5), можна визначити величину продуктивності випарників, враховуючи при цьому поправковий коефіцієнт:

$$Q_{вин.нон1} = Q_{вин2} \cdot f = 14,1 \cdot 0,97 = 13,67 \text{ кВт}.$$

Для всмоктувального трубопроводу, що з'єднує вузол 1 із всмоктувальним патрубком компресора, на основі розрахованої продуктивності було обрано середню трубу з діаметром  $d_{13} = 35 \text{ мм}$  та товщиною стінки  $1,5$ . Це дозволяє забезпечити належний рівень потоку

холодоагента в системі. відповідно, для підключення трубопроводу використовують фітинги, які мають діаметр труби відповідно до ГОСТ 3262-75 [1-3].

Така конфігурація трубопроводу і фітингів забезпечує оптимальні параметри роботи всмоктувального контуру, в тому числі мінімальні втрати тиску та належне повернення мастила до компресора.

З'єднання на цій ділянці проводиться за допомогою трійника  $\frac{35}{28-28}$ , який займає довжину  $l_{mp} = 5,75$  м та 6-ти колін під кутом  $90^\circ$ , діаметром  $d_{кол} = 35$  мм, довжиною  $l_{кол} = 0,6$  м (ГОСТ 8948-75). Повна еквівалентна довжина від самого трійника до приєднання до компресора на стороні всмоктування визначається за наступною формулою:

$$l_{екв1} = l_{mp} + 6l_{кол} + l_1 = 5,75 + 6 \cdot 0,6 + 24,8 = 34,15 \text{ м.}$$

На вказаній вище ділянці трубопроводу фактична різниця температур знаходиться наступним чином:

$$\Delta T_2 = \Delta T_c \cdot \frac{l_1}{l_{екв1}} \cdot \left( \frac{Q_{сун11}}{Q_{сун.non1}} \right)^{1,8} = 1,1 \cdot \frac{24,8}{34,15} \cdot \left( \frac{11,28}{13,67} \right)^{1,8} = 0,56 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.8)$$

де  $\Delta T_c$  - різниця температур, що виникає при температурі конденсації  $40,6$   $^\circ\text{C}$ .

Повний перепад температури на стороні всмоктування шляхом додавання всіх розрахованих різниць температури для трьох окремих ділянок всмоктувального трубопроводу визначається наступним виразом:

$$\Delta T_{сум} = 2 \cdot \Delta T_1 + \Delta T_2 = 2 \cdot 0,18 + 0,56 = 0,92 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.9)$$

Втрата температури на стороні всмоктувального трубопроводу в результаті розрахунків виявляється нижчою, ніж прийняте значення втрати температури для конденсаторної групи, яка становить 2 °С.

## 2.4 Конструювання рідинного трубопроводу

Проектування рідинного трубопроводу, схема якого наведена на рис.2.6 (креслення [МРМА24.02.00.000С2]), розпочинається з точки виходу з колектора, яка також належить до цього трубопроводу.

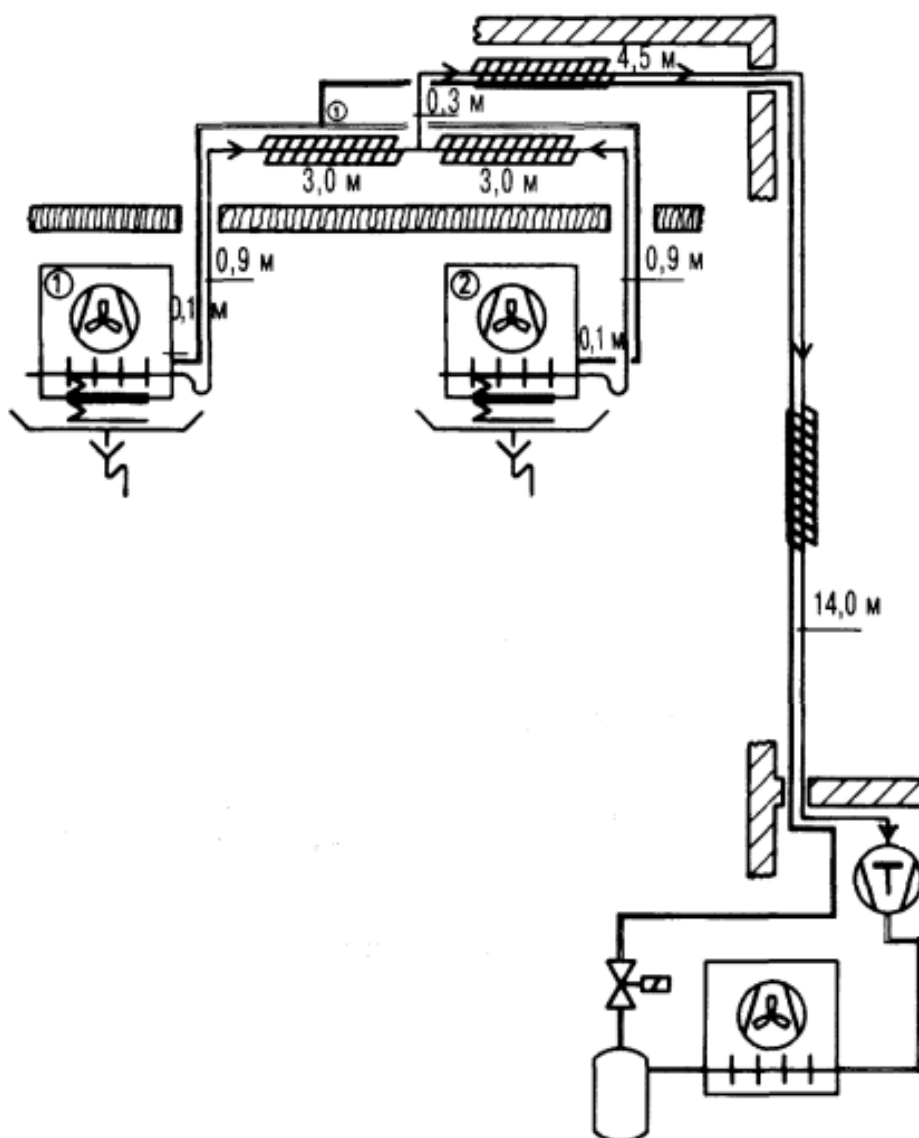


Рисунок 2.6 – Схема рідинного трубопроводу

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

МРМА24.00.00.000 ПЗ

Арк.  
45

Вихідними даними для проєктування є:

- температура кипіння  $t_{кип} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура навколишнього повітря  $t_{навк} = +32 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- холодопродуктивність  $Q_{компр}$ , що складає 10000 Вт;
- температура конденсації  $t_{конд} = +45 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура газу, що всмоктується  $t_{газ} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- як холодоагент використовується R134a.

Так як температура конденсації складає  $t_{конд} = +45 \text{ }^\circ\text{C}$ , то величина продуктивності знаходиться з врахуванням поправочного коефіцієнта  $f=0,97$ .

$$Q_{компр.пол} = Q_{компр} \cdot f = 10000 \cdot 0,97 = 9700 \text{ Вт.} \quad (2.10)$$

Згідно знайденого значення  $Q_{компр.пол} = 9,7 \text{ кВт}$  далі знаходимо діаметр трубопроводу, що складає  $d_{від} = 15 \text{ мм}$  і товщину, що складає один міліметр.

При цьому стають відомими і діаметри фітінгів:

- використовуються шість колін під кутом  $90^\circ$ , діаметром  $d_{кол} = 15 \text{ мм}$  та довжиною  $l_{кол} = 0,25 \text{ м}$  (ГОСТ 8946-75);
- один трійник, який розподіляє протитечію, довжиною  $l_{тр} = 1 \text{ м}$  (ГОСТ 8948-75);
- осушувач холодоагенту паяння  $16 \text{ мм}$ , довжиною  $l_{ос} = 1,8 \text{ м}$  [1-4].

Для визначення повної еквівалентної довжини трубопроводу застосовується вираз:

$$l_{екв.р1} = l_{тр} + 6l_{кол} + l_{ос} + l_1 = 1 + 1,5 + 1,8 + 24,8 = 29,1 \text{ м.} \quad (2.11)$$

Розрахунок фактичної різниці температури для ділянки рідинного трубопроводу, що проходить вздовж підлоги на висоті приблизно  $4,1 \text{ м}$ , виконується за формулою:

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta T_{p1} = \Delta T_c \cdot \frac{l_1}{l_{екв.p1}} \cdot \left( \frac{Q_{компр.поп}}{Q_{компр}} \right)^{1,8} = 1,1 \cdot \frac{24,8}{29,1} \cdot \left( \frac{9700}{10000} \right)^{1,8} = 0,88 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.12)$$

Для рідинного трубопроводу після трійника, що розгалужується на двох симетричних ділянках однієї довжини, розрахунок проводиться окремо для кожної ділянки відповідно до її холодопродуктивності. Це дозволяє забезпечити рівномірний розподіл холодоагенту по обидва боки розгалуження.

Далі визначаємо діаметр трубопроводу  $d_{pid1} = 12$  мм, який має товщину один міліметр. При цьому з'єднання відбувається за допомогою одного відведення під кутом  $90^\circ$   $l_{від} = 0,2$  м.

Повна довжина труби на цій ділянці буде визначатися наступним виразом:

$$l_{екв.p2} = l_{від} + l_2 = 0,2 + 4 = 4,2 \text{ м}. \quad (2.13)$$

Розрахунок фактичної різниці температури на зазначеній ділянці трубопроводу за здійснюється формулою:

$$\Delta T_{p2} = \Delta T_c \cdot \frac{l_2}{l_{екв.p2}} \cdot \left( \frac{Q_{компр.поп}}{Q_{компр}} \right)^{1,8} = 1,1 \cdot \frac{4}{4,2} \cdot \left( \frac{9700}{10000} \right)^{1,8} = 0,98 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.14)$$

Температурна різниця на другій ділянці рідкого трубопроводу повторюється аналогічно першій ділянці. Для забезпечення функціонування рідинного та всмоктувального трубопроводів труби й з'єднувальні елементи встановлені встановленим вимогам. Їх детальний перелік наведено в табл.2.3.

Таблиця 2.3 – Труби та елементи з'єднання в рідинному та всмоктувальному трубопроводах

Зовнішній діаметр труби, мм	Товщина, мм	Довжина, м	Відведення 90°, шт	Фітінги, відведення 180°, шт	Трійники
12	1	8	2		$\frac{16}{12-12}$
15	1	24,8	6		
28	1,5	8	4	2	$\frac{35}{28-28}$
35	1,5	24,8	6		

### 2.5 Конструювання нагнітального трубопроводу

Для проведення розробки та виконання розрахунків нагнітального трубопроводу необхідно спочатку застосувати швидкість потоку холодоагента в рідинному та всмоктуючому трубопроводах. Для визначення швидкості подачі холодоагента на прямій ділянці трубопроводу слід спочатку розрахувати об'ємні витрати холодоагента  $V_{хол}$  за відповідною формулою.

$$V_{хол} = F_{тр} \cdot \omega, \quad (2.15)$$

де  $\omega$  – швидкість руху холодоагента, м/с;

$F_{тр}$  - площа поперечного перерізу самої труби,  $m^2$ .

З іншого боку об'ємні витрати холодоагента є часткою від поділу його масової витрати  $m_{хол}$  на щільність  $\rho_{хол}$  (в даному випадку використовується холодоагент R134a, тому  $\rho_{хол} = 10,53 \text{ кг/м}^3$ ):

$$V_{хол} = m_{хол} / \rho_{хол}. \quad (2.16)$$

Масові витрати, циркулюючого через випарник, холодоагенту знаходяться із залежності:

$$m_{хол} = Q_{компр} / q_0, \quad (2.17)$$

де  $q_0 = h_{-8} - h_{45}$  – різниця ентальпій, кДж/кг ( $h_{-8} = 397$  кДж/кг – ентальпія при температурі  $-8$  °С,  $h_{45} = 261,1$  кДж/кг – ентальпія при температурі  $45$  °С).

Підставивши рівняння (2.17) в рівняння (2.16) та прирівнявши рівняння (2.15) і (2.16) знаходиться:

$$F_{тр} \cdot \omega = \frac{Q_{компр}}{q_0 \cdot \rho_{хол}}. \quad (2.18)$$

З рівняння (2.18) виразивши швидкість руху холодоагента можна отримати:

$$\omega = \frac{4 \cdot Q_{компр}}{q_0 \cdot \rho_{хол} \cdot d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 10}{135,9 \cdot 10,53 \cdot 0,032^2 \cdot 3,14} = 8,69 \text{ м/с}, \quad (2.19)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр трубки, м (в цьому випадку розрахунок відбувався по найбільшому діаметру).

Швидкості протікання газу, що всмоктується представлені в табл.2.4.

У холодильних установках, які працюють на фреоні, на відміну від аміачних установок, змащувальне мастило розчиняється у фреоні, всмоктується разом із парами, що нагнітуються компресором, і може накопичуватися в різних ділянках трубопроводної системи [28]. Для забезпечення підключення мастила з компресора по нагнітальному трубопроводу в конденсатор на горизонтальній ділянці перед переходом до вертикальної встановлюють петлю-сифон. У цьому петлі мастило збирається.

Таблиця 2.4 – Швидкість течії в трубопроводах

Вид трубопроводу	Розсіл	Вода	Холодоагент
Всмоктуваний трубопровід	0,5-1,5	0,5-2,0	6,0-12,0
Напірний трубопровід	1,0-2,0	1,5-3,0	6,0-15,0
Рідинний трубопровід	–	–	0,3-1,2

Горизонтальний розмір петлі має бути мінімальним, і зазвичай її виготовляють із відводів, зігнутих під кутом 90°. Пари фреону, проходячи через сифон, подрібнюють мастило, що накопичилося, і підвищують його вгору трубопроводом.

У холодильних установках з постійною (нерегульованою) холодопродуктивністю швидкість руху фреону в трубопроводі залишається сталою [8]. У таких установках, якщо висота вертикальної ділянки трубопроводу становить 2,5 м або менше, сифон можна не встановлювати. Якщо висота перевищує 2,5 м, на початку стояка встановлюють сифон, а додаткові сифони розміщуються через кожні 5-7 м. Горизонтальну ділянку трубопроводу монтують з нахилом до вертикального стояка. Рекомендується, щоб швидкість руху фреону у вертикальних ділянках нагнітального трубопроводу становила від 8 м/с до 20 м/с, а в горизонтальних — від 2 м/с до 3 м/с. Якщо швидкість перевищує 20 м/с, виникає небажаний шум. Схему нагнітального трубопроводу можна побачити на рис.2.7.

При максимальній продуктивності холодильної установки пари фреону і мастило піднімаються по двох трубопроводах. При мінімальній продуктивності, а отже, швидкості руху фреону в основній гілці (Б) масло збирається в сифоні, таким чином перешкоджаючи руху фреона по такому трубопроводу. В цьому випадку підйом фреону і масла проходитиме лише по

трубопроводу А.

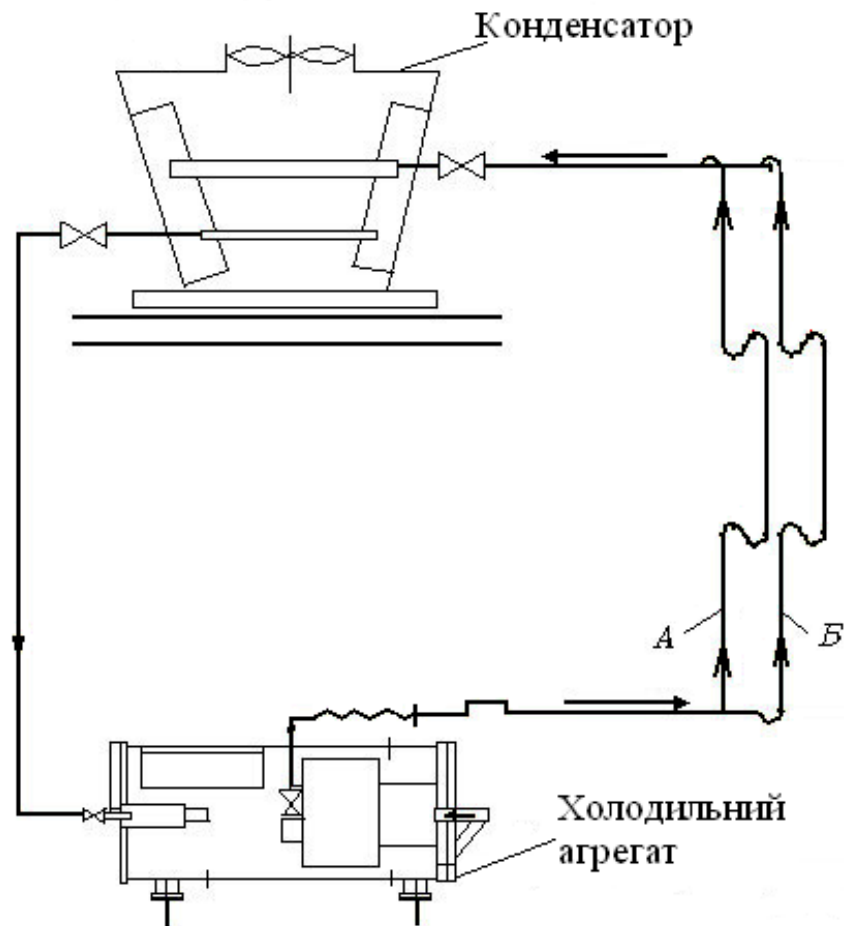


Рисунок 2.7 – Схема нагнітального трубопроводу

Знаходження діаметрів трубопроводів починається з вітки А трубопроводу, для якої відомо, що швидкість фреону в ній має бути не менше 8,69 м/с, а витрати фреону мають бути мінімальними, при  $Q_{\text{компр}} = 10$  кВт.

Загальні масові витрати фреону в трубопроводах (у нагнітальному патрубку самого компресора) визначаються за формулою (2.17):

$$m_{\text{хол}} = Q_{\text{компр}} / q_0 = 10 / 135,9 = 0,074 \text{ кг/с.}$$

Масові витрати фреону у вітці А трубопроводу дорівнюють 25 % від загальної маси витрат фреону:

$$m_A = 0,25 \cdot m_{хол} = 0,25 \cdot 0,074 = 0,0185 \text{ кг/с.} \quad (2.20)$$

Враховувавши розраховані масові витрати, діаметр трубопроводу А становитиме:

$$d_A = \sqrt{\frac{4 \cdot m_A}{\rho_{хол} \cdot \omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0185}{10,53 \cdot 8,69 \cdot 3,14}} = 0,0348 \text{ м.} \quad (2.21)$$

За каталогом мідних труб вибрали мідну трубу  $d_A = 35$  мм, товщиною 1,5 мм (внутрішній діаметр  $d_{Aвн} = 32$  мм) [29].

Діаметр вітки Б трубопроводу знаходимо за наступною формулою:

$$d_B = d_{Aвн} \left( \frac{m_{хол} - m_A}{m_A} \right)^{0,4} = 0,032 \left( \frac{0,074 - 0,0185}{0,0185} \right)^{0,4} = 0,0496 \text{ м.} \quad (2.22)$$

За каталогом мідних труб вибрали трубку  $d_B = 54$  мм, товщиною 2 міліметри (внутрішній діаметр  $d_{Bвн} = 50$  мм) [29].

## 2.6 Аналіз і підбір фільтра-осушувача для холодоагента

Фільтри-осушувачі широко застосовуються у холодильних системах. Моделі закритого типу з'єднуються паянням або розвальцьовуванням, а фільтри зі змінними блоками - лише паянням. Зазвичай їх встановлюють на рідинному трубопроводі, але існують моделі для всмоктувальної лінії та теплових насосів із реверсивним потоком [30].

Основні характеристики фільтрів:

- пропускна здатність,
- рекомендована потужність, що актуальна для стандартних умов (температура рідини 30 °С, температура кипіння до -15 °С).

Для низькотемпературних холодильних установок із довгими

трубопроводами, підвищеним об'ємом заповнення або несприятливими умовами монтажу обирають фільтри-осушувачі більшого розміру та вищої продуктивності. У системах із підвищеною температурою кипіння допускається перевищення рекомендованих параметрів.

Пропускна здатність фільтрів розрахована на втрату тиску 0,07 бар при конденсації +30 °С і кипінні -15 °С. Здатність фільтрів поглинати вологу за різних умов наведена в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Значення залишкової вологості для холодоагентів

Холодоагент	Залишкова вологість, (частин на мільйон)
R134a	50
R407C	50
R404A	50
R507	50
R410A	50
R22	60

Для холодоагента R134a за умов холодопродуктивності  $Q_{компр} = 10$  кВт обирається фільтр-осушувач моделі ADK-Plus 305S. Цей фільтр, призначений для роботи з рідкими холодоагентами, має закриту конструкцію та оснащений зносостійким високоактивним блоком, який забезпечує ефективну фільтрацію та високу здатність до поглинання кислоти і води. Підключення до трубопроводу створюється методом пайки діаметром 16 мм [22].

Прохідна потужність фільтра зростає 48,4 кВт при внутрішньому тиску  $\Delta P_{\phi} = 0,07$ . Скоректована продуктивність фільтра розраховується за формулою:

$$Q_{\text{скор}} = K_{\text{попр}} \cdot Q_{\text{компр}} = 1,15 \cdot 10 = 11,5 \text{ кВт}, \quad (2.23)$$

де  $K_{\text{попр}}$  – поправковий коефіцієнт для холодоагента R134а, який наведений в табл.2.6.

Таблиця 2.6 – Поправочний коефіцієнт для холодоагента R134а

Температура рідини °С	Температура кипіння °С										
	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
60	1,29	1,32	1,35	1,39	1,42	1,46	1,50	1,55	1,59	1,65	1,70
55	1,20	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38	1,41	1,45	1,50	1,54
50	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,38	1,42
45	1,04	1,06	1,09	1,11	1,13	1,14	1,15	1,21	1,24	1,27	1,31
40	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22
35	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11	1,14
30	0,88	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07
25	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,93	0,95	0,96	0,98	1,01
20		0,81	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,90	0,92	0,93	0,95
15			0,79	0,8	0,81	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89	0,90
10				0,76	0,78	0,79	0,80	0,82	0,83	0,84	0,86
5					0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,81	0,82
0						0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79
-5							0,71	0,72	0,73	0,74	0,75
-10								0,69	0,70	0,71	0,72

Кількість вологи, яка поглинається різними типами фільтрів-осушувачів показана в табл.2.7.



Перегрів всмоктуваного газу регулюється терморегулюючим вентилем, який змінює витрати холодоагента залежно від стану випарника. На рисунку 2.8 показано, як мінімальний стійкий сигнал вентиля розділяє зону перегріву від нестійкої, забезпечуючи точну роботу системи.

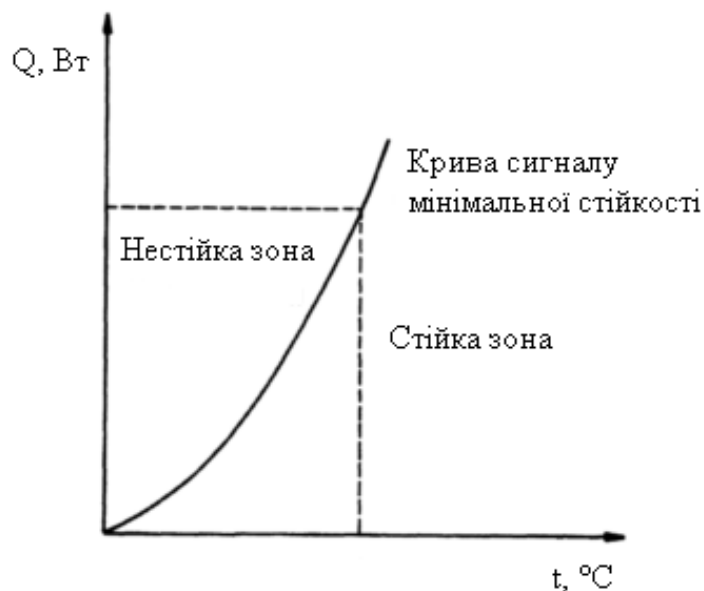


Рисунок 2.7 – Крива сигналу мінімальної стійкості

Передаюча здатність випарника зростає зі зменшенням перегріву до досягнення мінімально стійкого сигналу (МСС). Якщо перегрів опускається нижче рівня МСС, виникає "кидання" розширювального клапана, коли частина рідкого холодоагенту не випаровується, знижуючи холодопродуктивність [6].

На рисунку 2.8 показано, що клапан 1 працює з перегрівом нижче лінії МСС, що вказує на нестабільний режим. При збільшенні статичного перегріву клапан переходить у стабільний режим, забезпечуючи надійну роботу. Подібний принцип роботи застосовується для клапана меншої потужності (клапан 2).

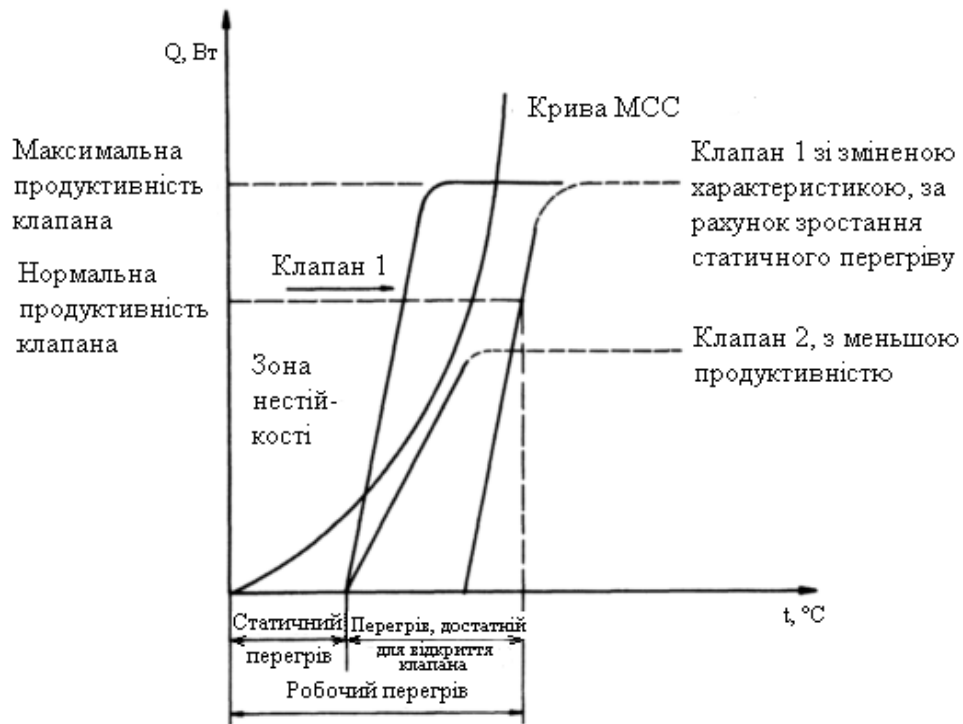


Рисунок 2.8 – Графіки роботи клапанів

При розрахунку терморегулюючих вентилів важливо насамперед застосувати перепад тиску над розширювальним клапаном. Для цього слід дотримуватися наступного порядку дій:

- від величини тиску конденсації  $P_{конд}$  відняти величину тиску кипіння  $P_{кип}$ .

- обчислити внутрішній тиск в елементах рідинного трубопроводу, таких як оглядове скло, осушувач, запірний вентиль із ручним керуванням, електромагнітний клапан, висхідна ділянка трубопроводу, розподільник низького холодоагенту, розподільні трубки.

- визначити залишковий перепад тиску над терморегулюючим вентилем за формулою (2.24).

Таким чином, формулу можна записати наступним чином:

Відповідно можна записати:

$$\Delta P_{ТРВ1} = P_{конд} - (P_{кип} + \Delta P_{заг}) = 11,592 - (2,171 + 0,6246) = 8,796 \text{ бар.} \quad (2.24)$$

Відповідно,  $P_{кун} = 2,171$  бар (при  $t_{кун} = -8$  °С), а  $P_{конд} = 11,592$  бар (при  $t_{кун} = +45$  °С), (при  $t = +45$  С), після зміни температури на один градус змінюється тиск  $0,298$  бар.

Перегрівання слабкого холодоагенту у випадку використання конденсаторних агрегатів складає близько  $20$ °С. Максимальне холодоагенту в комбінованих установках, що працюють у режимі заморожування із зовнішнім або внутрішнім переохолодженням, знаходиться на рівнях  $0$ °С.

Щоб вибрати відповідний тип терморегулятора вентиляції (ТРВ), необхідно застосувати його продуктивність в умовах роботи конкретної установки. У технічній документації виробники традиційно вказують номінальну продуктивність вентилів, виходячи із стандартних базових даних, наприклад:

- температура кипіння  $t_{кун} = +4$  °С;
- температура рідини  $t_{рід} = +38$  °С.

При інших значеннях температури продуктивність вентиляції перераховують за допомогою рівня (2.25), використовуючи відповідні довідкові коефіцієнти.  $K_{тв}$  і  $K_{\Delta P_6}$ :

$$Q_{вент} = Q_{вин} \cdot K_{тв} \cdot K_{\Delta P_6}, \quad (2.25)$$

де  $K_{\Delta P_6}$  – поправковий коефіцієнт, що обумовлений різними перепадами тиску у вентилі;

$K_{тв}$  – поправковий коефіцієнт для різних робочих температур;

$Q_{вин}$  – продуктивність випарника, кВт.

Вибираємо поправковий коефіцієнт  $K_{тв}$ , що задовільняє температуру кипіння  $t_{кун} = -10$  °С, температуру рідини  $t_{рід} = +45$  °С, а з табл.2.8 – коефіцієнт  $K_{\Delta P_6}$ , знаючи залишковий перепад тиску над терморегулюючим вентилем  $\Delta P_{ТРВ1}$ .

Таблиця 2.8 – Визначення поправкового коефіцієнта  $\kappa_{\Delta P_6}$

$\Delta P_{TPB1}$ , бар	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
$\kappa_{\Delta P_6}$	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24
$\Delta P_{TPB1}$ , бар	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50	7,00	7,50	8,00
$\kappa_{\Delta P_6}$	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88
$\Delta P_{TPB1}$ , бар	8,50	9,00	9,50	10,00	10,50	11,00	11,50	12,00
$\kappa_{\Delta P_6}$	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72
$\Delta P_{TPB1}$ , бар	13,00	14,00	15,00	16,00	17,00	18,00	19,00	20,00
$\kappa_{\Delta P_6}$	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55

Продуктивність вентиля знаходиться з рівняння (2.25):

$$Q_{\text{вент}} = 5,64 \cdot 1,16 \cdot 0,84 = 5,5 \text{ кВт.}$$

Оскільки для випарників SGBE81 застосовуються терморегулюючі вентиля із зовнішньою компенсацією тиску, на основі розрахованої продуктивності вибрано дві вентиля типу TCLE150MW. Їхня частина робочих температур становить від +30 °С до -45 °С, а діаметр становить 10 мм на вході і 16 мм на виході.

Розрахунок фактичної різниці тиску над вентилям проводиться за наступною формулою:

$$\Delta P_{TPB2} = \Delta P_{TPB1} \cdot (Q_{\text{вент}} / Q_{\text{вент.м}})^2 = 8,796 \cdot (5,5 / 6,1)^2 = 7,15 \text{ бар,} \quad (5.26)$$

де  $Q_{\text{вент.м}}$  – продуктивність вентиля, що визначається за каталогом виробників, кВт.

Розрахунок мінімального тиску конденсації, при якому забезпечується

робота ТРВ знаходиться наступним чином:

$$P_{\min} = \Delta P_{\text{ТРВ2}} + P_{\text{кин}} + \Delta P_{\text{заг}} = 7,15 + 2,171 + 0,6246 = 9,95 \text{ бар.} \quad (2.27)$$

Такий тиск відповідає температурі + 33,4 °С, що поступає в область вологого пару холодоагента R134а.

## 2.8 Розрахунок товщини ізоляційного матеріалу і об'єму охолоджувальної рідини

Маючи задані параметри: температуру кипіння (-10 °С), температуру навколишнього повітря (+30 °С) і відносну вологість повітря (60 %), товщину ізоляційного шару можна знайти за допомогою діаграми, наведеної на рис. 2.10.

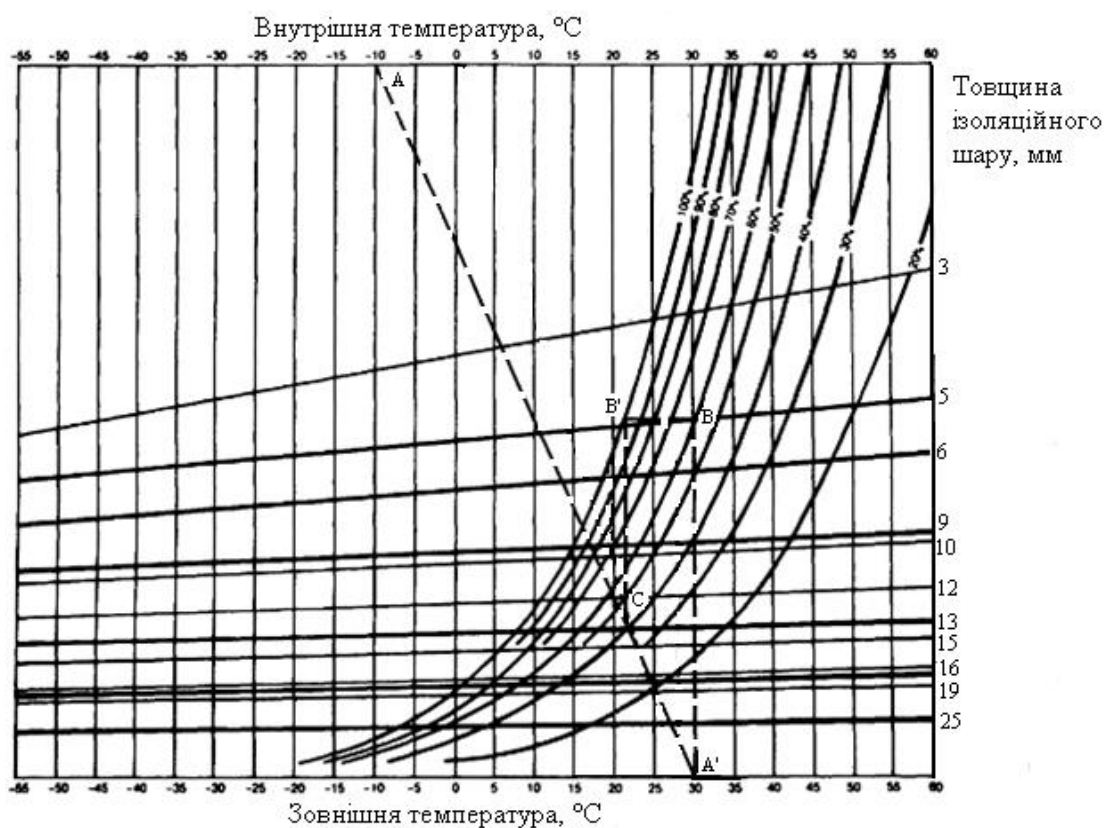


Рисунок 2.10 – Діаграма для визначення товщини ізоляційного покриття

Ця діаграма актуальна для трубопроводів, що проходять як у середині, так і ззовні за умов природної конвекції. Вона дозволяє уникнути накопичення талої води в системах холодильного обладнання та кондиціонування повітря. У випадках недостатньої вентиляції або наявності світловідбивних покриттів та облицювань слід виконати точний розрахунок необхідної товщини ізоляції [23].

Для визначення товщини ізоляційного шару спочатку необхідно з'єднати температуру середовища в трубі (точка А) із температурою навколишнього середовища (точка А'). З точки А' завершується вертикальна лінія до перетину з кривою, що відповідає відносній вологості навколишнього повітря (точка В). Далі з точки В проводимо горизонтальну лінію ВВ' до лінії, яка відповідає 100% відносній вологості повітря, тобто до точки роси.

З точки В' опускаємо вертикаль на лінію АА' (точка С). Точка С якраз відповідає товщині ізоляційного шару, що є рівною 13 мм [23].

Для всмоктувального трубопроводу було обрано ізоляційний шар товщиною 13 мм. Ємність трубки випарника Kuba SGBE81 становить 8,9 дм<sup>3</sup>, а з урахуванням використання двох випарників загальна ємність дорівнює 17,8 дм<sup>3</sup>.

Максимальний об'єм бака конденсаторного агрегату Bitzer LH84/4CC-6.2Y для роботи з холодоагентом R134a досягає 13,6 кг ( $V_{бак} = 11,98$  дм<sup>3</sup>) за температури рідини 50 °С і заповнюваності на 95%.

Довжина рідинного трубопроводу діаметром 15 мм становить 24,8 м. Виходячи з того, що на кожен метр трубопроводу припадає 0,15 л холодоагенту, загальна ємність трубопроводу дорівнює 3,72 л. Інша частина рідинного трубопроводу діаметром 12 мм має довжину 8 м, і з урахуванням того, що на кожен метр припадає 0,08 л холодоагента, об'єм цієї частини трубопроводу становить 0,64 л [23].

Маса холодоагента у випарниках та в баку конденсаторного агрегату

розраховується за формулами (2.27) і (2.28). Таким чином, можна записати:

$$m_{аг.вип.} = \frac{V_{вип.} \cdot \rho_{хол.кип}}{3} = \frac{17,8 \cdot 1,321}{3} = 7,84 \text{ кг}, \quad (2.27)$$

де  $V_{вип.}$  – ємність труб випарників,  $\text{дм}^3$ ;

$\rho_{хол.кип}$  – густина холодоагенту при температурі - 8 °С,  $\text{кг/дм}^3$ ;

.

$$m_{аг.бак.} = \frac{V_{бак.} \cdot \rho_{хол}}{3} = \frac{11,98 \cdot 1,135}{3} = 4,53 \text{ кг}, \quad (2.28)$$

де  $V_{бак.}$  – ємність бака конденсаторного агрегату,  $\text{дм}^3$ ;

$\rho_{хол}$  – густина холодоагенту при температурі 45 °С,  $\text{кг/дм}^3$ .

Маса холодоагента у рідинному трубопроводі знаходиться слідуючим чином:

$$m_{аг.тр.} = (V_{24,8} + V_8) \cdot \rho_{хол} = (3,72 + 0,64) \cdot 1,135 = 4,95 \text{ кг}. \quad (2.29)$$

Загальна маса холодоагента для холодильної установки дорівнює:

$$m_{аг.заг} = m_{аг.вип.} + m_{аг.бак.} + m_{аг.тр.} = 7,84 + 4,53 + 4,95 = 17,32 \text{ кг}. \quad (2.30)$$

З огляду на визначену загальну масу холодоагента, що підлягає заправці, конденсаторний агрегат укомплектовується резервуаром збільшеного розміру — колектором з об'ємом  $V_{бак} = 20 \text{ дм}^3$ .

## 2.9 Висновки до другого розділу

У цьому розділі виконана розробка конструкції холодильної камери для фермерського господарства, що включає вибір її основних компонентів.

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Проведено проектування всмоктувального, рідинного та нагнітального трубопроводів, здійснено вибір фільтра-осушувача та терморегулюючої вентиляції. Визначено необхідну товщину ізоляційного покриття та обсяг заправки холодоагента.

					MPMA24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

## 3 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ

### 3.1 Розрахунок витрат холоду для камери зберігання

Вивчивши всі необхідні дані, що стосуються цієї магістерської роботи, переходимо до розрахунку витрат холоду, використовуючи такі методи: аналітичний; табличні дані; діаграми та номограми [2].

Розрахунок витрат холоду починається з визначення окремих часткових навантажень, які складають повне навантаження, що в сумі дає загальну потребу в холоді. Теплові потоки поділяються на зовнішні та внутрішні.

Зовнішні теплові потоки поділяються на:

- теплові потоки, що проникають через огороження камери (стіни, стелю, підлогу);
- теплові потоки внаслідок повітряного обміну;
- теплові потоки під час відкриття дверей.

Внутрішні теплові потоки включають [2]:

- теплові потоки, пов'язані з охолодженням (охолодження продуктів, тепло від "дихання" фруктів і овочів, тепло електродвигунів вентилятора випарника, тепло при відтаюванні випарника);
- експлуатаційні теплові потоки (тепло від освіти, обладнання, перебування людей).

#### 3.1.1 Розрахунок теплових потоків через огороження камери

Огороження конструкції холодильної камери розраховуються індивідуально для кожного елемента, з урахуванням їх розташування, конструкційних особливостей, температурної різниці та коефіцієнтів теплової передачі (k).

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Особливо увага приділяється аналізу положення стін, їхньому конструкційному виконанню та величині теплових втрат через них.

Холодильна камера, призначена для охолодження м'яса, розташовується на нижньому поверсі будівлі. Об'єм холодильної камери визначається наступним чином:

$$V = a \cdot b \cdot h = 9 \cdot 8 \cdot 3,4 = 244,8 \text{ м}^3. \quad (3.1)$$

Температура зовнішнього повітря становить  $+15 \text{ }^\circ\text{C}$ , а відносна вологість повітря поза камерою –  $65 \%$ . У середній холодильній камері підтримується температура  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  при відносній вологості  $85 \%$ . Щоденна маса продукту, що надходить на охолодження до камери (яловичина та свинина), становить  $10\,900 \text{ кг}$ . Температура продукту при завантаженні в камеру дорівнює  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Якщо при транспортуванні температура м'яса досягне  $+7 \text{ }^\circ\text{C}$ , розрахунок виконується для більшого значення, а саме  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ , для підвищення точності.

Для теплоізоляції підлоги та стін використовують пінополіуретан з коефіцієнтом теплопровідності  $0,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  [12]. При розрахунку коефіцієнта теплової передачі враховуються лише технічні характеристики теплоізоляції. Вплив інших елементів конструкції (керамічної плитки, штукатурки тощо) неважливий. Таким чином, можна отримати:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (3.2)$$

де  $\alpha_{вн}$  – коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої сторони огороження,  $\text{Вт/К}\cdot\text{м}^2$ ;

$\alpha_3$  – коефіцієнт тепловіддачі із зовнішнього боку огороження,

Вт/К·м<sup>2</sup>.

Для коефіцієнта теплопровідності  $\lambda = 0,04$  Вт/м·К коефіцієнти відповідно складуть  $\alpha_3 = 18$  Вт/К·м<sup>2</sup> і  $\alpha_{\text{вн}} = 18$  Вт/К·м<sup>2</sup>. Отже, коефіцієнт теплопередачі  $\kappa$  буде визначатися за формулою (3.2). Таким чином:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{18} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{18}} = 0,38 \text{ Вт/К} \cdot \text{м}^2.$$

В камері знаходиться двоє дверей, які розсуваються механічно, висотою  $H = 2$  м та довжиною  $B = 2,2$  м.

Тепловий потік через стіни знаходиться із залежності:

$$Q_{\text{ст}} = (F_{\text{ст}} - 2F_{\text{дв}}) \cdot \kappa \cdot \Delta T, \quad (3.3)$$

де  $F_{\text{дв}}$  – загальна площа дверей, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{ст}}$  – загальна площа стін холодильної камери, м<sup>2</sup>;

$\Delta T$  – різниця температур ззовні і всередині камери, °С (в нашому випадку вона складає  $\Delta T = 15$  °С).

Площа стін холодильної камери та площа дверей знаходиться із виразів (3.4) і (3.5). Відповідно можна записати.

$$F_{\text{ст}} = 2 \cdot (a + b) \cdot h = 2(9+8)3,4 = 115,6 \text{ м}^2, \quad (3.4)$$

$$F_{\text{дв}} = B \cdot H = 2,2 \cdot 2 = 4,4 \text{ м}^2, \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{ст}} = (115,6 - 2 \cdot 4,4) \cdot 0,38 \cdot 15 = 608,76 \text{ Вт.}$$

Тепловий потік через дві двері, із застосуванням поліуретанової дверної фільтрочки товщиною 10 см, знаходиться за наступною формулою (3.6).

Коефіцієнт теплової передачі для дверей складає  $\kappa = 0,19$  Вт/К м<sup>2</sup>. Тоді:

$$Q_{об} = 2F_{об} \cdot \kappa \cdot \Delta T = 2 \cdot 4,4 \cdot 0,19 \cdot 15 = 25,08 \text{ Вт.} \quad (3.6)$$

Тепловий потік, що проходить через стелю ізольовану поліуретаном, ( $\kappa = 0,19$  Вт/К · м<sup>2</sup>) визначається за виразом (3.7).

У проміжному просторі між бетонним перекриттям та навісною стелею холодильної камери різниця температур складає + 25 °С. Площа стелі є рівною площі камери  $F_{стел} = F = 72$  м<sup>2</sup>. Відповідно можна записати:

$$Q_{стел} = F_{стел} \cdot \kappa \cdot \Delta T = 72 \cdot 0,19 \cdot 25 = 342 \text{ Вт.} \quad (3.7)$$

Розраховуючи коефіцієнт теплової передачі за формулою (3.2), для підлоги слід враховувати її структуру (табл.3.1).

Таблиця 3.1 – Структура підлоги

	$\delta$ , м	$\lambda$ , Вт/м К	$\delta/\lambda$ , м <sup>2</sup> /Вт
Бетонна підготовка	0,150	1,279	0,1173
Шар бітуму	0,015	0,160	0,0938
Звукоізоляція (стиропор)	0,100	0,030	3,3330
Верхній шар бетону	0,100	1,279	0,0782
Безшовне покриття	0,050	1,924	0,0260
Облицювальна плитка	0,015	1,050	0,0143
			$\Sigma=3,6626$

Виходячи з того, що конструкційні елементи підлоги холодильної камери дотикаються до ґрунту, то із зовнішньої сторони коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_3$  не враховується, а коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої сторони буде рівнятися  $\alpha_{вн} = 19 \text{ Вт/К}\cdot\text{м}^2$ . Температура ґрунту прийнята  $+ 10^\circ\text{C}$  [23].

Тоді:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{19} + 3,6626} = 0,27 \text{ Вт/К}\cdot\text{м}^2.$$

Тепловий потік через підлогу дорівнює:

$$Q_{\text{підл}} = F \cdot \kappa \cdot \Delta T = 72 \cdot 0,27 \cdot 10 = 194,4 \text{ Вт.} \quad (3.8)$$

Таким чином, повний тепловий потік в холодильну камеру буде рівним:

$$Q_{\text{загал}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{дв}} + Q_{\text{стел}} + Q_{\text{підл}},$$

$$Q_{\text{загал}} = 608,76 + 25,08 + 342 + 194,4 = 1170,24 \text{ Вт.} \quad (3.9)$$

### 3.1.2 Розрахунок теплового потоку в результаті повітряного обміну

Повітряний обмін, що розглядається як часткове навантаження, в холодильній камері слід враховувати в тих випадках, коли температура повітря, яка поступає в камеру, перевищує температуру камери, тобто проходить вентиляція приміщення. Вчисляється коефіцієнт повітреобміну з розрахунку на одну добу. Для визначення кратності добового повітряного обміну використовують наближене рівняння:

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} = \frac{70}{\sqrt{244,8}} = 4,47. \quad (3.10)$$

Тепловий потік від вентиляції знаходиться за наступним виразом:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{V \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot n \cdot \Delta h}{24 \cdot 3600}, \quad (3.11)$$

де  $\Delta h$  – різниця ентальпій повітря ззовні і повітря всередині камери, кДж/кг;

$\rho_{\text{нов}}$  – густина повітря кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – об'єм камери, м<sup>3</sup>.

При нормальному атмосферному тиску та температурі 0 °С густина повітря  $\rho_{\text{нов}} = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> визначається в кінці процесу охолодження. Для знаходження  $\Delta h$  слід використовувати діаграму вологого повітря, h, x-діаграма Мол'є (рис.3.1). В такому випадку  $\Delta h = 32,25 - 8 = 24,25$  кДж/кг. Тепловий потік від вентиляції буде складати:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{244,8 \cdot 1,29 \cdot 4,47 \cdot 24,25}{86400} = 396 \text{ Вт.}$$

### 3.1.3 Розрахунок теплового потоку при відкритті дверей

Для невеликих холодильних камер достатньо врахувати холодильне навантаження, пов'язане з повітрообміном. Для великих камер із кількома дверима рекомендується додатково розрахувати можливі теплові потоки, що виникають під час їх відкривання.

У нашому випадку камера обладнана двома розсувними механічними дверима. Оскільки відкривання дверей пов'язане із трубною системою, для підвищення надійності розраховується тепловий еквівалент для одних

дверей, які відкриваються за виробничою потребою. При цьому не передбачається одночасне тривале відкривання обох дверей [23].

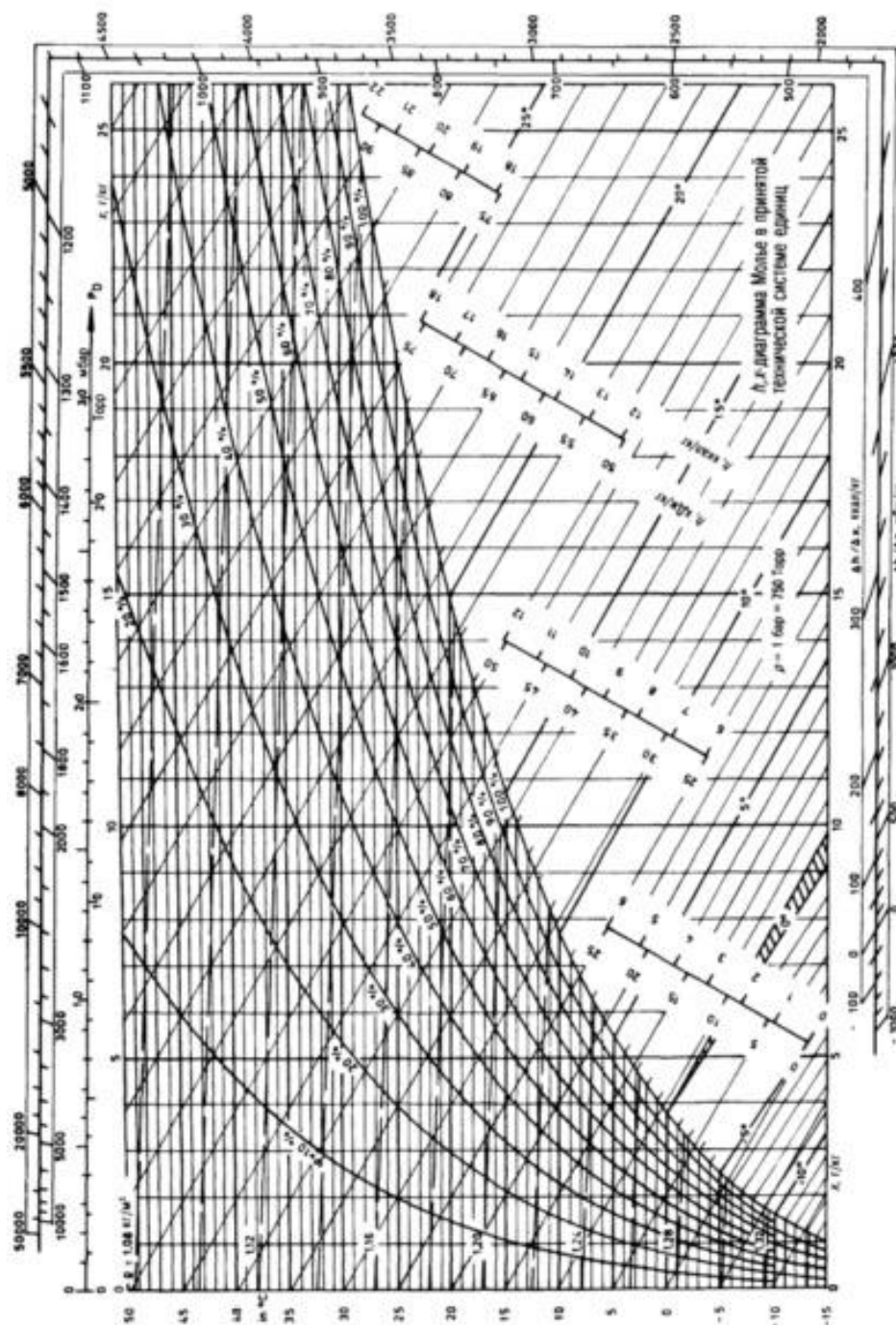


Рисунок 3.1 – Н, х-діаграма Мол'є

Для розрахунку теплового потоку при відкриванні дверей слід використати рівняння Тамма у трохи зміненому вигляді:

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

$$Q_{\text{двер}} = [8 + (0,067 \cdot \Delta T_{\text{двер}})] \cdot \tau_{\text{двер}} \cdot \rho_{\text{х.к}} \cdot B \cdot H \times \\ \times \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{пов.зовн}}}{\rho_{\text{пов.вн}}}\right)} \cdot (h_{\text{зовн}} - h_{\text{вн}}) \cdot \eta_{\text{зав}}, \quad (3.12)$$

де  $\Delta T_{\text{двер}}$  – різниця температур повітря з двох сторін дверей, К  
( $\Delta T_{\text{двер}} = 15$  К з пункту 3.1.1);

$\rho_{\text{х.к}}$  – густина повітря в самій холодильній камері при  $t=0$  °С, кг/м<sup>3</sup>  
( $\rho_{\text{х.к}} = 1,29$  кг/м<sup>3</sup>);

$\tau_{\text{двер}}$  – максимальна тривалість відкриття дверей на протязі години,  
хв;

$h_{\text{вн}}$  – питома ентальпія повітря із внутрішньої сторони дверей, кДж/кг  
( $h_{\text{вн}} = 8$  кДж/кг з рис.3.1);

$h_{\text{зовн}}$  – питома ентальпія повітря із зовнішньої сторони дверей, кДж/кг  
( $h_{\text{зовн}} = 32,25$  кДж/кг з рис.3.1);

$B$  – ширина дверей, м;

$H$  – висота дверей, м;

$\rho_{\text{пов.зовн}}$  – густина повітря назовні холодильної камери, кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_{\text{пов.зовн}} = 1,22$  кг/м<sup>3</sup>);

$\eta_{\text{зав}}$  – ККД можливо наявної повітряної завіси (приймається рівним 1);

$\rho_{\text{пов.вн}}$  – густина повітря всередині холодильної камери, кг/м<sup>3</sup>  
( $\rho_{\text{пов.вн}} = 1,29$  кг/м<sup>3</sup>).

Орієнтовні значення тривалості відкривання дверей в хвиликах на тону вантажообігу можна отримати з таблиці 3.2, помноживши ці величини на число тон продукту, що завантажується через двері (в нашому випадку  $m_{\text{ох.пр}} = 10,9$  т) за годину.

Таблиці 3.2 – Орієнтовані значення тривалості відкриття дверей

Тип розсувних дверей	Вид товару	$\tau$ , хвилин на тонну вантажообігу
з ручним управлінням	заморожені туші,	15,0
	продукт на піддонах	6,0
з механічним обслуговуванням	заморожені туші,	1,0
	продукт на піддонах	0,8

Згідно з даними табл. 3.2, для механічних дверей з ручним керуванням та зберігання продукції на піддонах час відкриття становить 0,8 хвилини на одну тонну вантажообігу. Максимальний час відкриття дверей протягом години визначається за такою формулою:

$$\tau_{двер} = \frac{m_{ох.пр} \cdot \tau}{24} = \frac{10,9 \cdot 0,8}{24} = 0,36 \text{ хв/год.} \quad (3.13)$$

Виходячи з цього тепловий потік при відкриванні дверей буде рівнятися:

$$Q_{двер} = [8 + (0,067 \cdot 15)] \cdot 0,36 \cdot 1,29 \cdot 2,2 \cdot 2 \times \\ \times \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{1,22}{1,29}\right)} \cdot (32,25 - 8) \cdot 1 = 151,93 \text{ Вт.}$$

### 3.1.4 Тепловий потік від освітлення та від перебування людей

Для стандартних камер схову охолоджених продуктів, які забезпечують холодостійкими світильниками для вологих приміщень (захищеними від

проникнення пилу та води під натиском), передбачено рівень освітленості від 60 до 100 люкс відповідно до норм СНіП II-4-79 [31-32].

Освітлення камери забезпечується вісьмома пластиковими світильниками ( $i=8$ шт.) потужністю  $p = 50$ Вт кожен. Тепловий потік від освітлення розраховується за формулою (3.14), враховуючи, що середня тривалість роботи світильників становить  $\tau_{осв}=8$ год на добу. Тоді:

$$Q_{осв} = \frac{i \cdot p \cdot \tau_{осв}}{24} = \frac{8 \cdot 50 \cdot 8}{24} = 133,33 \text{ Вт.} \quad (3.14)$$

Теплота  $P$ , що виділяється кожною людиною, згідно табл.3.3 при температурі приміщення  $0$  °С буде складати 270 Вт.

Таблиці 3.3 – Тепловий потік від перебування працівників

Температура камери $t_{кам}$ , °С	Питомий тепловий потік $P$ , Вт/чол
20	180
15	200
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Передбачено обслуговуючого персоналу - шість працівників, що перебуватимуть в холодильній камері на добу по вісім годин робочого часу.

Розрахунок теплового потоку проходитиме за наступною формулою:

$$Q_{перс} = \frac{n_{перс} \cdot P \cdot \tau_{перс}}{24} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 8}{24} = 540 \text{ Вт}, \quad (3.15)$$

де  $n_{перс}$  – кількість осіб, чол;

$P$  – питомий тепловитік, що залежить від температури холодильної камери;

$\tau_{перс}$  – тривалість перебування працівників в холодильній камері (вісім годин на добу).

У розрахунках слід враховувати, що час перебування людей у камері і освітлення камери однакові [2].

### 3.1.5 Тепловий потік від продукту, що охолоджується

Початкова температура продукту, що надходить до холодильної камери, становить  $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ , при температурі всередині камери  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Таким чином, різниця температури дорівнює  $\Delta t=10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Питома теплоємності перед охолодженням продуктів складається: для свинини -  $c_{св}=2,12 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ , для яловичини -  $c_{ял}=3,2 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

Загальний тепловий потік від продукту, що піддається охолодженню, розраховується за формулою (3.18):

$$Q_{охол.ял} = \frac{m_{ял.з} \cdot c_{ял} \cdot \Delta T}{86400} = \frac{4500 \cdot 3,2 \cdot 10}{86400} = 1,66 \text{ кВт}, \quad (3.16)$$

$$Q_{охол.св} = \frac{m_{св.з} \cdot c_{св} \cdot \Delta T}{86400} = \frac{6400 \cdot 2,12 \cdot 10}{86400} = 1,57 \text{ кВт}, \quad (3.17)$$

$$Q_{охол.заг} = Q_{охол.ял} + Q_{охол.св} = 1,66 + 1,57 = 3,23 \text{ кВт} = 3230 \text{ Вт}. \quad (3.18)$$

### 3.1.6 Повний сумуючий тепловий потік

Сумарний тепловий потік включає всі раніше розраховані теплові потоки і знаходиться із співвідношення:

$$\begin{aligned} Q_{\text{сум}} &= Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ов}} + Q_{\text{стел}} + Q_{\text{підл}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{двер}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{перс}} + Q_{\text{охол.заг}} = \\ &= 25,08 + 342 + 194,4 + 396 + 151,93 + 133,33 + 540 + 3230 = 5621,5 \text{ Вт.} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Розрахований повний тепловий потік, що дорівнює 5621,5 Вт, відповідає заданій тривалості роботи холодильної установки (16 годин на добу) і використовується для розрахунку холодопродуктивності випарника (повітряного охолоджувача) за допомогою формули (3.20):

$$Q_{\text{випари}} = \frac{Q_{\text{сум}} \cdot 24}{16} = \frac{5621,5 \cdot 24}{16} = 8432,25 \text{ Вт.} \quad (3.20)$$

### 3.2 Розрахунок параметрів і вибір випарника холодильної системи

Перевагою конструкції є сфокусований потік повітря з випарника, що знижує температуру обмотки електродвигуна на 20 К [2]. У холодильній камері повітряний потік не повинен потрапляти безпосередньо на продукт, а краще спрямовуватися над ним уздовж стелі до протилежної стіни зі швидкістю 0,25–0,5 м/с, захоплюючи вторинний потік повітря.

Продуктивність випарника залежить від терморегулюючого вентиля (ТРВ), які разом утворюють систему автоматичного регулювання. Холодоагент кипить лише в об'ємі, що відповідає пропускній здатності ТРВ, а правильне регулювання вентиля забезпечується сигналом перегрівання від випарника.

Ефективність випарника визначається ступенем перегрівання, який

дорівнює відношенню фактичного перегріву до максимально можливого. Для випарника, де 10% площі забезпечують перегрівання, ступінь перегрівання становить 0,65. Мова йде про показник ефективності випарника, що може бути записаний у вигляді:

$$f = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}, \quad (3.22)$$

де  $\Delta t_1$  – різниця температур перегрівання на виході випарника  $t_{вих}$  і температура кипіння холодильного агента  $t_{кип}$ , °С;

$\Delta t_2$  – різниця температур між вхідною температурою повітря  $t_{вх}$  (температура холодильної камери  $t_{кам} = 0$  °С), і температура кипіння холодоагента  $t_{кип}$ , °С.

Температура кипіння  $t_{кип}$  - це температура, що відповідає абсолютному тиску холодоагенту в місці приєднання всмоктувальної лінії системи, включаючи тепловий обмінник, якщо він передбачений (у нашому випадку  $t_{кип} = -8$  °С) [2].

Температура перегрівання  $t_{вих}$  - це температура пароподібного холодоагенту, виміряна на трубі після розширювального клапана або теплообмінника, якщо він є вбудованим елементом (у нашому випадку  $t_{вих} = -2$  °С). Ця точка зазвичай знаходиться не далі 500 мм від виходу охолоджувача і розташована всередині камери.

Для м'яса (яловичини та свинини) необхідна вологість повітря 85–90%. Це досягається мінімальною різницею між температурою кипіння холодоагенту та температурою в камері. Визначення цієї різниці є ключовим етапом проектування випарника, для чого можна використати робочу діаграму, наведену на рис. 3.2.

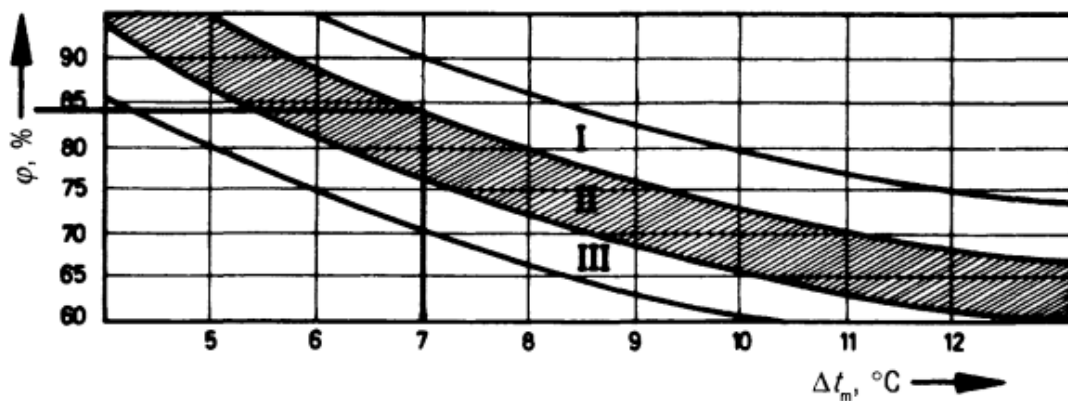


Рисунок 3.2 – Залежність відносної вологості від середньої різниці температур

Діаграма поділяє продукти на три зони.

1. Продукти, які потребують високої відносної вологості повітря.
2. Продукти з нормальною вологістю.
3. Продукти, які зберігаються за відносно низької вологості.

Найбільш оптимальним є середнє значення, яке забезпечує баланс між умовами зберігання для цих груп.

Згідно з діаграмою, зниження відносної вологості з 85% до 84% спостерігається при різниці температур  $\Delta t_2 = 7$  °C між температурою  $t_{кам}$  і температурою  $t_{кин}$ . Цього перепаду недостатньо для забезпечення потрібного перегрівання для стандартного ТРВ. Тому обирається  $\Delta t_2 = 8$  °C, що за діаграмою (рис. 3.1) відповідає відносній вологості 83%.

Оскільки продукти завантажуються в камеру на короткий проміжок часу, точний вибір температурного перепаду має критичне значення.

Ступінь перегрівання випарника визначається за формулою:

$$f = \frac{-2 - (-8)}{0 - (-8)} = \frac{6}{8} = 0,75$$

Зі зростанням перегрівання збільшується ступінь перегрівання, що

знижує продуктивність випарника до 95%. Ступінь перегрівання виступає показником ефективності (ККД) та продуктивності випарника.

Оптимальна продуктивність досягається лише за відсутності перешкод для циркуляції повітря, які можуть виникнути через неправильне розташування випарника або продуктів у камері. Це може призвести до рециркуляції повітря та зниження ефективності охолодження.

У разі поєднання кількох конструктивних недоліків можливе повне припинення повітряного потоку, що різко погіршує продування камери та якість охолодження або заморожування продуктів.

Продуктивність випарника також залежить від достатньої кількості циклів відтаювання протягом доби. За рівнянням (3.23), правильний вибір відстані між ребрами випарника є важливим, адже стан сніжного покриву впливає на коефіцієнт теплопередачі та перепад температур на вході  $\Delta t_2$ :

$$Q_{\text{вип}} = A \cdot k \cdot \Delta t_2, \quad (3.23)$$

де  $A$  – відстань між ребрами, мм;

$k$  – коефіцієнт теплової передачі, Вт/К·м<sup>2</sup>.

У камерах заморожування відносна вологість повітря ( $\phi$ ) становить 75%–90%. Продуктивність випарника на початку роботи на 5%–10% нижча за стандартну продуктивність сухого випарника, що дозволяє забезпечити стабільну роботу протягом 8–10 годин. Тривалість зупинок і ефективність роботи випарників, вкритих сніговим покривом, залежать від відносної вологості повітря на вході в охолоджувач за однакової геометрії ребер (діаметр труб, відстань між ребрами, їхнє розташування) та однакової швидкості руху повітря.

Зміна геометрії випарника, наприклад, діаметра труб, відстані між ребрами або кроку розташування, значно впливає на робочі характеристики навіть за тих самих умов у холодильній камері.

Порівняння продуктивності за сухої поверхні охолоджувача показує, що випарник із відстанню між ребрами  $A = 3$  мм має найвищу продуктивність, тоді як у випарника з  $A = 7,6$  мм продуктивність приблизно на 20% нижча.

Випарник із відстанню між ребрами  $A = 7,6$  мм працює понад 10 годин до моменту зупинки, тоді як випарник із  $A = 3$  мм потребує зупинки вже через 3 години. Зупинка стає необхідною, коли різниця температур  $\Delta t_2$  між повітрям на вході і температурою кипіння зростає на 25%. У цей момент випарник потребує відтаювання, що тимчасово припиняє процес охолодження.

Для вибору випарника використовується каталог виробника Kuba. Зокрема, повітряні охолоджувачі серії SG представлені трьома типами.

Випарник Kuba SGA [33] із відстанню між пластинами  $A = 4,5$  мм застосовується в установках із температурою кипіння вище  $0$  °C та невеликою різницею температур  $\Delta T$  ( $5-6$  °C). Він використовується в камерах для зберігання заморожених продуктів із мінімальним виділенням вологи, а також у камерах охолодження рідин у пляшках.

Випарник Kuba SGB із відстанню між пластинами  $A = 7$  мм призначений для охолодження м'яса, а також для низькотемпературних і морозильних камер.

Випарник Kuba SGL із відстанню між пластинами  $A = 12$  мм використовується в камерах із високим вологовиділенням і температурою кипіння нижче  $-3$  °C. Він підходить для камер швидкого охолодження або установок, які не можуть відтаюватися вночі через технологічні обмеження.

Згідно з розрахунками (пункт 3.1.6), попередня продуктивність випарника становить 8432,25 Вт без врахування вентилятора і теплового потоку, оскільки тип випарника ще не визначений [2].

На практиці продуктивність випарника збільшують на 20% (формула (3.24)) для врахування невідомих параметрів, таких як продуктивність

вентилятора та теплове навантаження. Таким чином:

$$Q_{\text{попер}} = Q_{\text{випарн}} + 0,2 \cdot Q_{\text{випарн}} = 8432,25 + 0,2 \cdot 8432,25 = 10118,7 \text{ Вт.} \quad (3.24)$$

Для покращення циркуляції повітря в холодильній камері попередню продуктивність випарника було розподілено на два повітряних охолоджувача, кожен із яких забезпечує 5059,35 Вт.

Оскільки в холодильних камерах висока ймовірність утворення інею на випарниках, вони повинні бути оснащені системою електричного нагрівання для відтаювання. Було обрано два випарники SGBE 81, які мають фактичну продуктивність 5,64 кВт при вхідній температурі повітря  $t_{\text{вх}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$  і температурному перепаді  $\Delta t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  [34].

Технічні характеристики випарника наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Основні параметри випарника фірми Kuba SGBE 81

Холодопродуктивність $Q_{\text{хол.прод}}$ , кВт	5,64	Холодоагент	R134a
Температура камери $t_{\text{кам}}$ , $^\circ\text{C}$	0	Об'ємна витрата повітря, м <sup>3</sup> /год	2900
Температура повітря на вході $t_{\text{вх}}$ , $^\circ\text{C}$	2	Дальність обдування, м	20
Температура кипіння $t_{\text{кип}}$ , $^\circ\text{C}$	-8	Площа обдування, м <sup>2</sup>	34,2
Різниця температур $\Delta t_2$ , $^\circ\text{C}$	10	Відстань між пластинами, мм	7
Температура всмоктування $t_{\text{всм}}$ , $^\circ\text{C}$	-1,5	Ємність труби, л	8,9

Основні із них:

- об'ємна витрата повітря - 2900 м<sup>3</sup>/год,
- дальність обдування - 20 м,
- продуктивність вентилятора - 300 Вт,
- холодопродуктивність випарника - 2530 Вт під час роботи.

Враховуючи, що вентилятор випарника і холодильна установка працюють паралельно (по 16 год/добу, згідно з пунктом 3.1.6), продуктивність вентилятора 300 Вт повністю покриває потребу в холоді. Основні параметри електровентилятора наведені в табл. 3.5.

Нагрівання в зливній лінії не потрібне, оскільки відсутня небезпека замерзання талої води. Таке нагрівання зазвичай застосовують у випарниках для низькотемпературних холодильних камер.

Таблиця 3.5 – Основні параметри вентилятора

Діаметр лопасті, м	0,4	Частота мережі, Гц	50
Температурний діапазон, °C	±40	Продуктивність, Вт	300
Звукова потужність, дБ	75	Струм споживання, А	0,58
Кількість обертів, об/хв	1400	Напруга мережі, В	220±10 %

Випарник оснащений двома електродвигунами, кожен з яких має потужність  $P=300$  Вт. Потужність електричного обігрівача для відтаювання складу  $P = 2,53$ кВт

Схема управління випарником зображена на кресленні [МРМА 24.01.00.000ЕЗ], а схема живлення випарника - на кресленні [МРМА 24.02.00.000ЕЗ].

Розрахунок тепловиділення від електродвигуна вентилятора випарника

проводиться за формулою:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{i \cdot P_{\text{вент}} \cdot \tau_{\text{вент}}}{\tau_{\text{устан}}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 16}{16} = 600 \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де  $i$  - кількість електричних вентиляторів;

$P_{\text{вент}}$  - продуктивність вентилятора, Вт;

$\tau_{\text{вент}}$  - тривалість роботи вентилятора, год/доба;

$\tau_{\text{устан}}$  - тривалість роботи установки, год/доба.

Для камери охолодження м'яса прийнято значення часу відтаювання - чотири цикли на добу, тривалість кожного становить 20 хвилин ( $\tau_{\text{відт}} = 1,3$  год).

Розрахунок теплового потоку, що виникає під час електричного нагрівання випарника в процесі відтаювання, виконується за рівнянням:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{i \cdot P_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{відт}}}{\tau_{\text{устан}}} = \frac{2 \cdot 2530 \cdot 1,3}{16} = 411,13 \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

де  $P_{\text{ел}}$  – теплова продуктивність електрообігрівача при відтаюванні, Вт;

$\tau_{\text{відт}}$  тривалість відтавання, год/доба;

$\tau_{\text{устан}}$  - тривалість роботи установки, год/доба.

Здійснимо розрахунок ефективності холодопродуктивності двох випарників за слідуною формулою:

$$Q_{\text{ефект}} = Q_{\text{випарн}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{відт}} = 8432,25 + 600 + 411,13 = 9443,38 \text{ Вт}. \quad (3.27)$$

Потрібна корисна холодопродуктивності кожного випарника знаходиться із залежності:

$$Q_{\text{ефектл}} = Q_{\text{ефект}} / 2 = 9443,38 / 2 = 4721,69 \text{ Вт.} \quad (3.28)$$

Холодопродуктивність обраного випарника моделі Kuba SGBE 81 повністю відповідає вимогам до корисної холодопродуктивності, ефективно компенсуючи всі теплові потоки [34].

У додатку Б вказані початкові та розраховані параметри для холодильної камери.

### 3.3 Розрахунок параметрів і вибір конденсаторної групи

Для правильного розрахунку холодильної установки необхідно узгодити продуктивність:

- випарника;
- компресора.

Баланс досягається, коли холодильна машина забезпечує розрахункову холодопродуктивність з урахуванням втрат тиску у всмоктувальному трубопроводі.

Конденсаторна група з повітряним охолодженням розраховується для навколишньої температури  $t_{\text{навк}} = +32 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура кипіння приймається рівною  $t_{\text{кип}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ , враховуючи втрати температури на стороні всмоктування  $2 \text{ }^\circ\text{C}$ , при розрахунковій температурі кипіння  $-8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

З варіантів конденсаторних груп, наведених у табл. 3.6, обирається модель, яка найкраще відповідає заданим параметрам.

Обрано конденсаторну групу типу LH 84/4CC-6.2Y (рис. 3.2) зі такими технічними характеристиками [35]:

- $t_{\text{навк}} = +32 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- холодоагент R134a,
- температура кипіння холодоагенту  $t_{\text{кип}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- холодопродуктивність 10 кВт при температурі всмоктувального газу

$$t_{\text{газ}} = +20 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Детальні технічні характеристики наведені в додатку В.

Електрична схема живлення конденсаторної групи зображена на кресленні [МРМА24.00.000Е3], а схема керування компресором - на кресленні [МРМА24.03.00.000Е3].

Таблиця 3.6 – Параметри конденсаторних груп

Тип конденсаторної групи	LN104/4OC-7.2Y	LN104/4Z-8.2Y	LN84/4CC-6.2Y	LN114/4V-10.2Y
Холодопродуктивність, кВт	8,73	8,86	10,00	10,87
Продуктивність випарника, кВт	8,73	8,86	10,00	10,87
Потужність, що споживається, кВт	3,22	3,24	3,93	4,07
Струм (при напрузі 380 В), А	8,69	6,69	9,34	8,73
Масові витрати рідини, кг/год	188,90	192,00	224,00	237,00
Температура конденсації, $^{\circ}\text{C}$	39,60	39,70	43,20	40,30
Переохолодження рідини, $^{\circ}\text{C}$	3,00	3,00	3,00	3,00
Режим роботи	стандартний	стандартний	стандартний	стандартний

Монтаж випарників та конденсаторної групи наведено на кресленні [МРМА24.00.00.000С4], згідно якої труба зливу конденсату повинна виходити за стіну будівлі на величину рівну 100 мм.

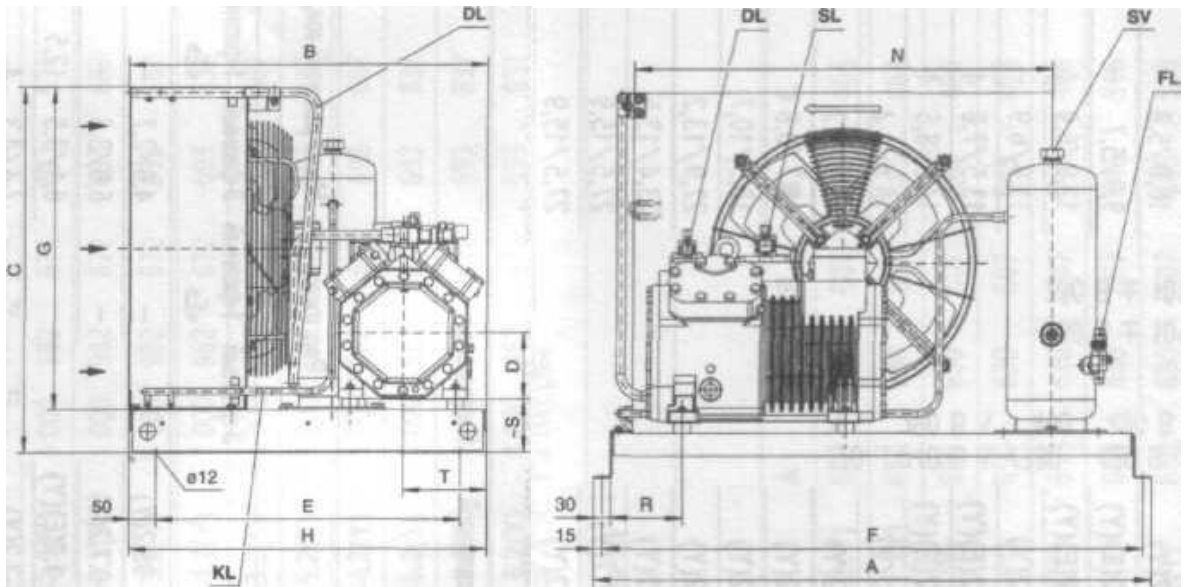


Рисунок 3.2 – Стандартна конденсаторна група LH 84/4CC-6.2Y

### 3.4 Висновки до третього розділу

У цьому розділі виконано розрахунок холодильної камери та холодильної установки. Проведено обчислення витрат холоду, вибір випарника та визначення параметрів конденсаторної групи.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

MPMA24.00.00.000 ПЗ

Арк.  
85

## ВИСНОВКИ

У результаті виконання магістерської роботи була спроектована холодильна камера для потреб фермерського господарства.

У роботі проведено аналіз існуючих холодильних камер, їхніх технологічних та технічних характеристик. На основі цього аналізу розроблено кілька варіантів конструктивної структури приміщення, після чого обрано оптимальний напрямок для проектування.

Для будівництва приміщення використовувалися сучасні будівельні матеріали, які широко застосовуються у сфері холодильного обладнання. Як теплоізоляційний матеріал обрано жорсткі пінополіуретанові плити, що мають значно кращі технічні характеристики порівняно з іншими утеплювачами.

Виходячи з початкових даних, були розраховані параметри холодильної установки для забезпечення сталої заданої температури всередині камери незалежно від змін у зовнішньому середовищі. Також визначено потужність випарника, необхідну для компенсації теплових потоків, які надходять іззовні, а також тепловиділення від продуктів, що зберігаються, та інших факторів.

Результати проєкту свідчать, що розроблена холодильна камера може бути використана не тільки в фермерських господарствах, а й у супермаркетах та підприємствах громадського харчування.

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Холодильне обладнання для ферм та аграрного бізнесу [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ralco.com.ua/solutions/agrarnyy-biznes/>
2. Семенюк Д. П. Технологічне холодильне обладнання [Електронний ресурс] : навч. посібник : у 2 ч. Ч. 1 / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко. Електрон. дані. Х. : ХДУХТ, 2018. – 241с.
3. Холодильне обладнання вагонів: Навч. посібник / І.Е. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Брайковська та ін. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 134 с.
4. О.С. Тітлов, С.Ф. Горикін. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості: Навчальний посібник – Львів: Новий Світ - 2000, 2020. – 286 с.
5. Холодильна техніка. Конспект лекцій [Електронний ресурс] : навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: С. В. Гулієнко, О. В. Гусарова. - Електронні текстові дані (1 файл: 6.83 Мбайт). - Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. - 148 с.
6. Степанов Д. В., Степанова Н. Д. Холодильна техніка та технологія. Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2008. - 95 с.
7. 1. Холодильні установки : підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'яновський [та ін.]; за ред. І. Г. Чумака. – 6-е вид., перероб. та доп. – Одеса : Пальміра, 2006. – 552 с.
8. Черевко О. І. Обладнання підприємств сфери торгівлі : навчальний посібник / Черевко О. І., Новікова О. В., Потапов В. О. – К. : Ліра-К, 2010. – 648 с. 9. Сафонов В. В. Холодильне обладнання : навчально-методичні / В. В. Сафонов, Д. П. Семенюк, О. В. Петренко. – Х. : ХДУХТ, 2007. – 180 с.

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						87
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

10. Де застосовують Пінополіуретан? [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.ppu.cv.ua/pinopoliuretan/133-tekhnologii-syrovyna-i-obladnannia/244-de-zastosovuyut-pinopoliuretan.html>.

11. Теплоізоляція холодильних камер [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ppu.biz.ua/index.php/ppu-dlia-kholodylnykh-kamer>.

12. Теплоізоляція холодильних камер пінополіуретаном [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://sonart.com.ua/teploizoliatsiya/teploizolyatsiya-holodylnykh-kamer>

13. Що таке сендвіч-панелі ППУ? [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ntkzavod.com.ua/ua/stati/sendvich-paneli-ppu/?srsltid=AfmBOopaiHfWtRXd1XBRQUEsZyZGEoKbkxcdB2RR9mdZsh2vlo6CNFn>.

14. Технічні характеристики сендвіч-панелей ППУ [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zdorovklimat.com.ua/blog/tehnichni-karakteristiki-sendvich-panelej-ppu.html>.

15. Тришарові сендвіч-панелі [Електронний ресурс]. Режим доступу: [https://arsenal-center.com.ua/wp-content/uploads/2017/04/Catalog\\_Arsenal\\_panely\\_web.pdf](https://arsenal-center.com.ua/wp-content/uploads/2017/04/Catalog_Arsenal_panely_web.pdf).

16. Стінові сендвіч-панелі з наповнювачем пінополістирол [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://bud-materialy.com.ua/sendvich-paneli-56854>.

17. Види замків сендвіч-панелей [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ntkzavod.com.ua/ua/stati/vidy-zamkov-sendvich-panelej-kakoj-luchshe/?srsltid=AfmBOooWpBAjW6-xcv0vMBSiGlW8lMLmTYd6csscpSHyGP3im94d54rx>

18. Моноблочна холодильна установка [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ua.vrcoolerru.com/refrigeration-evaporator/unit-cooler/monoblock-refrigeration-unit.html>.

19. Ялпачик В.Ф., Стручаєв М.І., Ялпачик Ф.Ю., Практикум з курсу

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

«Холодильне устаткування»: Навчальний посібник. Мелітополь, 2014. - 111 с.

20. Холодильні установки : підручник / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський [та ін.]; за ред. І.Г.Чумака. – 6-е вид., перероб. та доп. – Одеса : Пальміра, 2006. – 552 с.

21. Конвісер І.О., Паригіна Т.Б. Холодильна технологія харчових продуктів: навч. посіб. – К. : НТЕУ, 2001. – 242 с.

22. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Подмазко, І.О. Подмазко. – Херсон: Грінь Д.С., 2014. – 484 с.

23. Кондиціонування та охолодження. Навчальний посібник /Друкований М.Ф., Фіалковська Л.В., Друкований О.М. - Вінниця: ВНАУ, 2012 – 273 с.

24. Плити пінополістирольні самозатухаючі [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://eurobud.ua/eurobud-eps-60/>.

25. Що таке Пінополіуретан? [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ppu.net.ua/teploizoliatsiia-ppu/shcho-take-pinopoliuretan.html>.

26. Основне про пінополіуретан [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ppu.biz.ua/index.php/teploizoliatsiia/vse-pro-pinopoliuretan/osnovne-pro-pinopoliuretan>.

27. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. /М.М. Масліков – К.: НУХТ, 2007. – 335 с.

28. Що таке фреони та сфера їх використання [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://torgovoeoborudovanie.com.ua/ua/a37397-chto-takoe-freony.html?srsId=AfmBOoqFmmmmYbi2Hi9to3YfU8uTEEMUMEi3i0I53IytSBHNSpdmeasT>.

29. Мідні труби та фітинги [Електронний ресурс]. Режим доступу: [https://sansmart.com.ua/uk/truby-i-fitingi-1-2/mednye-truby-i-fitingi/?srsId=AfmBOooA8H79AYU3oLGop\\_zsEuYLwEfMUDv3HtE0L64hONoKNOgiydf](https://sansmart.com.ua/uk/truby-i-fitingi-1-2/mednye-truby-i-fitingi/?srsId=AfmBOooA8H79AYU3oLGop_zsEuYLwEfMUDv3HtE0L64hONoKNOgiydf).

30. Фільтр-осушувач [Електронний ресурс]. Режим доступу:

<https://zapchasty.ua/kholodilnik-filtr-osushitel>.

31. Подпряттов Г.І., Цвіговський Г.К., Таргоня В.С., Лешишак О.В., Драгнєв С.В. Способи та технічне забезпечення зберігання плодовоочевої продукції: навч. посіб. – Київ : Компрінт, 2015. – 199 с.

32. Оптимізація технології заморожування плодовоочевої продукції: Монографія / В.Ф. Ялпачик, Н.П. Загорко, С.В. Кюрчев, В.Г. Тарасенко, Л.М. Кюрчева, С.Ф. Буденко, О.В. Григоренко, М.І. Стручаєв, В.О. Верхованцева. – Мелітополь: Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні, 2018. – 214 с.

33. Kuba SGB [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ikrtech.com.ua/ua/p753664932-kuba-sgb-122.html?srsltid=AfmBOoqcYYcn9jgAzFrNpalf7xOFNnnbV1aA9zoNd-jVdyT8zzw-YVZe>.

34. Куба SGBE 81 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.hosbv.com/product/4161/evaporators/Kuba-SGBE-81.html>.

35. Bitzer LH84/4CC-6.2 [Електронний ресурс]. Режим доступу: [http://www.infrost.com.ua/bitzer\\_lh84\\_4cc\\_6\\_2.html](http://www.infrost.com.ua/bitzer_lh84_4cc_6_2.html).

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						90
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А

					МРМА24.00.00.000 ПЗ	Арк.
						91
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		